

ДВИГАТЕЛЕ СТРОЕНИЕ

№ 2 (268)
апрель–июнь 2017

Санкт-Петербург

КОНФЕРЕНЦИИ И ВЫСТАВКИ

Юбилейная научно-техническая конференция, посвященная 75-летию кафедры двигателей и тепловых установок Военного института (инженерно-технического) Военной академии МТО им. генерала армии А.В. Хрулева

3

РАСЧЕТЫ. КОНСТРУИРОВАНИЕ. ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ

Кулешов А.С., Фадеев Ю.М., Кулешов А.А.
Развитие многозонных моделей для расчета сгорания в современных ДВС

7

Гришин Ю.А.
Взаимодействие импульсов нестационарного течения потока газов с турбиной

11

СИСТЕМЫ ДВИГАТЕЛЕЙ. АГРЕГАТЫ

Циплёнкин Г.Е., Иовлев В.И., Коженков А.А.
Развитие систем двухступенчатого наддува двигателей (продолжение)

15

Коженков А.А.
Моделирование динамики роторных систем турбокомпрессоров с подшипниками скольжения

23

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И РЕМОНТ ДВИГАТЕЛЕЙ

Снарский С.В., Гаффаров Г.Г., Гаффаров А.Г., Коваленко С.Ю.
Повышение надежности двигателей ПАО КамАЗ за счет оптимизации термонапряженного состояния деталей цилиндропоршневой группы

29

НОВОСТИ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ

Новые тенденции в создании смазок для дизелей (материалы конгресса CIMAC 2016)

34

ИНФОРМАЦИЯ

Рефераты статей

58

Новости ЧТЗ

14

55

CONFERENCES AND EXHIBITIONS

Jubilee Scientific & Technical Conference Held on the Occasion of the 75th Anniversary of «Reciprocation Engines & Power Plants» Department of Military Institute of Railway Armies and Military Transport of Military Academy of Logistics and Transport Named After General A.V. Khrulev

ANALYSES, DEVELOPMENT AND CONSTRUCTION OF ENGINES

Kuleshov A.S., Fadeev Yu.M. and Kuleshov A.A.
Development of Multizonal Combustion Models as Applied to Modern Reciprocating Engines

Grishin Yu.A.
Interaction Between Nonstationary Gas Flow Pulses and Turbine Internals

ENGINE SYSTEMS AND UNITS

Tsyplenkin G.E., Iovlev V.I. and Kozhenkov A.A.
Development of Two-Stage Supercharge Systems

Kozhenkov A.A.
Modelling of Dynamic Behaviour of Rotor Systems of Turbochargers Featuring Plain Bearings

MAINTENANCE AND REPAIR ISSUES

Snarsky S.V., Gaffarov G.G., Gaffarov A.G. and Kovalenko S.Yu.
Optimization of Thermal Stress Patterns in Piston-Cylinder Unit Parts as a Means to Improve Reliability of KAMAZ Engines

ENGINE BUILDING NEWS

New Trends in the Development of Engine Lubricants (based on CIMAC-2016 papers)

INFORMATION

Synopsis

ChTZ news

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Л.А. Новиков, главный редактор

ПРЕДПРИЯТИЯ

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

НИИ

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

ВУЗЫ

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

Журнал «Двигателестроение» включен в Перечень (п. 1973) рецензируемых научных изданий, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученой степени кандидата наук, на соискание ученой степени доктора наук.

Дата включения в Перечень — 29.05.2017.

Группы научных специальностей:

05.02.00 - Машиностроение и машиноведение

05.04.00 - Энергетическое, металлургическое и химическое машиностроение

05.14.00 - Энергетика

Электронные версии журнала (2005–2017 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 03.06.2017
Подписано в печать 26.06.17
Формат бумаги 60 × 90 1/8

Бумага типографская.
Печать офсетная. Усл. печ. л. 7
Зак. 197. Тираж 700 экз.
Цена договорная

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

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

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

**ДВИГАТЕЛЕ
СТРОЕНИЕ**

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

© Журнал «Двигателестроение». 2017. № 2 (268)

ЮБИЛЕЙНАЯ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ КОНФЕРЕНЦИЯ, посвященная 75-летию кафедры двигателей и тепловых установок Военного института (инженерно-технического) Военной академии МТО им. генерала армии А.В. Хрулева

16 мая 2017 г. кафедра двигателей и тепловых установок Военного института (инженерно-технического) Военной академии МТО им. генерала армии А.В. Хрулева отметила 75 лет со дня основания проведением научно-технической конференции «Современное состояние и повышение энергетической эффективности теплосиловых и теплогенерирующих установок объектов МО РФ».

В конференции приняли участие специалисты ведущих производителей энергетического оборудования для объектов МО РФ, а также представители проектных, монтажных и эксплуатирующих организаций, специализированных кафедр вузов (3 стр. обложки).

Тематическая направленность докладов участников конференции, помимо обзора основных научных работ и достижений ученых, работающих на кафедре в различные периоды времени, была посвящена возрождению и развитию научных школ в области совершенствования российской военной энергетики,



а также вопросам повышения качества подготовки военных инженеров-энергетиков.

Программа работы конференции предусматривала рассмотрение следующих основных научных направлений:

➤ история развития и современное состояние научных школ и учебно-материальной базы кафедры

двигателей и тепловых установок;

➤ научные разработки кафедры по созданию двигателей, работающих по специальным циклам;

➤ создание комбинированных энергоустановок на базе поршневых ДВС для энергокомплексов специального назначения;

➤ разработка котлов с топками кипящего слоя для строительства и реконструкции угольных котельных;

➤ использование поршневых ДВС в современных системах аккумулирования энергии.

Научные доклады участников опубликованы в сборнике трудов конференции.

Оргкомитет конференции

КАФЕДРА ДВИГАТЕЛЕЙ И ТЕПЛОВЫХ УСТАНОВОК. ВЕХИ ИСТОРИЧЕСКОГО ПУТИ

*С.Н. Смолинский,
начальник Военного института (инженерно-технического) ВА МТО имени А.В. Хрулева*



Кафедра двигателей и тепловых установок (ее первоначальное название — «Кафедра теплотехника и ДВС») занимает особое место среди других кафедр Военного инженерно-технического университета (ныне Военного института инженерно-технического) благодаря своей 75-летней истории, богатой выдающимися научными достижениями.

Кафедра была основана в 1942 г. доктором технических наук профессором А.Н. Ложкиным, видным советским ученым-теплотехником, известным научными трудами в области паро-

газовых энергетических циклов и трансформаторов теплоты. С использованием результатов научных исследований профессора А.Н. Ложкина при участии ЦКТИ им. И.И. Ползунова в 1960–70 гг. в СССР был построен ряд крупных опытных парогазовых установок, подтвердивших эффективность парогазового цикла. Научные разработки профессора А.Н. Ложкина широко используются в современной теплоэнергетике (тепловые насосы, термохимические преобразователи и другие теплотехнические технологии и процессы).

В истории становления и развития кафедры можно выделить три основных периода.

Первый — десятилетний период — характеризуется первоначальным развитием специальной теплоэнергетической кафедры под руководством профессора А.Н. Ложкина.

В эти годы на кафедре были поставлены основные учебные дисциплины, написаны первые учебники и учебно-методические пособия, начали создаваться учебные лаборатории, были сформированы основные научные направления работы кафедры, результаты которых нашли отражение в монографиях: «Бинарные установки» (авторы

А.Н. Ложкин и А.А. Канаев); «Трансформаторы тепла», «Комбинированный парогазовый цикл и высоконапорные парогенераторы» (автор А.Н. Ложкин).

Второй период связан с разделением кафедры на две, а именно: кафедру теплосиловых установок и кафедру двигателей внутреннего сгорания (ДВС), которые самостоятельно действовали до 2011 г.

Кафедрой теплосиловых установок до 1968 г. руководил профессор А.Н. Ложкин. Затем, кафедру последовательно возглавляли профессора И.Р. Степанов, В.В. Сомов, доцент В.В. Жуковский, а с 1992 г. — профессор А.В. Смирнов.

В этот период на кафедре было подготовлено и защищено несколько десятков кандидатских и пять докторских диссертаций (А.В. Мишуев, И.Р. Степанов, Р.М. Петриченко, А.В. Смирнов, Ю.В. Юферев) по направлениям исследования способов защиты энергетических установок от воздействия современных средств поражения, созданию методов расчета конвективного теплообмена в поршневых машинах и системах охлаждения ДВС, исследованию надежности комбинированных теплоэнергетических установок, разработке энергоэффективных котлов кипящего слоя.

За эти годы была создана мощная учебно-лабораторная база кафедры, в том числе лаборатории котельных установок, установок с паровыми и газовыми турбинами, холодильных установок, воздухоразделительных установок, теоретических основ теплотехники.

Профессорско-преподавательским составом кафедры были написаны учебники по основным дисциплинам: «Котельные установки» (автор В.В. Сомов), «Паровые и газовые турбины» (автор А.Н. Успенский), «Холодильные установки» (автор М.В. Урушев), «Тепломеханическая часть военных электростанций» (авторы В.Г. Кривов, А.Н. Успенский), «Техническая термодинамика» (авторы А.В. Смирнов, Ю.В. Юферев), «Теплопередача» (автор А.В. Смирнов) и др.

Руководство кафедрой ДВС последовательно осуществляли к.т.н. доцент Б.И. Иванов, доктора технических наук профессора В.Г. Кривов, В.А. Путятинский, А.Н. Агафонов, В.О. Сайданов, к.т.н. доцент А.Н. Терехин. Наибольших успехов кафедра ДВС достигла под руководством заслуженного деятеля науки и техники РСФСР, лауреата премии Совета Министров СССР, доктора технических наук, профессора В.Г. Кривова. Под его научным руководством были сформированы и реализованы такие крупные научные направления, как комплексная противоядерная защита ДВС в специальных сооружениях, разработка анаэробных ДВС, работающих без связи с атмосферой, разработка ДВС с комплексной утилизацией отходящей теплоты. По этим на-

правлениям подготовлено и защищено несколько десятков кандидатских и семь докторских диссертаций (В.Г. Кривов, В.А. Путятинский, С.А. Синатов, И.О. Прутчиков, А.Н. Агафонов, П.В. Дружинин, В.О. Сайданов).

Значительных достижений кафедра достигла и в учебно-методической работе. Преподавателями кафедры написаны и изданы несколько десятков учебно-методических пособий и учебников, в том числе: «Рабочие процессы ДВС» (автор В.А. Путятинский), «Конструкции, системы и эксплуатация дизелей» (автор В.Г. Кривов), «Компрессорные установки» (авторы В.Г. Кривов, В.А. Перегудов), «Тепломеханическая часть военных электростанций» (авторы В.Г. Кривов, А.Н. Успенский), и др.

Третий период (с 2011 г. по настоящее время) характеризуется воссоединением двух кафедр в одну, с присоединением кафедры механизации и части кафедры автоматизации. Объединенная кафедра двигателей и тепловых установок, возглавляемая профессором А.В. Смирновым, продолжает развивать славные традиции, заложенные выдающимися учеными предшествующих поколений. В последние годы профессорско-преподавательский состав кафедры проделал огромную работу по переизданию учебников с исполнением их в электронном формате. Выполнена модернизация лаборатории передвижных и специальных установок, проводится работа по реконструкции теплоэнергетического комплекса с котлами кипящего слоя, создана новая лаборатория монтажа ДВС.

На кафедре выполняются разноплановые научно-исследовательские работы по заказу Девятого Главного управления МО РФ по следующим направлениям:

- разработка систем комплексной автоматизации котельных агрегатов кипящего слоя;
- разработка нормативов по эксплуатации дизельных энергетических установок объектов МО РФ;
- разработка новых дизельных энергетических установок с активными котлами утилизаторами;
- разработка методов оценки остаточного ресурса технических систем специальных объектов.

На кафедре разработан и реализуется перспективный план модернизации учебно-лабораторной базы, включая реконструкцию учебных помещений и проект строительства нового энергетического центра.

Командование Военного института (инженерно-технического) поздравляет коллектив кафедры с 75-летием с пожеланием дальнейшего развития научных школ, прикладных научных исследований и совершенствования подготовки высококвалифицированных военных инженеров-энергетиков.

**НАУЧНЫЕ ШКОЛЫ
КАФЕДРЫ ДВИГАТЕЛЕЙ И ТЕПЛОВЫХ УСТАНОВОК
ВОЕННОГО ИНСТИТУТА
(ИНЖЕНЕРНО-ТЕХНИЧЕСКОГО)**

*А.В. Смирнов, д.т.н., профессор, заведующий кафедрой
двигателей и тепловых установок*

*В.Г. Кривов, д.т.н., профессор, заслуженный деятель
науки и техники РФ
ВИ(ИТ) ВА МТО имени А.В. Хрулева*

Кафедра двигателей и тепловых установок к



своему 75-летию достигла замечательных результатов в научной работе.

Многообразные разноплановые крупномасштабные научные исследования по укреплению военной инфраструктуры нашей страны в области автономной энергетики позволили сформироваться нескольким мощным и авторитетным научным школам, давшим в совокупности целую плеяду докторов наук, профессоров А.Н. Ложкина, В.Г. Кривова, В.В. Сомова, Р.М. Петриченко, А.В. Мишуева, И.Р. Степанова, В.А. Путятинского, С.А. Синатова, А.В. Смирнова, А.Н. Агафонова, П.В. Дружинина, В.В. Дыбка, И.О. Прутчикова, Ю.В. Юферева, В.О. Сайданова и более ста кандидатов технических наук.

Наиболее значимыми направлениями научных исследований кафедры являются разработка комбинированных теплоэнергетических установок на основе парогазовых, бинарных циклов и специальных циклов ДВС, способов и средств защиты автономных энергоустановок от современных средств поражения, специальных энергоустановок замкнутого цикла, котлоагрегатов малой мощности с топками кипящего слоя, высоконапорных котлов малой мощности, исследования надежности, живучести и энергетической безопасности автономных теплоэнергетических установок и систем.

Наиболее значимыми направлениями научных исследований кафедры являются разработка комбинированных теплоэнергетических установок на основе парогазовых, бинарных циклов и специальных циклов ДВС, способов и средств защиты автономных энергоустановок от современных средств поражения, специальных энергоустановок замкнутого цикла, котлоагрегатов малой мощности с топками кипящего слоя, высоконапорных котлов малой мощности, исследования надежности, живучести и энергетической безопасности автономных теплоэнергетических установок и систем.

Научные школы кафедры можно условно разделить на два основных направления.

К первому направлению относятся научные школы различных дисциплин теплоэнергетики, созданные основателем кафедры Теплосиловых установок (ТСУ) профессором А.Н. Ложкиным. Наибольший вклад в подготовку научных кадров на кафедре ТСУ внесли проф. А.Н. Ложкин, В.В. Сомов и А.В. Смирнов. Созданные и развиваемые ими научные школы направлены на разработку и совершенствование теплоэнергети-

ческого оборудования и технических систем военных объектов. С учетом многопредметности кафедры ТСУ и развитию на ней нескольких научных направлений в военной теплоэнергетике для научных школ кафедры характерен весьма широкий спектр исследований, выполненных в диссертационных работах. Тем не менее, из них можно выделить следующие главные научные направления.

В научной школе профессора А.Н. Ложкина — это парогазовые установки небольшой мощности для военной энергетики и оборудование газоздушных и жидкостных вводов специальных энергоустановок для защиты их от воздействия современных средств поражения. Эта школа подготовила 10 кандидатов наук и 5 докторов наук (В.Г. Кривов, И.Р. Степанов, Р.М. Петриченко, А.Н. Докторов, В.В. Сомов), которые впоследствии стали начальниками специализированных кафедр университета. С деятельностью представителей этой научной школы и их учеников косвенно связана подготовка научных кадров для других кафедр университета (д.т.н. В.Г. Кривов, А.А. Журавлев и В.Н. Пономарев).

Научная школа доктора технических наук, профессора Р.М. Петриченко сформировалась на кафедре теплоснабжения, которую он возглавил после ухода с кафедры ТСУ. Школа характеризуется комплексом работ в области теплотехники и теории двигателей внутреннего сгорания, по созданию методов расчета конвективного теплообмена в поршневых машинах и системах охлаждения ДВС.

Особо следует отметить научную школу доктора технических наук, профессора И.Р. Степанова, которая впоследствии сформировала научное направление по защите вводов в специальные фортификационные сооружения. Логическим завершением этих работ стала успешная защита докторской диссертации А.А. Журавлевым, выпускником энергетического факультета и кафедры ТСУ в 1978 г.

Среди исследований, выполненных под научным руководством проф. В.В. Сомова, выделяются работы по созданию и испытаниям высоконапорных котлов малой мощности для нужд военной энергетики. Кроме того, под его руководством разработаны диссертации по атомным, компрессорным установкам, системам отопления спецсооружений, по надежности котельных установок военных объектов, по математическому моделированию теплоэнергетических установок. Из подготовленных в этой научной школе 12 кандидатов технических наук впоследствии трое стали начальниками кафедр (Г.Ю. Острецов, А.В. Смирнов, А.А. Шеин), а один — доктором наук (А.В. Смирнов)

Научная школа профессора А.В. Смирнова находится в стадии развития. Из выполненных под его руководством диссертаций следует выделить два основных направления:

- исследование надежности, живучести и энергетической безопасности теплоэнергетических установок и систем военных объектов;
- исследование и разработка котлов малой мощности с топками кипящего слоя для эффективного сжигания низкосортных твердых топлив (каменные и бурые угли, торф, древесные отходы).

Под руководством профессора А.В. Смирнова были защищены диссертации по отдельным направлениям совершенствования технико-экономических и экологических показателей теплоэнергетических установок (повышение экономичности работы холодильных установок за счет применения частотно-регулируемых приводов, исследование характеристик комбинированных дизельных энергоустановок с активным котлом-утилизатором, разработка нового оборудования и способов подготовки низкосортных высоковязких обводненных мазутов для эффективного сжигания на котельных установках). Научная школа профессора А.В. Смирнова насчитывает сегодня 19 кандидатов наук один из которых (Ю.В. Юферев) впоследствии стал доктором наук.

В последние годы под руководством профессора А.В. Смирнова продолжают проводиться крупномасштабные научные исследования в области разработки систем автоматизации котлоагрегатов с топками кипящего слоя. По данному направлению выполняются кандидатские диссертации адъюнктами К.М. Маллаевым, С.В. Александровым, соискателями П.А. Семеновым, Е.А. Чернусовым, а, также докторская диссертация доктором А.В. Бондаревым.

Во второе направление входят научные школы различных дисциплин энергетического машиностроения, основанные профессором В.Г. Кривовым. К наиболее значимыми в данном научном направлении можно отнести научные школы профессоров В.Г. Кривова (основателя научного направления энергетического машиностроения), В.А. Путятинского, А.Н. Агафонова и П.В. Дружинина, И.О. Прутчикова.

Наиболее значимой научной школой развития энергетических установок на базе поршневых ДВС и ДЭС является школа профессора В.Г. Кривова. В рамках данной школы подготовлено 27 кандидатов технических наук, пять из которых впоследствии стали докторами технических наук (А.Н. Агафонов, М.А. Мутушев, В.А. Путятинский, А.В. Разуваев, С.А. Синатов).

В.Г. Кривов — крупный ученый и выдающийся организатор, Почетный профессор ВИТУ, заслуженный деятель науки и техники РФ, лауреат премии Совета Министров СССР, почетный работник ТЭК РФ, почетный энергетик РФ, почетный член Академии АиСН, кавалер орденов Красной Звезды, Отечественной войны 1 ст., Трудового Красного Знамени и «Знак Почета».

Продолжателем дела В.Г. Кривова — лидером школы стал почетный профессор ВИТУ, академик ПАНИ, заслуженный работник высшей школы РФ, почетный энергетик РФ, профессор, кавалер ордена Красной звезды В.А. Путятинский.

Научная школа профессора В.А. Путятинского насчитывает 9 кандидатов технических наук (А.Н. Агафонов, В.А. Акатьев, П.В. Дружинин, В.В. Дыбок, А.М. Кабанов, А.С. Кабанов, И.О. Прутчиков, В.О. Сайданов, В.Ф. Тишкевич), пять из которых впоследствии стали докторами технических наук.

Лидером школы также стал преемник В.А. Путятинского доктор технических наук, профессор, почетный работник ТЭК РФ, почетный энергетик РФ А.Н. Агафонов. Им лично подготовлено девять кандидатов технических наук.

Научная школа профессора Дружинина П.В. связана в основном с подготовкой кандидатских диссертаций у военных инженеров-механиков и насчитывает 10 кандидатов технических наук.

Нельзя не отметить вклад в подготовку научно-педагогических кадров кафедры профессоров С.А. Синатова, В.В. Дыбка, С.Д. Гулина, под руководством которых также были подготовлены и защищены несколько кандидатских диссертаций.

Традиции ведущих научных школ кафедры продолжают развивать еще две сформировавшиеся в последние годы научные школы, находящиеся в стадии развития. Профессор И.О. Прутчиков сформировал научную школу по автоматизации автономных дизельных энергетических установок, которая насчитывает уже 6 кандидатов технических наук. Наиболее молодая научная школа комбинированных ДЭС на базе поршневых и газопоршневых двигателей формируется в настоящее время профессором В.О. Сайдановым, в рамках которой за короткий период уже подготовлено три кандидата технических наук.

Новое поколение профессорско-преподавательского состава ВИ(ИТ) продолжает развивать лучшие традиции научных школ университета в целях подготовки высококвалифицированных инженеров и научных работников для укрепления вооруженных сил Российской Федерации.

РАЗВИТИЕ МНОГОЗОННЫХ МОДЕЛЕЙ ДЛЯ РАСЧЕТА СГОРАНИЯ В СОВРЕМЕННЫХ ДВС

А.С. Кулешов, д.т.н., Ю.М. Фадеев, инж., А.А. Кулешов, инж.
МГТУ им. Н.Э. Баумана

Представлены основные направления совершенствования программного комплекса ДИЗЕЛЬ-РК, разработанного в МГТУ им. Н.Э. Баумана для моделирования рабочего процесса и кинетики образования вредных веществ в цилиндре дизеля. В целях расширения круга решаемых задач применительно к двухтопливным (газодизелям) многотопливным двигателям традиционная модель смесеобразования и сгорания топлива была улучшена в направлениях расчета скорости испарения и тепловыделения в характерных зонах многозональной модели развития топливной струи с учетом пересечения топливных факелов в объеме камеры сгорания. Новые возможности математической модели позволяют решать задачи оптимального согласования топливных струй с формой камеры сгорания с учетом вихревого движения, давления впрыскивания, конфигурации распылителя.

В настоящее время к поршневым двигателям предъявляются все более жесткие требования по удельной мощности, экономичности, вредным выбросам и стоимости эксплуатации.

Эта мировая тенденция побуждает применять все более сложную организацию рабочих процессов современных двигателей, применять альтернативные топлива, в том числе газовые, а также комбинации разных топлив в одном цикле. Даже в традиционных дизелях рециркуляция отработавших газов может достигать 30 % и более, а система подачи топлива должна формировать характеристику впрыскивания со сложным профилем нарастания расхода. В судовых двухтактных двигателях используются несколько независимых топливных систем. Большое разнообразие способов организации процессов топливоподачи и сгорания требует развития быстродействующих и точных методов расчета этих процессов для их компьютерной оптимизации вв взаимосвязи с процессами наддува, газообмена, теплообмена и пр. Причем высокое быстродействие этих расчетных методов чрезвычайно важно, ибо в процессе решения реальных оптимизационных задач требуются сотни и даже тысячи сессий расчета рабочего процесса двигателя.

Для расчета и оптимизации современных ДВС в МГТУ им. Н.Э. Баумана уже много лет развивается программа ДИЗЕЛЬ-РК [1], сочетающая в себе удобный пользовательский интерфейс и ядро, выполняющее замкнутый расчет рабочего цикла бензиновых, газовых и дизельных ДВС с моделированием детальной химической кинетики образования оксидов азота, расчетом эмиссии сажевых частиц, поддержкой концепций РССИ/НССИ с низкотемпературным окислением и т. п. При расчете газовых двигателей поддерживается произвольный состав газа, форкамерное воспламенение, рассчитывается детонация. Математическая модель расчета рабочего процесса дизеля базируется на основе многозонной модели топливной струи, в основу которой положена методика профессора Разлейцева Н.Ф. [2]. В указанной методике струя разбивается на 10 характерных зон. На рис. 1 показаны 6 из них; если же в процессе развития струи топливо попадает на зеркало цилиндра и на поверхность крышки цилиндра, то добавляются соответствующие дополнительные зоны. В каждой из зон с определенным шагом по времени определяется количество топлива и рассчитывается его испарение с учетом среднего диаметра капель по Заутеру и характерной температуры зоны. Конфигурация зон определяется формой камеры сгорания, взаимодействием струи с вихрем и стенками, а также ориентацией струй в пространстве камеры сгорания с движущимся поршнем.

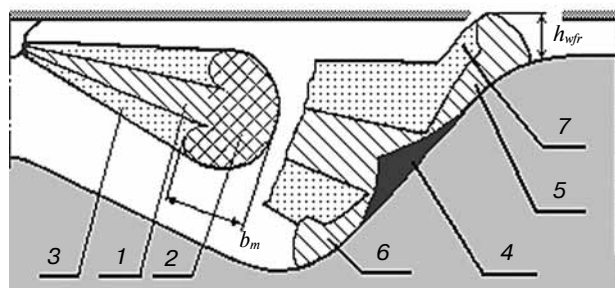


Рис. 1. Конфигурация зон топливной струи в модели Разлейцева Н.Ф.:

1 — осевое ядро; 2 — передний фронт; 3 — разреженная оболочка; 4 — осевое коническое ядро пристеночного потока (ПП); 5 — уплотненное ядро ПП над поверхностью поршня; 6 — уплотненный передний фронт ПП; 7 — разреженная оболочка ПП

Суммарная скорость тепловыделения во всем цилиндре в функции от времени определяется в основном суммарной скоростью испарения в зонах. Эта феноменологическая модель диффузионного сгорания была апробирована и показала хорошую точность применительно к нескольким десяткам двигателей разного назначения и разных производителей (от малоразмерных безнаддувных ДВС до двухтактных малооборотных судовых дизелей, а также почти для всех дизелей, выпускающихся в России) [3]. Используемые в методике эмпирические коэффициенты в значительной степени сбалансированы для свойств дизельного топлива (поэтому калибровка модели не является большой проблемой для пользователя); а разбиение струй на зоны не подразумевает объемного взаимодействия их друг с другом, что вполне справедливо для двигателей с центральным расположением форсунки.

Однако в современных высокофорсированных двигателях, особенно в двухтактных с боковым расположением форсунок, имеется дефицит свободного пространства, и задача оптимальной ориентации топливных струй с минимизацией их объемного и пристеночного взаимодействия приобретает особую актуальность. Кроме того, во всем мире расширяется применение альтернативных топлив, а также многотопливных двигателей, когда основное топливо поджигается впрыскиванием запальной дозы дизельного топлива. В последнем случае двигатель оснащается несколькими топливными системами. Эти новые решения нуждаются в расчетных исследованиях и компьютерной оптимизации, для чего нужны быстродействующие математические модели, описывающие актуальные особенности рабочих процессов. Исходя из необходимости расширения круга решаемых с помощью расчета задач, традиционная модель смесеобразования программы ДИЗЕЛЬ-РК была улучшена в следующих основных направлениях.

1. В характерных зонах топливной струи решается система уравнений баланса массы, энергии и состояния для расчета средней температуры в зоне. Знание этой температуры позволяет корректно рассчитать прогрев и испарение капель любого топлива. Необходимые для такого расчета свойства топлив сохраняются в собственной базе данных программы. Распределение топлива по характерным зонам рассчитывается по уравнениям, предложенным Н.Ф. Разлейцевым [2]. Газообмен между зонами струи (рис. 2) и масса газа, вовлеченного в струю, рассчитывают исходя, из совместного решения уравнения сохранения импульса элементарной порции топлива, вылетающей из сопла форсунки и модифицированных уравнений Лышевского А.С. для даль-

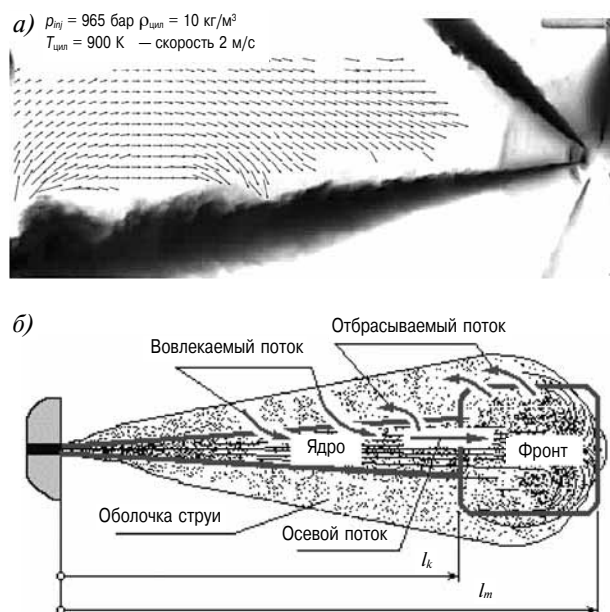


Рис. 2. Схема движения газа в дизельной струе (а); потоки газа и характерные зоны свободной струи (б)

нобойности струи [3, 4].

Испарение капель рассчитывается по уравнению Б.И. Срезневского, где константа испарения определяется через параметры газа, коэффициент диффузии и равновесную температуру капли. Эта температура определяется из уравнения баланса энергии вокруг одиночной капли, полученному Вырубовым Д.Н. [5]. Такой подход позволяет рассчитывать испарение капель любого топлива в специфических условиях каждой зоны и в итоге определять скорость тепловыделения с учетом свойств альтернативного топлива.

2. Для учета сложной геометрической формы струй и их пересечения в объеме камеры сгорания применяется представление струй как совокупности кубических ячеек, на которые разбивается весь объем цилиндра (см. рис. 2, а, б). Густота сетки составляет 50–90 ячеек на диаметр цилиндра. Изначально геометрия струй рассчитывается в виде последовательности усеченных конусов с непараллельными овальными основаниями. Ячейки, попадающие внутрь этих конусов, а точнее, внутрь характерных зон струи формируют кластеры ячеек, позволяющие проследить эволюцию этих зон и рассчитать объемы пересечения зон. То есть в отличие от технологии CFD расчета, здесь уравнения баланса решаются не для каждой ячейки, а сразу для кластера ячеек, что экономит время счета в тысячи раз. На рис. 3, в показаны характерные зоны 4-х струй (из б) в камере сгорания двигателя с противоположно движущимися поршнями 18ДН23/2×30; темным показаны ядра струй, светлые фронты — присте-

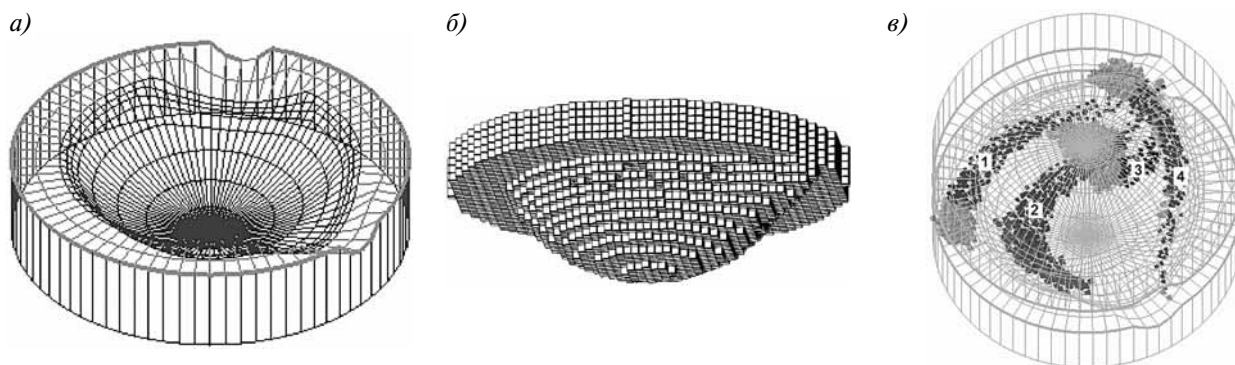


Рис. 3. Форма камеры в поршне двигателя 18ДН23/2×30 (а) и соответствующая сетка половины камеры сгорания (б); расположение струй № 1–4 в камере сгорания (струи № 5 и 6 не показаны) (в)

ночный поток на поверхности поршня. Вихрь направлен против часовой стрелки.

3. Для удобства работы с программой разработан интерфейс, позволяющий в удобной форме задавать конфигурацию нескольких топливных систем, установленных в одном цилиндре, и их характеристики впрыскивания (рис. 4). На рис. 5. представлен вариант задания конфигурации опытной форсунки с четырьмя запорными иглами, которая испытывалась применительно к двигателю Wartsila ($D/S = 320/350$), для подачи метанола и запального дизельного топлива в

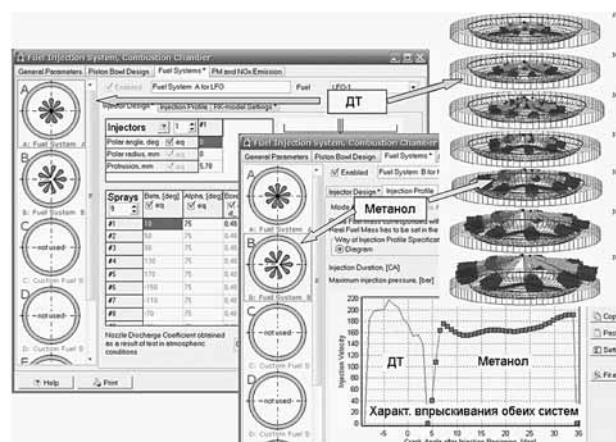


Рис. 5. Интерфейс, позволяющий задать конфигурацию форсунки для подачи альтернативного топлива и запального дизельного топлива (ДТ) в цилиндр дизеля, а также результаты расчета развития струй обоих топлив в камере сгорания на примере среднеоборотного судового двигателя

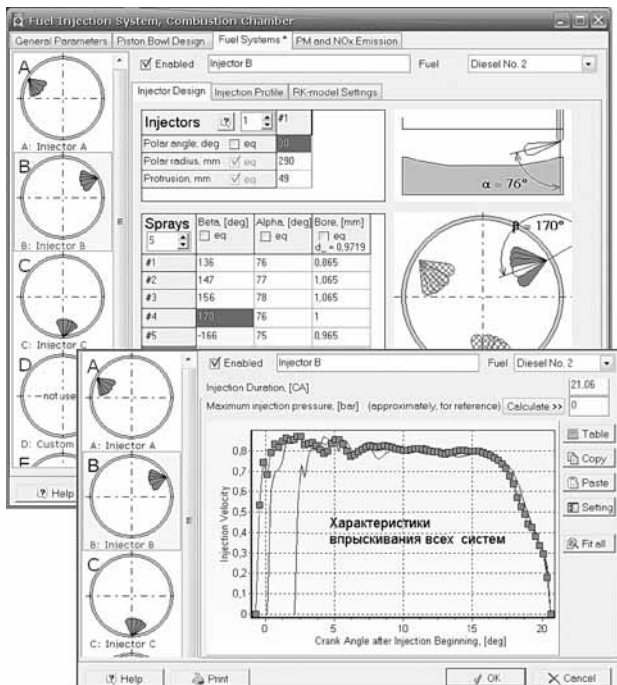


Рис. 4. Интерфейс для задания конфигурации нескольких топливных систем в одном цилиндре и их характеристик впрыскивания на примере двухтактного малооборотного дизеля. (Первой подает топливо система В, затем система А, последней — система С)

цилиндр, а также результаты расчета развития струй обоих топлив в камере сгорания.

4. Для удобства анализа взаимного расположения топливных струй и оптимизации направленности сопловых отверстий распылителей в камере сгорания разработан 3D визуализатор, который позволяет выделять нужные зоны нужных струй или групп струй и проследить их развитие в объеме в виде анимации. Данный инструмент помогает находить оптимальную ориентацию сопловых отверстий, сводя к минимуму зоны пересечения отдельных струй. На рис. 6 показан пример визуализации развития струй в камере сгорания двухтактного малооборотного дизеля в начале впрыскивания и в конце. Ядра струй обозначены более темными маркерами, фронты струй — более светлыми. Каждая форсунка имеет по 4 отверстия. Направление вихря: против часовой стрелки. Причиной «провала» скорости тепловыделения в период второй

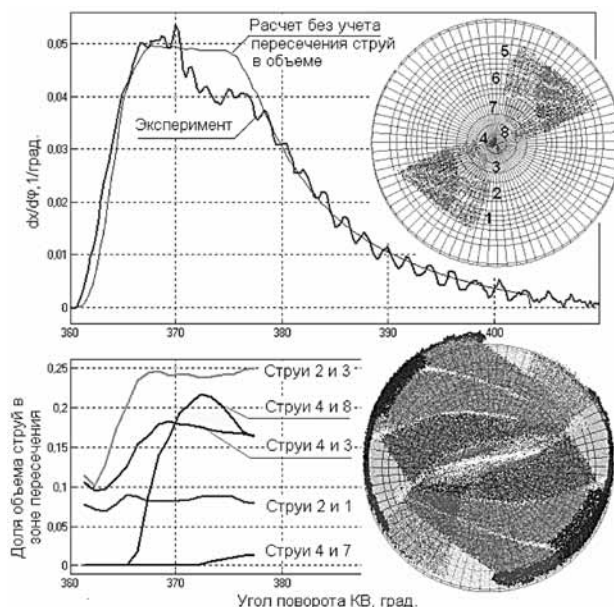


Рис. 6. Скорость тепловыделения в цилиндре двухтактного малооборотного дизеля, визуализации развития струй в камере сгорания и зоны пересечения свободных струй в объеме камеры сгорания

половины впрыскивания является объемное пересечение некоторых струй. Пары струй, имеющие наиболее значительные пересечения, указаны на графике рис. 6.

Реализованные новые возможности математической модели позволяют решать задачи оптимального согласования формы камеры сгорания, вихря, параметров наддува с конфи-

гурацией распылителя, формой характеристики впрыска, давлением в топливной системе [6, 7]. В настоящее время авторами ведется разработка программы расчета воспламенения газовой смеси пилотной порцией дизельного топлива, впрыснутой в форкамеру.

Литература

1. DIESEL-RK: [Электронный ресурс]. URL: <http://diesel-rk.bmstu.ru> (дата обращения 16.03.2017).
2. Процессы в перспективных дизелях / А.Ф. Шеховцов [и др.]; под ред. А.Ф. Шеховцова. — Харьков : Изд-во «Основа» при Харьк. ун-те, 1992. — 352 с.
3. Кулешов А.С. Развитие методов расчета и оптимизация рабочих процессов ДВС: дис. ... докт. техн. наук., МГТУ им. Н.Э. Баумана. — М., 2011. 235 с.
4. Лышевский А.С. Распыливание топлива в судовых дизелях. — Л. : Судостроение, 1971. — 248 с.
5. Вырубов Д.Н. О методе расчета испарения топлива // Двигатели внутреннего сгорания. — М. : Машгиз, 1954. — С. 20–34.
6. Leonid Grekhov, Khamid Mahkamov, Andrey Kuleshov. Optimization of Mixture Formation and Combustion in Two-stroke OP Engine Using Innovative Diesel Spray Combustion Model and Fuel System Simulation Software // JSAE Paper № 20159328 SAE Paper № 2015-01-1859. — 2015, 17 p.
7. Andrey Kuleshov, Leonid Grekhov. Multidimensional Optimization of DI Diesel Engine Process Using Multi-Zone Fuel Spray Combustion Model and Detailed Chemistry NO_x Formation Model // SAE Paper № 2013-01-0882. — 2013, 20 p.

ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ИМПУЛЬСОВ НЕСТАЦИОНАРНОГО ТЕЧЕНИЯ ПОТОКА ГАЗОВ С ТУРБИНОЙ

Ю.А. Гришин, д.т.н., проф.,
МГТУ им.Н.Э. Баумана

Разработана и экспериментально апробирована методика расчета отрывных потерь на входе потока отработавших газов в лопаточный аппарат рабочего колеса осевой импульсной турбины агрегата наддува ДВС. Отличительное свойство методики — возможность расчетным путем определить значения предельных углов атаки, обеспечивающих безотрывное течение импульсного потока на входе в рабочее колесо. К важным достоинствам разработанной методики можно отнести простоту расчетных формул и отсутствие эмпирических коэффициентов. Расчеты отрывных потерь, выполненные для турбокомпрессоров транспортных ДВС ТКР-8,5, ТКР-11, ТКР-14 показали хорошее совпадение с экспериментальными данными.

При одномерном численном моделировании ($1D$ CFD) нестационарного течения в выпускной системе поршневых двигателей с турбонаддувом важное значение придается адекватному заданию граничных условий у турбины [1, 2]. Наибольшее распространение при этом получил способ, когда для расчета отражения выпускных импульсов от турбины используются ее характеристики, полученные на испытательных стендах в стационарных условиях. При этом граничные соотношения численного расчета реализуются в одном сосредоточенном сечении входа в турбину. Отметим, что такой способ не может дать удовлетворительных результатов расчета для импульсных систем с турбинами, имеющими протяженный конфузорный впускной патрубок с лопаточным или безлопаточным сопловым аппаратом (СА) в виде улитки, и где имеется протяженный сопловой срез длиной, равной длине окружности на среднем диаметре входа в рабочее колесо (РК). Таким образом, еще до взаимодействия с колесом импульс испытывает геометрическое воздействие от протяженной конфузорной части, затем геометрическое и сложное расходное воздействие на протяжении развертки соплового среза. Общая протяженность взаимодействия может иметь порядок длины всего выпускного коллектора.

Путь, проходимый нестационарным потоком по каналам колеса, достаточно короткий, и эту

часть взаимодействия можно рассматривать как сосредоточенную в сечении. Однако здесь необходимо использовать специальную методику расчета отрывных потерь на входе в лопаточный аппарат РК, так как при импульсном режиме работы углы атаки на входе в РК достигают весьма значительных величин.

Для решения первой проблемы — моделирование течения в конфузорном впускном патрубке — в данной работе используется подход, единый с подходом для одномерного коллектора, т. е. численный метод распада разрыва, но с учетом уменьшения площади проходного сечения. Вторая проблема сложнее — надо рассматривать распределение взаимодействия импульса с РК на протяжении окружности его среднего диаметра, т. е. среза СА. Опыт расчетов показал, что вместо постепенного распределения по длине взаимодействия можно использовать модель, когда вход в РК условно сосредоточен в двух сечениях — начале среза СА и его конце, при этом начало среза представляется в виде тройникового разветвления. Численный расчет нестационарного течения до первого и второго сечений выполняется как продолжение $1D$ расчета, но с учетом конфузорности и потерь в СА. Расчет течения в сравнительно коротких каналах РК выполняется в

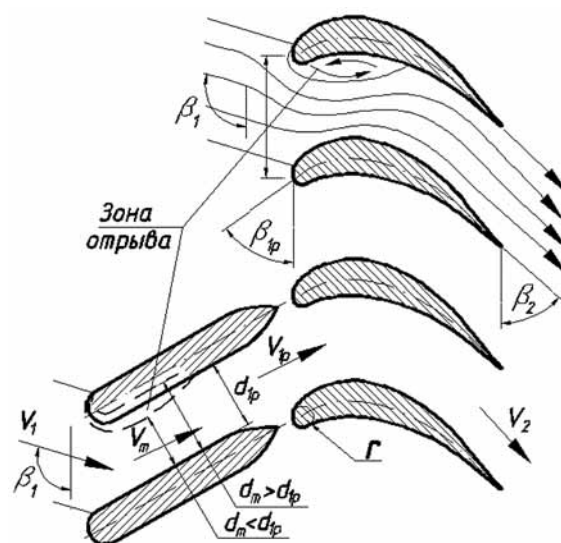


Рис.1. Действительная (сверху) и условная схемы течения в решетке профилей при нерасчетном угле входа β_1

квазистационарной постановке с помощью представления о распаде произвольного разрыва. Для учета отрывных потерь при больших углах атаки на входе в РК разработана специальная методика.

Методика расчета отрывных потерь в осевых турбинах базируется на подходе, предложенном Г.Ю. Степановым [3], когда эти потери условно представляются сосредоточенными на дополнительных плоских пластинах, направленных под реальным углом атаки δ к фронту потока. Однако в отличие от Степанова будем учитывать реальную толщину этих пластин, равную удвоенному радиусу входа $2r$ профилей. С использованием законов сохранения расхода, энергии и импульса вдоль пластин и с учетом обозначения $c = \sin\beta_1/\sin\beta_{1p}$ было выражено значение ширины d_m сечения наибольшего сужения струи около зоны отрыва при данном угле атаки:

$$d_m = \frac{t \sin \beta_1}{c + \sqrt{c(c - 2 \cos \delta) + 1}}. \quad (1)$$

Очевидно, что при сравнительно небольших углах атаки расчетное значение d_m будет оказываться больше ширины канала между пластинами $d_{1p} = t \sin \beta_{1p} - 2r$. Это соответствует представлению о том, что при рассматриваемом δ сечение формальной зоны отрыва будет меньше толщины пластин (на рис. 1 этот случай обозначен штрихпунктиром). Фактически же это означает, что при данных условиях течение между пластинами даже при наличии угла атаки будет безотрывным, так как вся возможная отрывная зона оказалась замещенной телом пластины толщиной $2r$. В данном случае отрывных потерь не будет, т. е. по условиям течения решетка оказывается в так называемой «зоне нечувствительности» по углу атаки. Отрыв возникает только при $d_m < t \sin \beta_{1p} - 2r$. Важным свойством описываемой методики является то, что впервые она позволяет расчетным путем определить значения предельных углов $\beta_{1п1}$ и $\beta_{1п2}$, ограничивающих эту зону нечувствительности. После преобразований для определения коэффициента потерь ζ в осевых решетках при нерасчетных режимах обтекания были получены формулы

$$\zeta = 1 - \frac{1 - \zeta_p}{1 + \left\{ \sin \beta_2 \left[1/d_m - 1/(t \sin \beta_{1p} - 2r) \right] \right\}^2}, \quad (2)$$

при оценке потерь скорости с помощью коэффициента $\psi = w_2/w_{2i}$:

$$\psi = \sqrt{\frac{1}{1 + \left\{ \sin \beta_2 \left[1/d_m - 1/(t \sin \beta_{1p} - 2r) \right] \right\}^2}} \cdot \sqrt{1 - \zeta_p} = \psi_1 \cdot \psi_p, \quad (3)$$

где ψ_p — скоростной коэффициент расчетных профильных потерь; ψ_1 — скоростной коэффициент, учитывающий отрывные потери. Индекс

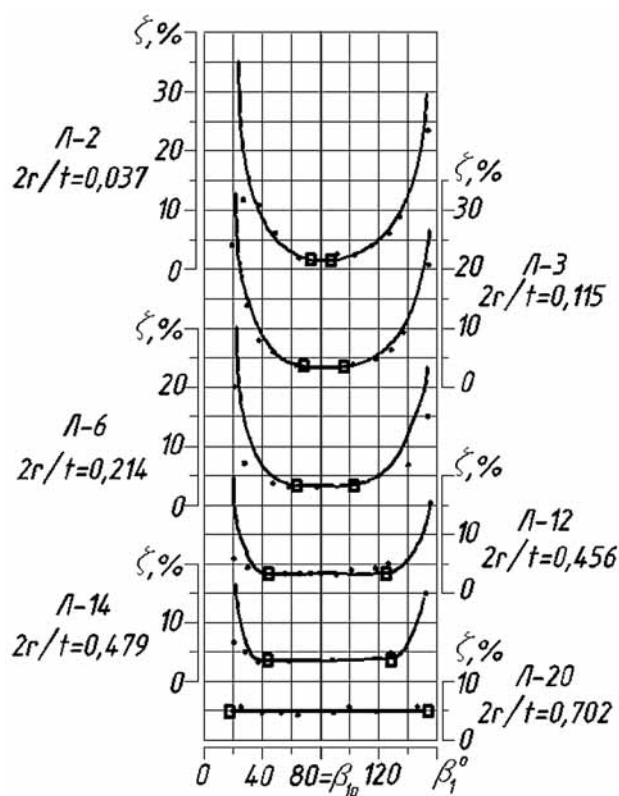


Рис. 2. Зависимость профильных потерь от угла β_1 входа потока в решетки:

• — данные экспериментов; — результаты расчета потерь по данной методике; □ — предельные углы отрыва $\beta_{1п}$, определенные по данной методике

«1» подчеркивает тот факт, что отрывные потери условно отнесены к входу в решетку.

Проверка полученных расчетных зависимостей для отрывных потерь была произведена по описанным в литературе результатам продувок большого числа решеток. На рис. 2 изображены расчетные характеристики $\zeta = \zeta(\beta_1)$ и соответствующие экспериментальные данные для шести турбинных решеток завода «Экономайзер» и Брянского машзавода. Все решетки реактивного типа с последовательно возрастающим параметром $2r/t$, $\beta_{1p} = 80^\circ$, $\beta_2 = 18^\circ$. Продувка проводилась на режиме числа $M_{2i} = 0,5$ [4].

Как видно из рис. 2, расчетные и экспериментальные данные хорошо согласуются в широком диапазоне углов входа и параметра $2r/t$, определяющего зону нечувствительности к углу атаки. Отметим, что важным достоинством полученных расчетных формул является простота и отсутствие эмпирических коэффициентов.

Подобный подход был применен и для разработки методики определения отрывных потерь в рабочих решетках радиально-осевых турбин (РОТ). Важнейшая особенность, которую надо учесть при рассмотрении течения в РК таких

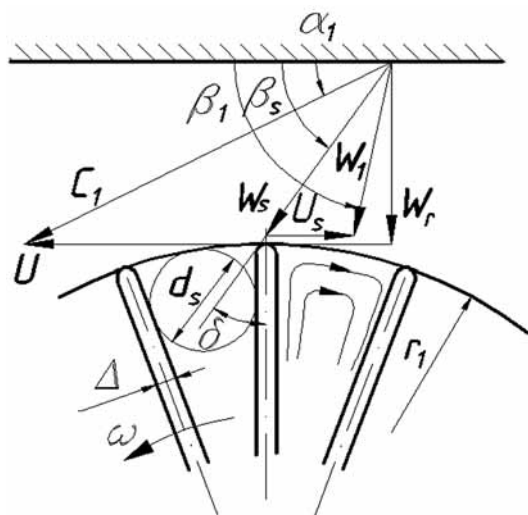


Рис. 3. К определению угла атаки с учетом циркуляции на входе в рабочее колесо радиально-осевой турбины

турбин, это вторичное циркуляционное течение в межлопаточных каналах со скоростью u_s на радиусе r_1 входа в колесо в направлении, противоположном переносной скорости u . При этом фактической переносной скоростью на входе будет величина $u - u_s$. В результате действительный угол входа потока в РК в относительном движении β_s , определяющий фактический угол атаки δ и соответствующие отрывные потери на входных кромках, будет отличаться угла β_1 , который имел бы место при бесконечно большом числе лопаток z и отсутствии циркуляционного течения (рис. 3). Величина циркуляционной поправки может быть определена по формуле Стодолы [5] $u_s = d_s \omega / 2$, где ω — угловая частота вращения РК;

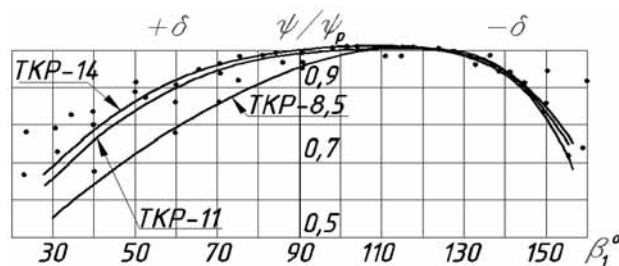


Рис. 4. Зависимости коэффициента $\psi_0 = \psi/\psi_p$ от угла входа β_1 :

● — эксперимент; — — расчет

d_s — диаметр окружности, вписанной между лопатками РК на входе. Этот диаметр удобно связать с диаметром РК, введя обозначение относительной величины $\sigma = d_s/2r_1 = \pi/(z + \pi) - \Delta/2r_1$, где $\Delta/2r_1$ — относительная толщина лопаток. Отсюда для связи между действительным углом входа с учетом поправки Стодолы β_s , углами α_1 , β_1 и циркуляционной характеристикой σ получается зависимость $\text{ctg}\beta_s = \sigma \text{ctg}\alpha_1 + (1 - \sigma) \text{ctg}\beta_1$.

Определив β_s с помощью этого уравнения и учитывая, что в РОТ лопаточный угол входа в РК $\beta_{lp} = 90^\circ$ можно найти фактический угол атаки $d = 90^\circ - |\beta_s|$. В соответствии с подходом Г.Ю. Степанова и в данном случае отрыв будем считать |сосредоточенным на входе. Тогда используя законы сохранения расхода, импульса и энергии для входа в межлопаточный канал и определенных упрощений можно выразить значение коэф-



Рис. 5. Взаимодействие импульса с осевой турбиной при 7500 об/мин:

● — расчет с учетом конфузрного впускного патрубка но без учета длины соплового среза; ○ — расчет с учетом впускного патрубка и реальной длины соплового среза; ▲ — расчет с использованием статической характеристики турбины (взаимодействие в одном сечении входа в турбину) — наихудший результат

фициента отрывных потерь $\zeta_i = [(1 + 0,0025\delta)\operatorname{tg}\delta \cdot \sin\beta_i]^2$, а также итогового значения скоростного коэффициента $\psi = \psi_p \cdot \psi_o$, где ψ_p и ψ_o — скоростные коэффициенты расчетного безотрывного течения (известное значение) и отрывных потерь $\psi_o = (\zeta_o + 1)^{-1/2}$ [6].

На рис. 4 представлены рассчитанные по описанной методике характеристики РК, наиболее распространенные в транспортных ДВС турбин ТКР 8,5; —11 и —14. Результаты сопоставлены с большим числом экспериментальных данных,

полученных различными авторами, и приведенных в работе [7]. Как видно из рисунков, характеристики, построенные с помощью описанной методики, лежат в поле опытных данных, следовательно, данная методика может быть рекомендована для расчета отрывных потерь. На рис. 5. представлены результаты эксперимента по отражению импульса от турбины. Расчеты, выполненные с учетом всех приведенных положений, показывают наилучшее согласование с экспериментом.

Литература

1. Grishin Y. Unsteady Flow Pulses Interaction With A Turbine. CIMAC Congress Helsinki. — June 6–10, 2016 / 308. — P. 1–11.
2. Aymanns R., Scharf J., Uhlmann T., Pischinger S. Turbocharger Efficiencies in Pulsating Exhaust Gas Flow. MTZ 07-081-2012. — Vol. 73. — P. 34–39.
3. Степанов Г.Ю. Гидродинамика решеток турбомашин. — М.: Физматгиз, 1962. — 512 с.
4. Кириллов А.И. Влияние больших углов атаки на аэродинамические характеристики решеток профилей реактивного типа // Энергомашинострое-

ние: Ученые записки аспирантов и соискателей Л. ЛПИ, 1964. — С. 63–68.

5. Кириллов И.И., Кириллов А.И. Теория турбомашин. — Л.: Машиностроение, 1974. — 320 с.

6. Митрохин В.Т. Выбор параметров и расчет центростремительной турбины на стационарных и переходных режимах. — М.: Машиностроение, 1974. — 228 с.

7. Розенберг Г.Ш., Ткачев Н.М., Кострыкин В.Ф. Центростремительные турбины судовых установок. — Л.: Судостроение., 1973. — 216 с.

НОВОСТИ ЧТЗ

На ЧТЗ начались испытания нового двигателя

На Челябинском тракторном заводе начались испытания нового промышленного дизеля, который создан на базе серийно выпускаемого двигателя В-31. Этот мотор устанавливался на тракторы типа ДЭТ-250, и сегодня завод продолжает собирать эти двигатели и запчасти к ним. Теперь тракторостроители создают на его базе, по сути, новый двигатель, соответствующий современным требованиям рынка.

Предполагается, что дизель, получивший обозначение В-31МФ, будет иметь разные модификации в диапазоне мощностей от 300 до 800 л.с. Разработчики считают, что новый мотор будет использоваться в качестве привода для буровых и дизель-генераторных установок, железнодорожного подвижного состава и маломерного флота.

В процессе испытаний и доводки нового двигателя заводскому конструкторско-технологическому центру по двигателестроению предстоит упростить конструкцию, пересмотреть перечень применяемых материалов для снижения себестоимости, заменить ряд комплектующих узлов и деталей. Это необходимо для обеспечения конкурентной цены, увеличения моторесурса, повышения надежности, улучшения экологических показателей.

Сейчас изготовлен первый макетный образец, предназначенный для исследовательских испытаний.



Конструкторы заводского ГСКБД «Трансдизель» проводят их совместно со специалистами Южно-Уральского государственного университета. На испытательном стенде оценивается целый комплекс параметров двигателя, в том числе расход топлива и масла, характеристики топливной аппаратуры и других узлов. Планируется, что работы по испытаниям и доводке опытного образца В-31МФ продлятся до конца 2018 г.

Пресс-служба ООО «ЧТЗ-УРАЛТРАК»

РАЗВИТИЕ СИСТЕМ ДВУХСТУПЕНЧАТОГО НАДДУВА ДВИГАТЕЛЕЙ

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

Выполнен обзор и анализ развития систем двухступенчатого наддува (ДСН) четырехтактных и двухтактных двигателей различного применения. Показано, что системы ДСН для четырехтактных и двухтактных двигателей имеют различное конструктивное исполнение и различаются по эффективности воздействия на улучшение рабочих параметров и уровень вредных выбросов. В четырехтактных двигателях с циклом Миллера снижение вредных выбросов NO_x оценивается величиной 40 %, в то время как в двухтактных эффект применения ДСН выражается в снижении расхода топлива на 2–5 г/кВт·ч.

Продолжение. Начало см. №1 (267) 2017

Wartsila 31 — двигатель второго поколения с двухступенчатой системой наддува

При разработке системы ДСН нового двигателя Wartsila 31 был учтен имеющийся опыт улучшения рабочих параметров, в том числе требований ограничения максимального давления сгорания. Компоновка системы ДСН двигателя Wartsila 20V32 принята в качестве стандарта для ДСН 2/2 (два ТК ВД и два ТК НД) для больших V-образных двигателей. Компоновка системы ДСН Wartsila 6L46F принята в качестве стандарта для ДСН 1/1 (один ТК ВД и один ТК НД), т. е. для рядных двигателей и небольших V-образных двигателей. Эти компоновки были применены при проектировании Wartsila 31 с улучшенными условиями обслуживания.

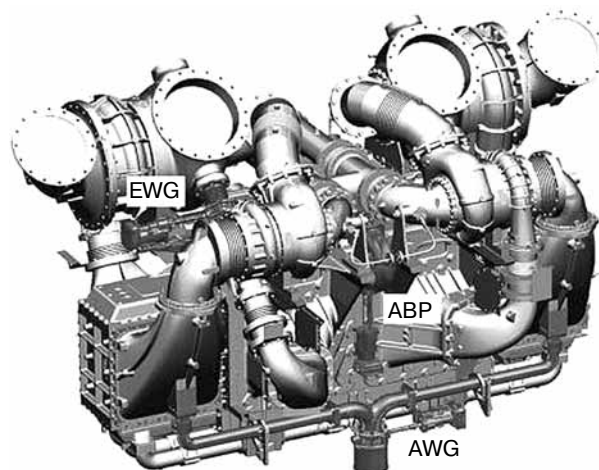
Для управления системой ДСН необходимы следующие подсистемы управления: перепуск ОГ и перепуск воздуха. На рис. 2.10 показано расположение указанных подсистем на двигателе Wartsila 31. Места размещения выбираются с ориентацией на низкий уровень вибрации и ограничения по нагреву материала приводов. Для выполнения требований по ограничению вредных выбросов на двигателе Wartsila 31 необходимо сочетание ДСН и других технологий снижения эмиссии. На практике это приведет к еще большему разнообразию конструкций управляющих систем.

Двигатели Wartsila 31 будут оснащены электрическими исполнительными механизмами вместо пневматических. Электрические приводы позволяют быстрее и точнее контролировать

параметры ДСН как более чувствительную систему в сравнении с ОСН.

Наличие ДСН удваивает количество ТК — основных источников высокочастотного шума на двигателе. В целях снижения шума особое внимание было уделено изоляции. Как на Wartsila 20V32TS, так и на Wartsila 31 воздухопроводы полностью герметичны для оптимального поглощения шума. Опыт, полученный на Wartsila 20V32TS, получил дальнейшее развитие на Wartsila 31. В результате на Wartsila 31 уровень шума системы наддува ниже, чем на его предшественнике двигателе Wartsila 32 с системой ОСН. (рис. 2.11).

Фирмой «Wartsila» создана оптимальная компоновка ДСН для СОД, которая позволяет вы-



Exhaust waste gate (EWG) — перепуск газа
Air by-pass (ABP) — байпас воздуха
Air waste gate (AWG) — перепуск воздуха

Рис. 2.10. Система управления ДСН двигателя Wartsila 31

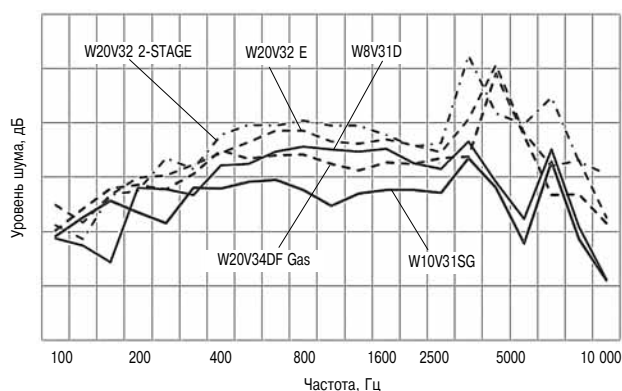


Рис. 2.11. Сравнение уровня шума различных систем наддува

полнять надлежащий контроль динамики двигателя и вибрации, установленных на нем агрегатов. Система ДСН характеризуется большим числом компонентов и массой, что усложняет задачу достижения приемлемой динамики двигателя. По опыту фирмы «Wartsila» применение ДСН увеличивает массу системы наддува в 1,5–1,7 раза по сравнению с ОСН.

На двигателях с постоянной частотой вращения задача обеспечения приемлемой динамики решается сравнительно просто, что снижает количество расчетно-исследовательских работ при их проектировании. Результаты работ по созданию двигателя Wartsila 20V32TS служат хорошим примером, так как его динамика и уровень вибрации были признаны приемлемыми при минимальном количестве выполненных расчетов.

Двигатели с переменной частотой вращения являются более сложными динамическими объектами. Так двигатель Wartsila 31 отличается повышенное давление в цилиндре по сравнению с двигателями, находящимися в производстве, что приводит к возникновению проблем с его динамикой из-за вибрации. Для обеспечения оптимальной динамики двигателя Wartsila 31 были выполнены оптимизация топологии и расчеты собственных частот. В результате двигатель Wartsila 31 по динамике не уступает двигателю Wartsila 32, несмотря на большую присоединенную массу элементов системы наддува.

При проектировании ДСН для двигателей с большим диаметром цилиндра, т. е. размерности класса Wartsila 46, фирма столкнулась с проблемой динамики двигателя. Чем больше диаметр цилиндра двигателя и его мощность, тем сложнее задача увеличения жесткости блока цилиндров и компенсации увеличения присоединенной массы системы наддува. Поэтому работа по машинам этого класса продолжается.

По мере расширения сфер применения двигателей с ДСН фирма создает конструкторские решения по исполнению отдельных элементов системы наддува с целью удобства их обслуживания. Двигатель с ДСН более чувствителен к изменениям состояния системы, в том числе к загрязнению проточной части турбины ТК. Технология промывки турбины водой была оптимизирована при эксплуатации двигателя на буровой установке, работающего на топливе с высокой зольностью. Оптимальный режим работы двигателя W31 обеспечивается автоматизированной системой промывки турбины. Это повысит надежность турбокомпрессора, сводя к минимуму риск появления трещин на корпусе вследствие повышения температуры из-за чрезмерно длинных переходных процессов. Двигатель

Wartsila 31 имеет функцию автоматического контроля температуры во впускном ресивере, чтобы избежать появления конденсата между ступенями компрессора НД и ВД и свести к минимуму вероятность образования конденсата за охладителем.

На основании выполненных разработок два типа двигателей были запущены в производство: Wartsila 32 — в 2014 и наиболее эффективный ряд Wartsila 31, включая дизель (Wartsila 8V31), газовый двигатель (10V31SG) и двигатель двойного топлива (10V31DF) — в 2015.

СИМАС 2016. Двигатель Wartsila 31 — самый эффективный четырехтактный двигатель [16]

Двигатель Wartsila 31 является базовым двигателем, на основе которого выпускаются три модификации: дизель, газовый двигатель (ГД) и двухтопливный двигатель (ДТД). Ряд двигателей перекрывает диапазон мощностей от 4500 до 9760 кВт и выпускается в V-образном исполнении для морских судов. В табл. 2.1 представлены основные параметры двигателя Wartsila 31, который является на сегодняшний день самым экономичным двигателем в мире. При работе на тяжелом топливе удельный расход топлива был снижен на 8 г/кВт·ч по сравнению с аналогами и достиг величины 165 г/кВт·ч, что зарегистри-

Таблица 2.1

Основные параметры двигателя Wartsila 31

Параметры дизеля	Дизель		Двойного топлива		Газовый	
Диаметр цилиндра, мм	310		310		310	
Ход поршня, мм	430		430		430	
Частота вращения, об/мин	720	750	720	750	720	750
Цилиндровая мощность, кВт	590	610	530	550	530	550
Число цилиндров						

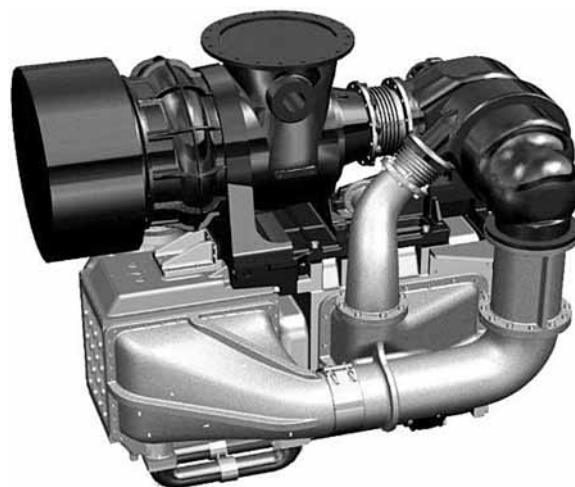


Рис. 2.12. Двухступенчатая система наддува второго поколения

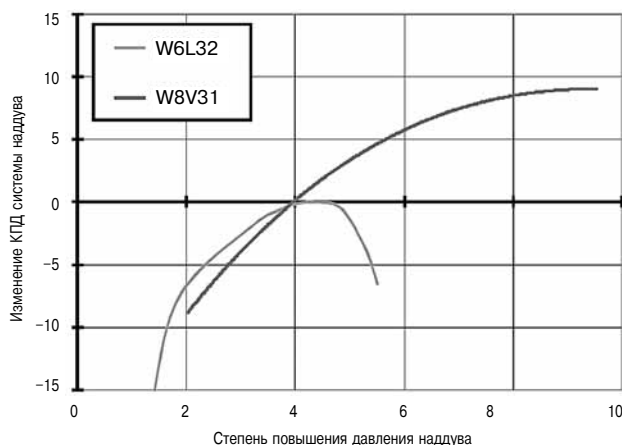


Рис. 2.13. КПД и степень повышения давления при ДСН (Wartsila 31) и ОСН (Wartsila 32)

ровано как мировой рекорд в Книге рекордов Гиннеса.

В дизельном варианте двигатель удовлетворяет требованиям IMO Tier 2 без дополнительной очистки. Для соблюдения IMO Tier 3 требуется технология SCR. Для обеспечения надежной работы двигателя Wartsila 31 используется поддержание и контроль температуры ОГ, оптимальный для работы SCR во всем диапазоне нагрузки.

Полученные результаты были достигнуты за счет использования ДСН второго поколения, цикла Миллера, аккумуляторного впрыска топлива и регулируемых фаз газораспределения.

ДСН второго поколения (рис. 2.12) имеет КПД 75 % и степень повышения давления до 10. Уровень КПД ОСН около 65–70 % (рис. 2.13).

3. «MTU Friedrichshafen GmbH»

СІМАС 2010. Новое поколение двигателей MTU ряда 4000 для железнодорожного транспорта, полностью соответствующих требованиям по выбросам ЕУІІВ [17, 18]

Для достижения заданных пределов эмиссии (директива Европейского союза 97/68/EG — степень ІІВ), вступающих в силу в 2012 г., фирма MTU представила рынку новую серию двигателей 4000 R44, соответствующих этим требованиям. Двигатели серии 4000 покрывают диапазон мощностей от 1000 до 3000 кВт и предназначены для применения в дизель-электрических или дизель-гидравлических локомотивах и маневровых тепловозах. Это поколение двигателей разработано на основе выпускаемых модификаций с использованием проверенных технологий. Обеспечение требований ЕС ІІВ достигается за счет управляемой рециркуляцией охлажденных ОГ. Высокий КПД турбокомпрессора и технология «донорский цилиндр», запатентованная MTU [19], минимизирует потери при изменении нагрузки.

Управляемая система ДСН с тремя ТК фирмы MTU (два ТК НД и один ТК ВД с охладителями)

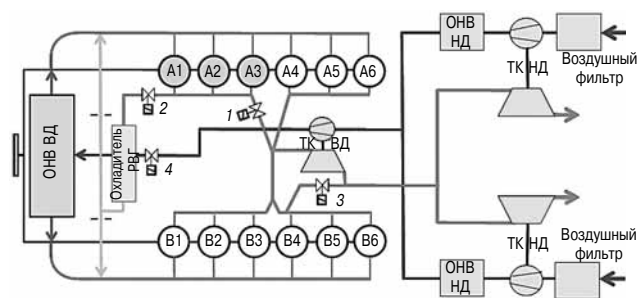


Рис. 3.1. Двигатель с управляемой двухступенчатой системой наддува и рециркуляцией охлажденного отработанного газа:

1 — управление РВГ, 2 — управление РВГ, 3 — управляемый байпас турбины высокого давления, 4 — дроссельный клапан воздуха (управление охлаждением). Сокращения: ОНВ — охладитель наддувочного воздуха, РВГ — рециркуляция выпускных газов, ВД — высокое давление, НД — низкое давление, ТК — турбокомпрессор

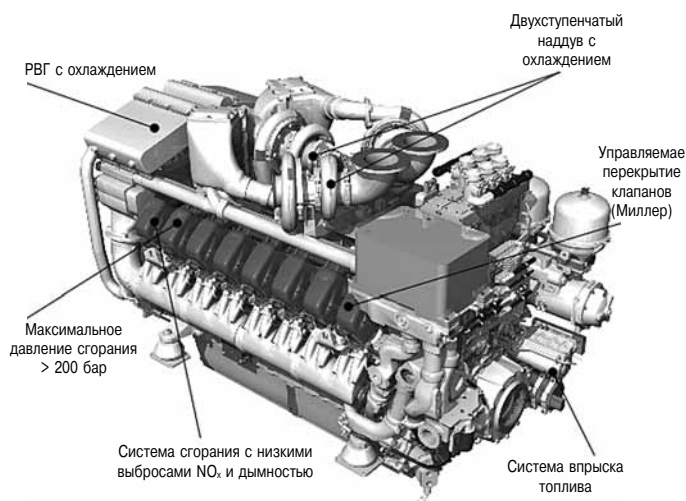


Рис. 3.2. Двигатель фирмы MTU серии 4000 EUPB

обеспечивает хорошее наполнение цилиндров воздухом на всех режимах работы в том числе — при внешних критических условиях по температуре воздуха на входе, разрежению на впуске (работа на высоте) и противодавлению на выпуске (рис. 3.1). Использование цикла Миллера позволяет обеспечить соответствие нормам выбросов NO_x при одновременном снижении расхода топлива.

Все необходимые технологические компоненты были встроены в базовый двигатель с учетом размещения его внутри тепловоза. Размещение компонентов системы на 16-и цилиндровом V-образном двигателе показано на рис. 3.2.

СІМАС 2013.

Двигатели MTU серии 1163-04 [20]

Новое поколение двигателей 1163-04 с диаметром поршня 23 и ходом 28 см в диапазоне мощностей от 6000 до 7400 кВт (p_{me} от 24,8 до 28,8 бар) при частоте вращения коленчатого вала от 1250 до 1325 об/мин представлено по-

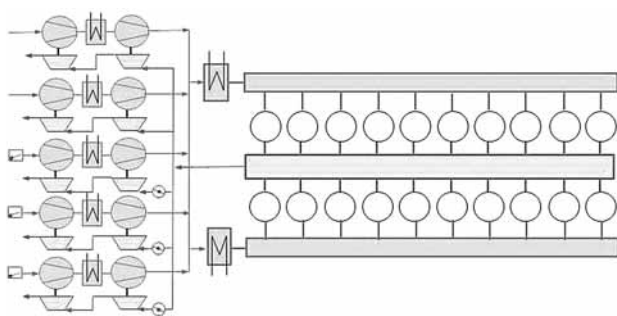


Рис. 3.3. Схема наддува 20-цилиндрового двигателя фирмы MTU серии 1163-04

требитель. Давление наддува увеличено с 4,6 до 5,7 бар, удельный расход топлива снижен на 8 % при соответствии требованиям по выбросам NO_x IMO Tier 2. Принципиальная схема наддува 20-цилиндрового двигателя показана рис. 3.3.

Группа из двух идентичных турбокомпрессоров НД и ВД обслуживает четыре цилиндра, соответственно двигатель 12V имеет три группы ТК, 16V — четыре и 20V — пять). Воздух между ступенями ВД и НД охлаждается.

Компоновка системы наддува, выполненная на двигателе, отличается компактностью и оригинальностью охлаждения корпусов за счет встраивания газоподводящих корпусов ТК в выпускной коллектор постоянного давления.

СІМАС 2016. Новые двигатели MTU серии 4000, обеспечивающие пределы эмиссии в соответствии с требованиями EU Stage IIIB, EPA Tier 4 и IMO Tier 3 [21]

После выхода на рынок в 1996 г. двигатели серии 4000 получили широкое распространение на железнодорожном и морском транспорте, в горнодобывающей, нефте- и газодобывающей промышленности, в производстве электроэнергии. Выпускаются они в 12, 16 и 20 цилиндровом V-образном исполнении и охватывают диапазон мощностей от 1000 до 4300 кВт. Фирма MTU предлагает новую модель двигателей серии 4000 — тип 05, которая удовлетворяет требованиям по выбросам вредных веществ EU Stage IIIB, EPA Tier 4 и IMO Tier 3.

В зависимости от конкретных условий применения MTU предлагает различные технологические решения для снижения выбросов: двухступенчатая система наддува (ДСН), регистровый наддув (РН), рециркуляция отработавших газов (EGR), селективное каталитическое восстановление (SCR), фильтр частиц (DPF).

Для двигателей серии 4000 используются «внутренние» технологии снижения выбросов ОГ непосредственно на двигателе. Необходимость сохранить вес двигателя и габариты на минимальном уровне исключает возможность применения внешних устройств для очистки от-

Таблица 3.1

Технологии сжигания выбросов MTU

Область применения	Концепция снижения выбросов			
	Система наддува	EGR	SCR	DPF
Внедорожная техника	ДСН	используется		
Железнодорожный транспорт	ДСН	используется		используется
Морской транспорт	РН		используется	
Выработка электроэнергии	ОСН		используется	используется

Таблица 3.2

Параметры двигателей серии S4000-05 EPA Tier 4 Внедорожник

Тип двигателя	Дизель, газовый двигатель	Большегрузный самосвал	Экскаватор
Требование по эмиссии	EPA Tier 4		
Диаметр цилиндра / ход поршня, мм	170/210		
Угол развала	90		
Номинальная частота вращения, об/мин	1900	1800/1900	1800
Номинальная мощность — 12V, кВт	1939	1864	1500
Номинальная мощность — 16V, кВт	2240	2400	—
Номинальная мощность — 20V, кВт	—	3000	—

работавших газов. Параметры нового ряда двигателей, поставленных на производство в 2015 г. представлены в табл. 3.2.

Для снижения выбросов используются следующие технологии:

- ДСН с промежуточным охлаждением наддувочного воздуха;
- цикл Миллера;
- аккумуляторная система подачи топлива с давлением впрыска до 2500 бар;
- рециркуляция охлажденных ОГ от «донорских» цилиндров;
- максимальное давление сгорания доведено до 200 бар;
- электронная система управления двигателем с контролем эмиссии.

ДСН сконструирована в развале блока цилиндров двигателя (рис. 3.4, 3.5) и включает в себя: турбокомпрессоры НД (2шт.) и ВД (1шт.), агрегаты промежуточного охлаждения воздуха. Схема подвода газа и воздуха аналогична схеме для 16 цилиндрового двигателя (см. рис. 3.1).

Конструктивные особенности турбокомпрессоров: колесо компрессора — из титана; турбина — осеррадиальная с высоким уровнем КПД и низким

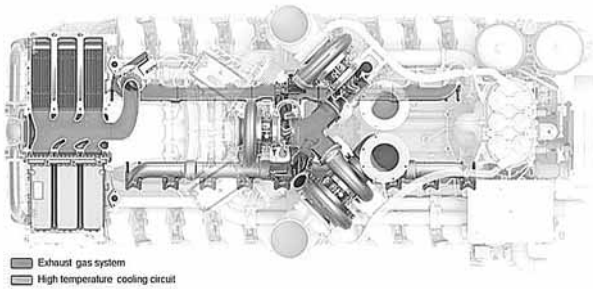


Рис. 3.4. Газовыпускная система с клапанами управления EGR и перепуском газа с турбины высокого давления

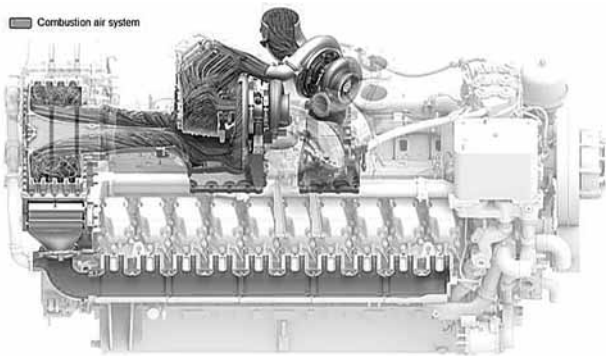


Рис. 3.5. Оптимизированная система наддува

моментом инерции; межступенчатые холодильники и основной холодильник наддувочного воздуха встроены в низкотемпературный контур охлаждения. Воздух, поступающий в цилиндры, имеет температуру ниже 70°C и давление более 5 бар.

Двигатель работает со средним эффективным давлением до 20 бар при частотах вращения до 1300 об/мин, что на 30 % выше по сравнению с аналогом. Характеристика зависимости мощности от частоты вращения (для экскаваторов) позволяет работать с постоянной номинальной мощностью в диапазоне оборотов от 1500 до 1830. Для дизель-электрических самосвалов это может быть использовано для оптимизации работы по генераторной характеристике. Для дизель-гидравлических экскаваторов, это означает, что при шаге нагрузки от 10 до 90 % мощность может быть реализована на 50 % быстрее.

ДСН сохраняет способность двигателя работать в экстремальных условиях эксплуатации. Так, несмотря на падение давления более чем на 30%, двигатель способен работать с полной нагрузкой на высоте до 3200 м. На рис. 3.6 приведено изменение объемного (требуемого) расхода компрессоров НД в системе наддува на номинальном режиме работы при различных внешних условиях. Точка совместной работы двигателя и системы наддува на характеристике компрессора НД при падении температуры окружающей среды приближается к границе помпажа. При

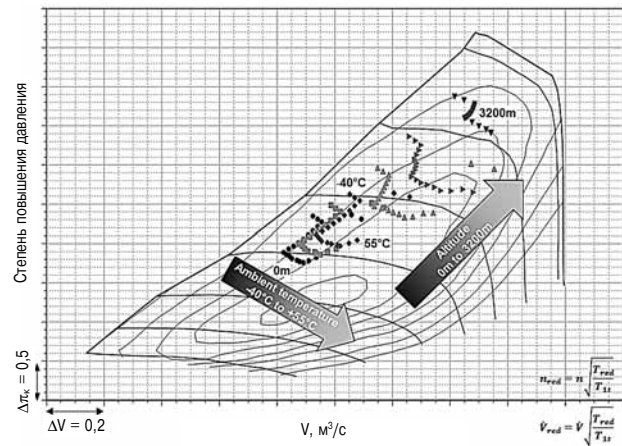


Рис. 3.6. Влияние высоты и температуры окружающей среды на положение точки совместной работы компрессора низкого давления и двигателя на номинальной мощности (3000 кВт при 1800 об/мин)

увеличении высоты и снижении давления частота вращения ТК увеличивается, и рабочая точка перемещается в зону высоких π_k (см. рис. 3.6). Широкая характеристика компрессора по диапазону расхода при высоком КПД обеспечивает достаточный расход воздуха при всех неблагоприятных условиях.

Определенный вклад фирма MTU внесла в защиту окружающей среды за счет снижения выброса углекислоты. Применение ДСН позволило увеличить мощность и повысить КПД двигателя, снизить расход топлива. Как следствие, серийный двигатель 16V может быть заменен на двигатель 12V (Tier 4) с уменьшенной массой и экономией топлива около 3 % при одинаковой мощности двигателя.

4. «Kompressorenbau Bannewitz GmbH» (KBB) CIMAC 2013. Новые турбокомпрессоры для современных крупных двигателей с низкой эмиссией и высокими характеристиками [22]

Для выполнения требований IMO Tier 3 фирма KBB в рамках программы K2B разработала новые ряды турбокомпрессоров для ДСН. Они обеспечивают наддув дизелей, газовых двигателей и двигателей, работающих на тяжелом топливе, мощностью от 0,5 до 5 МВ при степени повышения давления до 10.

Для ступени НД используется ТК с радиальной турбиной на основе турбокомпрессоров HPR или ST или вновь разработанный турбокомпрессор HPA с осевой турбиной (рис. 4.1). Оптимизированные для работы на частичных нагрузках турбокомпрессоры HSR с радиальной турбиной используются для ступени ВД (рис. 4.2).

Для проверки характеристик и выполнения всесторонних испытаний на соответствие заданным техническим требованиям был введен в строй специальный стенд для испытаний ДСН.

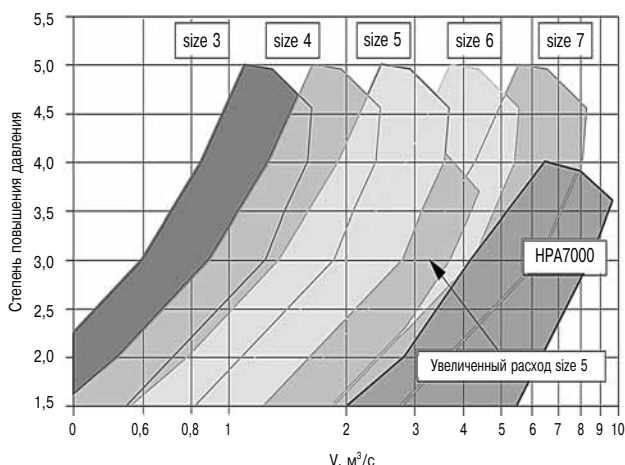


Рис. 4.1. Ряд турбокомпрессоров низкого давления с радиальной и осевой (НРА) турбинами для ДСН

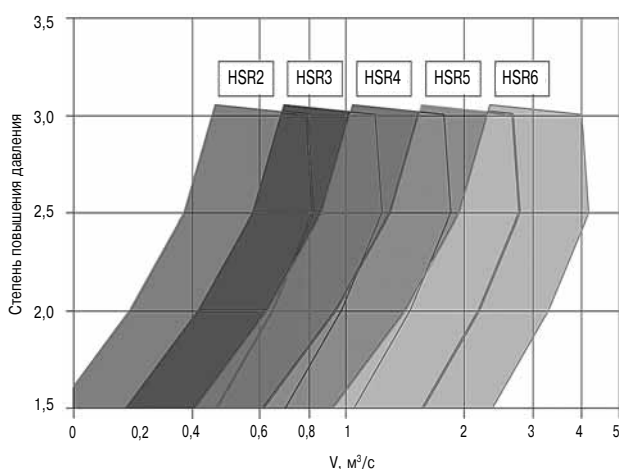


Рис. 4.2. Ряд турбокомпрессоров высокого давления с радиальной турбиной для ДСН

Он оборудован перепусками от компрессора и турбины ТК высокого давления, что позволяет получить эксплуатационные характеристики для основных применений ДСН на двигателях мощностью до 2МВ. Кроме того, экспериментальная установка обеспечивает возможность встраивания системы EGR.

В качестве примера в докладе представлены результаты моделирования четырехтактного шестицилиндрового рядного двигателя. Двигатель может работать вне зоны контроля эмиссии (ЕСА) на тяжелом топливе или в контролируемой зоне на легком топливе для СОД. Расчетами установлено, что для выполнения требований IMO Tier 3 по эмиссии NO_x , требуется рециркуляция около 20 % выпускных газов при работе двигателя в зоне, контролируемой по эмиссии. Газ на рециркуляцию отбирается перед турбиной ВД и подается на вход в компрессор ВД. Результаты моделирования показали оптимальную настройку системы при значении рециркуляции, равной 8–12 %.

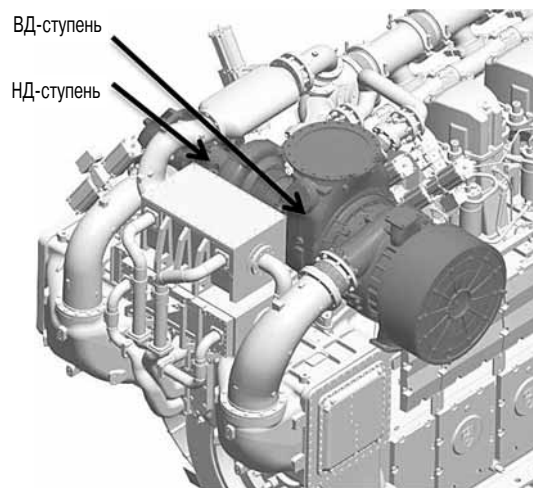


Рис. 4.3. Компонировка двухступенчатой системы наддува на двигателе

ДСН представляет собой хорошо скомпонованный агрегат, благодаря использованию осевой турбины (рис. 4.3). Турбокомпрессор HSR6 с радиальной турбиной используется как ступень ВД, а НРА7000 с осевой турбиной как ступень НД. Прямая подача ОГ в осевую турбину НД от радиальной турбины ВД является благоприятным фактором. Для управления системой наддува на турбине ВД применен перепуск газа.

Разработанная фирмой KBB ДСН была реализована фирмой «Anglo Belgian Corporation» на шести цилиндровом рядном двигателе 6DL36.

СИМАС 2016. Турбокомпрессоры для нового поколения двигателей [23]

Для выполнения требований по ограничению эмиссии NO_x двигателями с ОСН, фирма KBB предлагает турбокомпрессор серии ST27 со степенью повышения давления до 5,5. Для двигателей с более высокой мощностью разработана двухступенчатая система наддува K2B, которая обеспечивает давление наддува до 10 бар.

Для ступеней низкого и высокого давления ДСН используются ТК, ряды которых были представлены на конгрессе СИМАС 2013 [22] (см. рис. 4.1 и 4.2).

Испытания ДСН проводятся на специальном стенде (рис. 4.4) в условиях, близких к работе на двигателе. Температура воздуха при промежуточном охлаждении может изменяться от 40 до 140 °С. На стенде имеется перепуск на компрессоре и турбине и рециркуляция ОГ.

Благодаря наличию быстродействующих клапанов имеется возможность вести исследования не только установившихся, но и переходных процессов.

Испытания ДСН K2B проведены в начале 2014 г. на главном судовом шестицилиндровом двигателе фирмы «Yanmar». Испытания про-

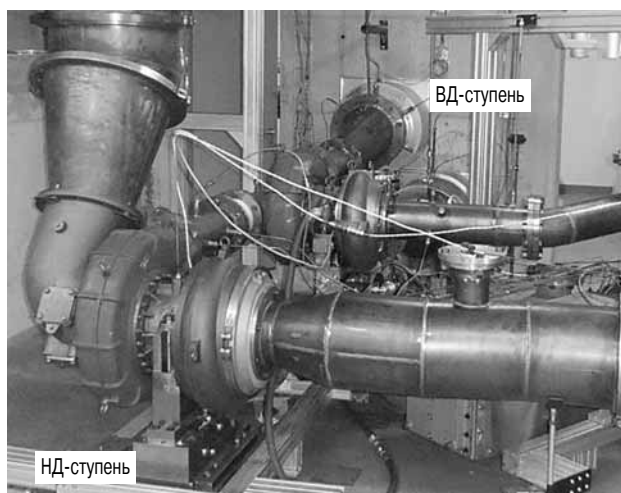


Рис. 4.4. Стенд для испытания двухступенчатой системы наддува

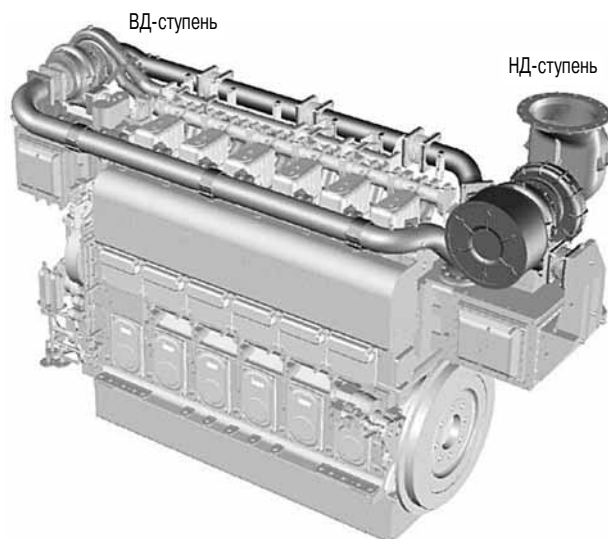


Рис. 4.5. Главный пропульсивный двигатель с ДСН K2B

водились на тяжелом топливе и топливе для СОД для снижения расхода при выполнении стандартных правил IMO Tier 2 по выбросам NO_x . ДСН K2B включает турбокомпрессор НД — размер 5 и турбокомпрессор ВД — HSR4 (рис. 4.5) с общей степенью повышения давления 5,6, что позволило повысить КПД на 8 % по сравнению с ОСН.

Ревизия ТК через год работы (более 4000 часов) показала, что основные детали, такие как подшипники скольжения и уплотнение вала в хорошем состоянии, без типичных износов.

ДСН K2B также прошла испытания на газовом двигателе с искровым зажиганием. Эти двигатели имеют гораздо более высокую температуру отработавших газов (до 650°C) перед турбиной, поскольку их основной режим работы — полная нагрузка. Система K2B была опробована на

двигателе Wartsila W20V32SG. Этот двигатель был оснащен ступенями НД двух турбокомпрессоров HPA7000 и ступенями ВД двух турбокомпрессоров HSR6. Система обеспечила общую степень повышения давления равную 6,6. По сравнению с базовым двигателем с ОСН, КПД системы наддува был увеличен на 10 %, а КПД двигателя на 2 %.

Фирма KBB занимается также разработкой ТК для системы EGR. Создание таких ТК требует учета условий эксплуатации турбокомпрессора в системе рециркуляции. Возникают требования к прочности колеса компрессора при температуре на входе до 140°C и износостойкости деталей компрессора от воздействия агрессивного конденсата и твердых частиц.

Применяются различные системы рециркуляции ОГ:

- HP-EGR (газ забирается из выпускного коллектора и подается в турбокомпрессор рециркуляции или в воздухоувлажнитель с электроприводом);

- SSR (semi-short route) — EGR (газ забирается из выпускного коллектора и подается в турбокомпрессор ВД);

- донорский цилиндр (газ забирается из цилиндра и подается в ресивер воздуха).

По мнению фирмы KBB, системы EGR для больших дизелей, в которых давление наддува выше давления в выпускном коллекторе, находятся в стадии разработки, и пока не существует оптимальной технологии EGR. Поэтому фирма проводит исследования систем HP-EGR и SSR-EGR, которые рассматривает как наиболее работоспособные.

Испытания системы HP-EGR были выполнены на стенде ДСН и в эксплуатации с EGR турбокомпрессором на V-образном дизеле мощностью 10 МВт. Испытания были проведены с целью снижения эмиссии и подтверждения возможности использования агрегата наддува для системы рециркуляции. Двигатель имел по два турбокомпрессора HPA7000 и HSR6, соответственно в ступенях НД и ВД. Турбокомпрессор HSR4 использовался как агрегат EGR.

Газ для рециркуляции отбирается перед турбинами ВД, охлаждаются до 140°C в высокотемпературном EGR охладителе и подается в компрессор ТК EGR, после которого снова охлаждаются в низкотемпературном охладителе EGR и поступает в ресивер. Параллельно ОГ подаются к турбине EGR, после которой разделяется и направляются на вход каждой турбины НД (рис. 4.6).

Значительная часть ОГ проходит через турбину EGR, уменьшая долю ОГ на турбины ВД, поэтому они должны иметь низкую пропускную

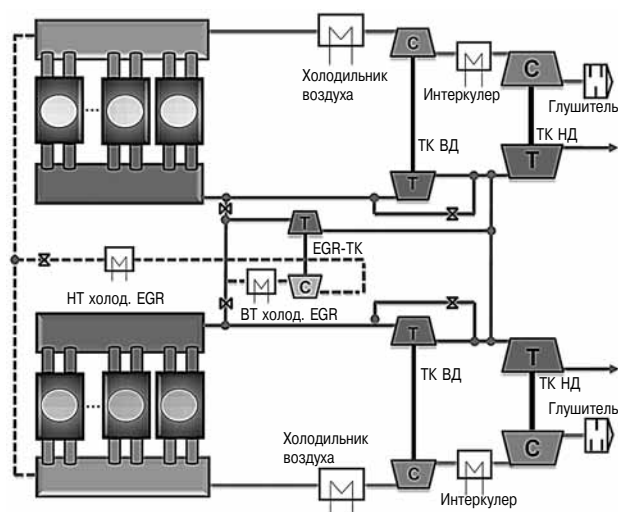


Рис. 4.6. Двухступенчатая система наддува с рециркуляцией HP-EGR

способность. При отключении системы рециркуляции турбины ВД пойдут в «разнос», чтобы этого не произошло, на них включается перепуск. Настройка системы наддува с рециркуляцией и перепуском была выполнена на основе моделирования, результаты которого показали, как будет меняться положение точки совместной работы двигателя и ДСН при включении и отключении рециркуляции и перепуска (рис. 4.7). Из представленных диаграмм видно, что отключение рециркуляции ведет к смещению точки совместной работы на характеристике компрессора НД в зону увеличенного расхода и пониженного КПД и к неоптимальному распределению степеней повышения давления между ступенями НД и ВД. Кроме того, для эффективной работы такой системы компрессор ВД должен иметь широкую характеристику по диапазону расходов с приемлемыми значениями КПД.

SEMI-SHORT ROUTE EGR (SSR-EGR) — второй вариант системы рециркуляции, предлагаемый KBB. Этот вариант более простой. Часть ОГ отбирается перед турбиной ВД, охлаждается и направляется на вход в компрессор ВД (рис. 4.8).

Основная проблема этой системы — загрязнение проточной части компрессора ВД и падение КПД системы наддува. Уже через несколько часов работы двигателя на полной нагрузке с рециркуляцией ОГ равной 20 %, появляются вязкие отложения на колесе компрессора и в области входного отверстия вставки. Эти отложения трудно удалить даже при частых и интенсивных промывках компрессора. Поэтому значительная часть доклада посвящена анализу формирования отложений и методам борьбы с ними. Выполненный анализ показал, что уменьшить отложения можно только за счет снижения КПД системы наддува, но фирма KBB надеется получить ком-

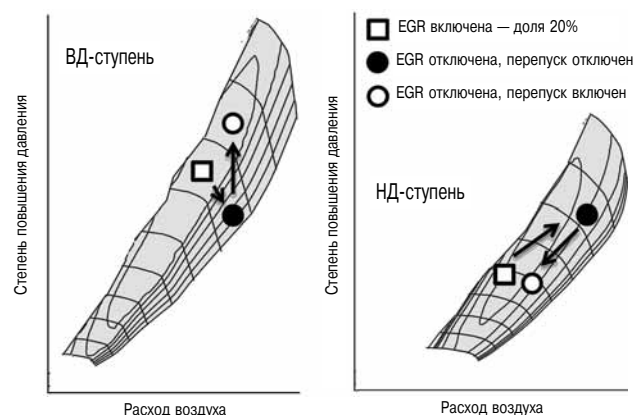


Рис. 4.7. Управление перепуском на турбине высокого давления

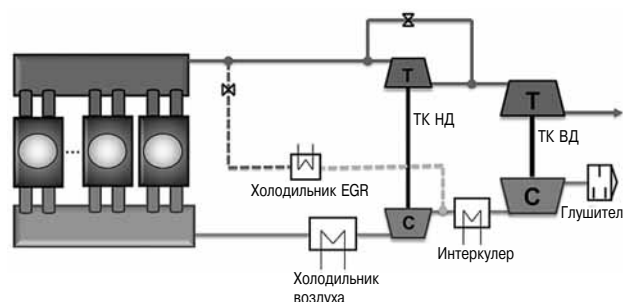


Рис. 4.8. Схема рециркуляции SEMI-SHORT ROUTE EGR

промиссный вариант и продолжает работы в этом направлении. Одновременно фирма ведет разработку специальных ТК для системы рециркуляции для двигателей с ОСН мощностью от 500 до 1500 кВт.

Продолжение следует

Литература

16. Astrand U., Aatola H., Myllykoski J. Wartsila 31 — World's most efficient fourstroke engine. № 225, CIMAC 2016, Helsinki.
17. Wintruff I., Buecheler O., Huchler S. The next generation of MTU series 4000 rail engines to comply with EU IIIB emission legislation. Paper № 211, CIMAC 2010, Bergen.
18. Dohle U. MTU Solutions for Meeting Future Exhaust Emissions Regulations. Paper № 284, CIMAC 2010, Bergen.
19. Mattes P., Remmels W., Sudmanns H. «Untersuchungen zur Abgasrückführung am Hochleistungsdieselmotor», MTZ Motortechnische Zeitschrift, volume 60 (issue 4), 1999, P 234–243.
20. Kurreck M., Werner Remmels W. Series 1163-04. Paper № 112, CIMAC 2013, Shanghai.
21. Harscher S., Bucheler O., Schneemann J., Brunner C., Wehler K. The New MTU Series 4000 with Advanced Technological Concepts for EU Stage IIIB, EPA Tier 4 and IMO 3 Emission Regulations. № 196, CIMAC 2016, Helsinki.
22. Risse S., Buchmann K. New turbochargers for modern large engines with low emissions and high performance. Paper № 226, CIMAC 2013, Shanghai.
23. Risse S., Buchmann K. Turbocharger Solutions for New Engine Generations. № 265, CIMAC 2016, Helsinki.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ РОТОРНЫХ СИСТЕМ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ С ПОДШИПНИКАМИ СКОЛЬЖЕНИЯ

А.А. Коженков, инженер
ООО «Турбоком»

Рассмотрены методические и прикладные аспекты моделирования динамики роторных систем турбоагрегатов с подшипниками скольжения. Приведены результаты численного анализа и оптимизации роторной системы серийного турбокомпрессора с подшипниками обеспечивающими демпфирование вибрации ротора при высоких скоростях вращения. Даны рекомендации по постановке и решению задач роторной динамики. Показано, что результаты расчета адекватны эксперименту только при использовании редуцированного описания ротора и неподвижной системы координат. Применение вращающихся сеток физически обосновано только в задачах модального анализа роторных систем.

Методы моделирования и компьютерные технологии сегодня позволяют прогнозировать характеристики и ресурс модернизируемых и создаваемых турбокомпрессоров (ТК). С приемлемой достоверностью моделируются вибрация, прочность и газодинамика компрессорной и турбинной ступеней.

Актуальность численного анализа и оптимизации динамики роторных систем (РС) определила как потребность замещения зарубежных ТК, так и повышение скоростей РС отечественных турбокомпрессоров. Это подтверждается:

- ростом числа заказов на расчетную оптимизацию РС ТК со стороны дизельных заводов;
- увеличением числа электронных и журнальных публикаций по роторной тематике;
- появлением специализированных конечно-элементных (КЭ) программных комплексов (ПК) для анализа динамики роторов и включением модуля «Роторная динамика» («Rotordynamic») в универсальные ПК.

Относительно последнего обстоятельства заметим, что использование ПК в роторной динамике (РД) требует высокой квалификации персонала и четкого понимания особенностей и методов решения ее задач.

На сегодня в РД сложилась следующая ситуация. Методы 2–3D моделирования подшип-

ников скольжения (ПС) постоянно совершенствуются и внедряются в расчетную практику. При этом развитие и универсальность конечно-элементного трехмерного (3D) анализа напряженного состояния роторов отстают от требований практики:

- для 3D моделирования роторов турбоагрегатов с различными главными жесткостями вала используются вращающиеся сетки (rotating frame);
- для РС с равными жесткостями (валы кругового сечения с циклическими рабочими колесами) вращающиеся координаты при 3D описании напряженного состояния не применимы. Неподвижные сетки (stationary frame) пригодны при моделировании РС с использованием теории стержней.

Различные подходы к расчету динамики реальных роторных систем анализируются в настоящей статье.

Анализ базируется на материалах, первоначально полученных в отделе агрегатов наддува дизелей ЦНИДИ при проектировании РС турбокомпрессоров. Исследования, продолженные в ООО «Турбоком», позволили создать программный комплекс для моделирования РС. ПК был тестирован с использованием результатов испытаний турбокомпрессоров.

В настоящей публикации описаны конструкция и специфика динамики РС турбокомпрессора с подшипниками скольжения. Приведены результаты оптимизации роторной системы серийного ТК. Применительно к РД затронуты дискуссионные вопросы механики относительного движения и сплошной среды. Выполнен анализ результатов решения задач роторной динамики в неподвижной и вращающейся системах координат.

1. Структура, нагрузки, особенности динамики РС ТК

Структура. К упругой и гидродинамической частям роторной системы ТК с подшипниками скольжения относятся:

- ротор (вал с рабочими колесами турбины и компрессора, насадные детали); втулки и корпуса опорных и упорных ПС;

➤ несущие гидродинамические слои смазки подшипников; элементы системы подвода масла (канавки, карманы, уплотнения и др.).

Нагрузки. К РС приложены динамические и статические нагрузки: дисбаланс, газовые силы, вес. Детали роторной системы испытывают неравномерный нагрев и усилия, возникающие в сборной конструкции при посадке колеса компрессора, затяжки соединений деталей и т. п. Нелинейность РС определяют, в основном, реакции гидродинамических подшипников.

Характер вибрации. Роторная система ТК представляет собой автоколебательную систему с подкачкой энергии от вращающегося вала. В реакциях масляных слоев присутствует неконсервативная составляющая, вызываемая вращением вала, смещенного относительно центра подшипников [1]. Возникающая, как следствие, положительная обратная связь в контуре ротор— слои смазки— втулки, поддерживает незатухающие автоколебательные прецессии (self-sustained oscillations) ротора и втулок на масляной пленке.

Автоколебания подавляются в опорных подшипниках с профилированной внутренней поверхностью качающихся (squeeze film damper) и свободно плавающих (free floating) втулок.

Основное демпфирование в РС осуществляется в подшипниках при рассеянии энергии в слоях смазки. Демпфирование при трении о газозоудную среду и в контактных соединениях для типовых конструкций роторных систем ТК вторично. Роторная система турбокомпрессора в целом нелинейна, неавтономна и неконсервативна [1]. Вибрация, возникающая в РС ТК складывается из:

- синхронной вынужденной вибрации под действием дисбаланса;
- асинхронной вибрации под действием газовых сил;
- автоколебаний ротора на масляных пленках опор, по формам упругого и твердого тела;
- нестационарной затухающей вибрации на неустановившихся и аварийных режимах;
- вибрации двойной синхронной частоты от сил тяжести для роторов с жесткостной анизотропией валов.

Вибрация проявляется в виде пространственного движения — прецессии РС. Интегрально прецессии представляют собой вращающиеся формы свободных упругих колебаний, а также цилиндрические и конические формы перемещений вала и втулок, как твердых тел. Локально прецессионное движение можно условно охарактеризовать как «квази-волновое» распространение упругих возмущений в материале вращающегося ротора.

По отношению к направлению вращения ротора различают прямые и обратные ПР. Преобладание в спектрах вибрации ротора ТК тех или иных гармоник зависит от характеристик вала, балансировки, конструкции подшипников, эксплуатационных режимов и других факторов.

Методика моделирования. При исследовании динамики РС целесообразен подход, получивший название численного эксперимента:

- моделирование, имитирующее основные натурные или стендовые испытания ТК во всем диапазоне скоростей вращения ротора;
- визуализация движения РС в процессе расчета;
- модальный анализ траекторий РС, динамических зазоров и реакций подшипников;
- расчет расхода масла и механических потерь.

Учет особенностей конструкции и динамики роторной системы предполагает сочетание:

- 1D—3D конечно-элементной дискретизации деталей ротора и опор;
- 2D—3D конечно-разностного расчета течения смазки и полей давлений в подшипниках;
- пошаговое интегрирование уравнений движения РС во времени (transient analysis);
- анализ частот и форм собственных и вынужденных прецессий (modal analysis).

Рассмотрим в качестве иллюстрации численное моделирование РС серийного ТК. Задача решается в неподвижной системе координат.

2. Моделирование роторной системы серийного турбокомпрессора

Результаты получены при оптимизации РС турбокомпрессора ТК32-11 ОАО «Пензадизельмаш». Турбокомпрессор предназначен, в частности, для дизель-генераторов 1А-9ДГ ОАО «Коломенский завод». Повышенный КПД и пропускная способность (при относительно небольших массогабаритных характеристиках) делают ТК технически и экономически перспективным. при доводке модификации ТК32-11, работающего при высоких скоростях РС, возникла необходимость моделирования динамики для оптимизации подшипников в целях обеспечения низкого уровня вибрации при повышенном эксплуатационном дисбалансе.

При использовании комплексного критерия, учитывавшего виброустойчивость, ресурс, унификацию с серийной конструкцией и экономические факторы, оптимальным был признан вариант демпферных подшипников с клиновыми втулками.

Конечно-элементная модель РС. Ротор длиной 0,7 м с диаметром колес центробежного компрессора и осевой турбины — 340 мм имеет массу в сборе 58 кг. Опорные подшипники

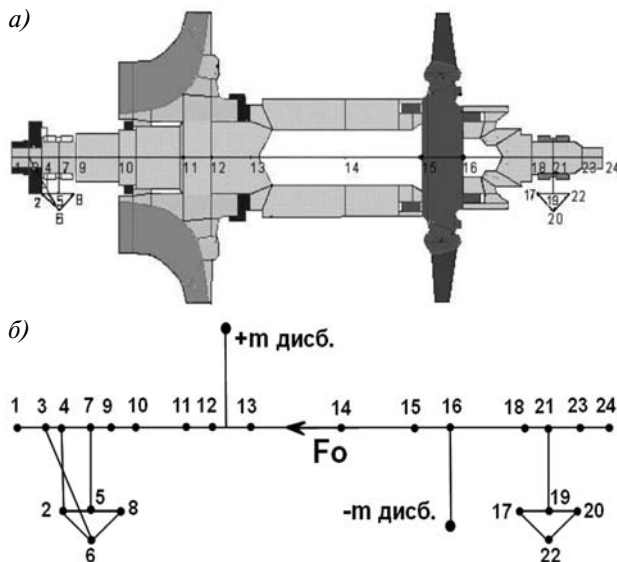


Рис. 1. Модель роторной системы ТК:
а — подконструкция; б — структурная схема

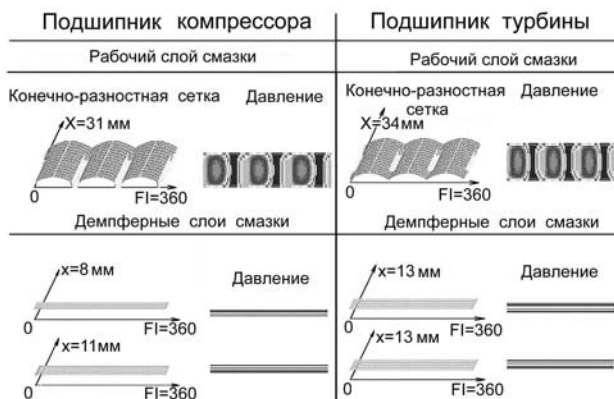


Рис. 2. КР модели опорных подшипников

скольжения — демпферные с качающимися втулками. Главный и вспомогательный упорные подшипники восьмиугольные клиновые.

Рис. 1, а иллюстрирует разбивку модели РС на подконструкции. Структурная схема модели РС турбокомпрессора с указанием связей по гидродинамическим слоям смазки, расположением двух плоскостей балансировки и направлением действия осевой силы, приведена на рис. 1, б.

Число моделей подшипников равно восьми: 2 — для упорных и 6 — для рабочих и демпферных слоев смазки опорных подшипников. На рис. 2 показаны экранные копии конечно-разностных (КР) сеток и полей давлений в рабочих и демпферных масляных пленках оптимизированных подшипников при концентрическом положении втулок. Число узлов КР сетки одного слоя смазки от 1000 до 4000.

Расчеты выполнены в модуле, позволяющем до анализа динамики РС провести предварительную оптимизацию подшипников при заданных

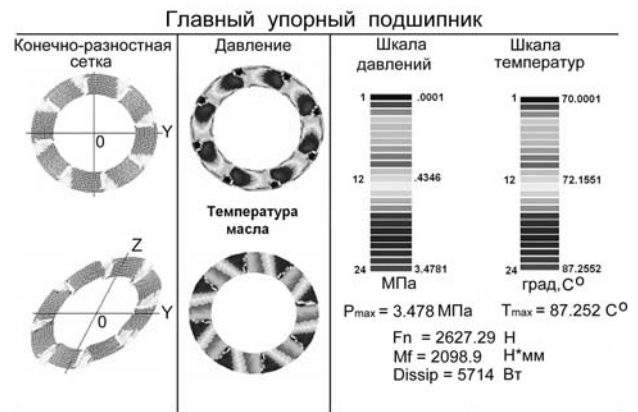


Рис. 3. КР модель упорного подшипника

нагрузках, скоростях вала и температурах масла. Окончательные параметры конструкции выбираются по результатам анализа амплитудно-частотных характеристик (АЧХ) перемещений, реакций и значений зазоров в подшипниках в динамике.

Как видно из разверток сеток на рис. 2, внутренние поверхности втулок опорных подшипников профилированные, с канавками для раздачи смазки. Демпферные поверхности имеют два пояса. Клиновые втулки стабилизируют ротор, снижая вихревую составляющую реакций масляных пленок. Прецессии втулок во внешних зазорах дополнительно демпфируют автоколебания и вибрацию, вызванную дисбалансом РС в целом.

КЭ сетки, эпюры давлений и температур масла (при температуре на входе в подшипник $70\text{ }^{\circ}\text{C}$ и среднем значении осевого зазора) приведены для главного упорного подшипника на рис. 3.

Из шкал давлений и температур на рис. 3 видно, что пиковые значения давления в осевом слое достигают $3,47\text{ МПа}$ ($34,7\text{ атм}$), а температура масла повышается на сливе из главного упорного подшипника почти на 20° — до $87,3\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Поля давлений, температур и вязкости в слоях смазки итерационно рассчитывались для ротора в динамике на каждом временном шаге. Интегрирование нелинейных уравнений движения РС проводилось методом Ньюмарка с шагом дискретизации по времени: $T=2\pi/\omega$; $\Delta t = T/n$; n — число шагов за период оборота ротора. Так, при частоте ротора 400 Гц и $n = 100$, шаг интегрирования составлял $\Delta t = 2,5 \cdot 10^{-5}\text{ с}$ или 25 мкс .

Критические скорости ротора в жестких опорах. Расчет ротора в жестких опорах дает предварительную оценку значений критических частот, попадающих в диапазон рабочих скоростей ТК. Одновременно определяются формы собственных прецессий ротора. Знание форм, отражающих инерционно-жесткостные характеристики конструкции, позволяет определить потенциально

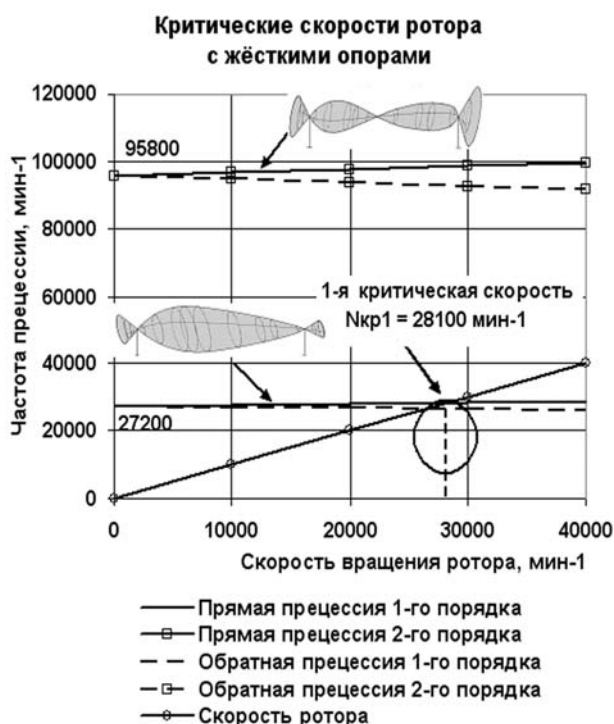


Рис. 4. Частоты прецессий ротора в жестких опорах

«слабые» места РС с точки зрения ее динамической прочности. Результаты расчета для ротора ТК32 приведены на рис. 4.

Частотные ветви прямых прецессий показаны сплошными линиями, обратных прецессий — пунктиром. Клипы на рис. 4 относятся к собственным формам:

- первой прямой прецессии близкой к симметричной с максимумом, смещенным в сторону менее жесткого компрессорного конца вала;
- второй асимметричной прецессии с тремя узлами, двумя в подшипниках и одним расположенном примерно посередине межопорного пролета.

Анализ данных на рис. 4 показывает:

- в диапазон скоростей ротора от 0 до 40 000 об/мин попадает первая критическая скорость, равная для прямой прецессии примерно 28 000 об/мин;
- вторая критическая скорость лежит заведомо выше рабочих скоростей ротора;
- РС ТК32 слабо гироскопична. Относительное увеличение частот прецессий первого и второго порядков не превышает 5% по скоростному диапазону.

Для роторной системы ТК32 в подшипниках скольжения следует ожидать не более двух критических областей. Формы прецессий в подшипниках с масляным демпфированием могут заметно отличаться от представленных на рис. 4.

Динамика ротора в подшипниках скольжения. Моделирование вибрации РС ТК32-11 в штатных

и оптимизированных подшипниках при синфазных и противофазных дисбалансах, десятикратно превышающих дисбалансы, нормируемые ГОСТ 22061–76, проводилось во всем диапазоне скоростей вращения ротора.

Прежде, чем перейти к сравнительному анализу исходного (штатного) и оптимизированного вариантов, отметим следующие:

- исходная конструкция РС обладает запасом прочности по материалу ротора, а ее опорные и упорные подшипники обеспечивают приемлемый уровень общей вибрации и устойчивости к автоколебаниям ротора на масляных пленках;
- рабочие скорости системы лежат на границе ее устойчивости, а конструкция штатных подшипников, как показало моделирование, критична в отношении значений рабочих и демпферных зазоров, а также и температуры смазки; поле допусков на изготовление деталей подшипников, балансировка и эксплуатационные режимы ТК могут заметно влиять на вибрацию и устойчивость РС;
- численный анализ выполнен с целью изменения конструкции опорных подшипников для устранения отмеченных недостатков.

Спроектированные опоры обеспечивают работу РС при скоростях в 1,3–1,4 раза превосходящих достигнутые и снижают до приемлемого уровня чувствительность конструкции подшипников к отклонениям их геометрии и тепловому воздействию.

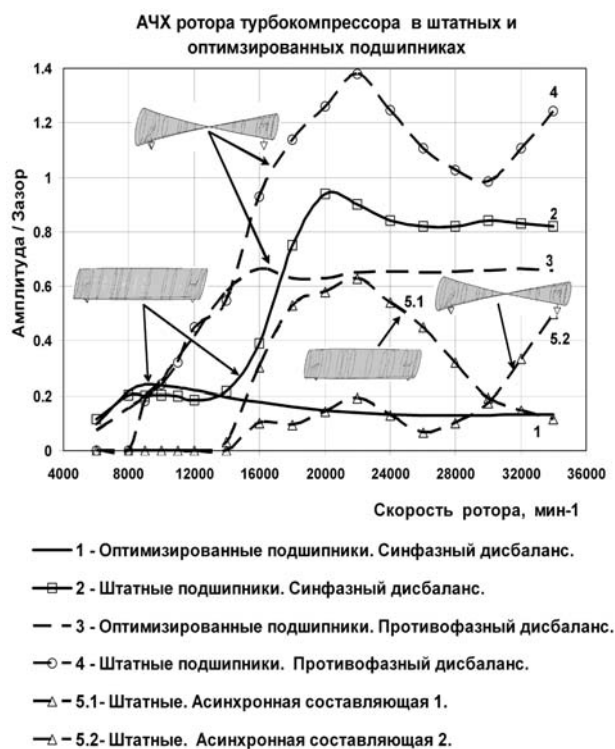


Рис. 5. АЧХ ротора в подшипниках скольжения при повышенных дисбалансах

Сравнительный анализ вибрации. Амплитудно-частотные характеристики ротора для радиальных перемещений компрессорного конца вала при работе с повышенным дисбалансом приведены на рис. 5.

АЧХ и формы прецессий получены частотным и модальным анализом траекторий ротора. По вертикальной оси диаграммы (рис. 5) отложена амплитуда радиальной вибрации, отнесенная к значению рабочего зазора в опорных подшипниках. Кривые без маркеров 1 и 3 относятся к АЧХ ротора в оптимизированных, кривые 2, 4, 5.1, 5.2 — к АЧХ в штатных подшипниках.

Первая симметричная и вторая антисимметричная формы суммарных и автоколебательных прецессий представлены клипами в поле графиков рис. 5.

Качественная картина изменения вибрации ротора по скоростному диапазону РС типична для турбокомпрессоров с подшипниками скольжения:

- демпфированные 1-я и 2-я критические скорости для обеих конструкций подшипников лежат в интервалах 8000–10 000 и 15 000–22 000 об/мин соответственно;

- прямолинейная симметричная (цилиндрическая) и асимметричная (коническая) дисбалансные прецессии приобретают с ростом скорости ротора форму изгибных;

- в диапазоне средних и высоких скоростей вала в штатных подшипниках наблюдаются асинхронные автоколебания (кривые 5.1, 5.2 на рис. 5); автоколебательная вибрация (неустойчивость) имеет место для штатной РС при всех значениях и типах дисбаланса, но наиболее проявляется для противофазной (моментной) неуравновешенности ротора;

- частоты автоколебаний зависят от скорости ротора, их относительные значения составляют 0,2–0,45;

- наиболее неблагоприятен интенсивный рост 2-й асинхронной составляющей (кривая 5.2) при скорости ротора, равной 28 000 об/мин в начале области перспективных скоростей РС;

- для оптимизированных опор асинхронные составляющие полностью демпфированы.

С количественной точки зрения уровень вибрации ротора в целом не превосходит для оптимизированных подшипников:

- 70 % радиального зазора для повышенного противофазного дисбаланса — кривая 3;

- 25 % радиального зазора для повышенного синфазного дисбаланса — кривая 1, что для средних и высоких скоростей в 4–5 раз ниже вибрации в штатных опорах.

При допускаемых производителем (номинальных) дисбалансах РС амплитуда вибрации в

подшипниках разработанной конструкции примерно в 4 раза меньше показанной на рис. 5 при всех скоростях ротора, включая критические.

Зазоры в подшипниках. Для дисбалансов любого типа во всем диапазоне скоростей ротора относительные значения динамических зазоров в спроектированных подшипниках составляют 50–85 % от номинала. Нижнее значение относится к первой критической скорости и повышенному синфазному дисбалансу.

На высоких скоростях вращения имеет место тенденция к стабилизации (и даже некоторому росту) значений внутренних зазоров в опорных подшипниках на уровне 65–85 % от номинала в холодном состоянии.

В силу конструкции ТК32 его главный упорный подшипник относительно разгружен и, как показал расчет, компенсирует осевую силу при значении динамического зазора 45–70 мкм (0,04–0,07 мм), самоустанавливающегося в пределах осевого разбега РС.

В целом для всех подшипников ТК32 относительные и абсолютные значения зазоров для принятой в дизелестроении тонкости фильтрации масла (25–40 мкм) позволяют прогнозировать низкий износ подшипников и повышенный ресурс роторной системы.

Динамические реакции подшипников и ротора. Динамические реакции в подшипниках компрессора и турбины при повышенных дисбалансах иллюстрирует рис. 6.

Реакции опорных подшипников отнесены к половине веса ротора. Изменение реакций по скоростному диапазону РС хорошо согласуется с кривыми 1, 3 для оптимизированных подшипников (см. рис. 5). Так, локальные максимумы



Рис. 6. Динамические реакции в подшипниках при повышенных дисбалансах

при 8000–10 000 и 15 000–17 000 об/мин соответствуют демпфированным критическим скоростям ротора.

Начиная со средних скоростей, наблюдается возрастание реакций для всех типов и значений дисбаланса соответственно росту центробежных нагрузок от дисбаланса.

Для повышенных дисбалансов турбинный подшипник — наиболее нагруженная опора ротора. Причина заключается как в положении центра масс ротора, так и в дополнительном демпфировании в упорных элементах РС на стороне компрессора — в осевых слоях вспомогательного и главного упорного подшипников.

Общая динамическая нагрузка на ротор и опорные подшипники на критических и высоких скоростях не превосходит удвоенного веса ротора, что является хорошим показателем демпфирования в оптимизированных опорах.

Малым нагрузкам соответствует низкий уровень напряжений в материале вала. Принимая во внимание близкий к статическому характер напряженного состояния материала ротора (синхронная прецессия при демпфированных автоколебаниях), запас по циклической прочности заведомо соответствует принятому для турбоагрегатов.

Коэффициент динамичности РС. Приведем значение коэффициента K_d , характеризующего реакцию РС ТК32 на динамическое дисбалансное воздействие в сравнении с реакцией на действие статической нагрузки равной амплитуды.

Для повышенного синфазного дисбаланса на 1-й критической скорости $K_d = 1,13$, что означает практически полное демпфирование критики. На высоких скоростях ротора имеем $K_d = 0,26$ и четырехкратное уменьшение динамической реакции относительно статической.

Низкие значения коэффициента динамичности подтверждают вывод о высоком уровне демпфирования в спроектированных опорах, что подтверждено анализом АЧХ вибрации и реакций ротора.

Выводы из анализа результатов. Проведенный численный анализ позволяет прогнозировать следующие динамические характеристики оптимизированной роторной системы ТК32:

- устойчивость к автоколебаниям, демпфирование вынужденной вибрации;
- низкие динамические нагрузки на ротор и подшипники, динамическую прочность вала;
- снижение механических потерь и чувствительности к изменению вязкости масла.

В целом, модернизированная роторная система унифицирована с РС серийного турбокомпрессора и перспективна для работы на высоких скоростях вращения.

Окончание следует

Литература

1. Вибрация в технике. Справочник в 6-х томах, — М.: Машиностроение, 1980, т. 3. — С. 130–189.

ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ ДВИГАТЕЛЕЙ ПАО КАМАЗ ОПТИМИЗАЦИЕЙ ТЕРМОНАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ДЕТАЛЕЙ ЦИЛИНДРОПОРШНЕВОЙ ГРУППЫ

*С.В. Снарский, директор, Г.Г. Гаффаров, вед. инженер, А.Г. Гаффаров, вед. инженер
Завод двигателей ПАО КамАЗ*

*С.Ю. Коваленко, к.т.н., ст. преподаватель кафедры «Автомобильного транспорта»
ФГБОУ ВО «Оренбургский государственный университет»*

Представлены результаты исследований, направленных на повышение эксплуатационной надежности двигателей КамАЗ 740.354-450 за счет исключения дефекта «выброс масла» через трубу вентиляции картера двигателя в атмосферу. Установлено, что причина дефекта состоит в неоптимальном термонапряженном состоянии деталей цилиндропоршневой группы, вызванном образованием тяжелого натяга верхнего посадочного пояса гильзы в блоке цилиндров. Предложен комплекс мероприятий по устранению причин указанного дефекта.

Одним из основных факторов, определяющих эксплуатационную надежность двигателей внутреннего сгорания, а также ограничивающих уровень его форсирования является температурное и напряженно-деформированное состояние деталей цилиндропоршневой группы (ЦПГ), в частности гильзы цилиндра, поршня и компрессионных поршневых колец.

Появление натяга в сопряжении верхний посадочный пояс гильзы цилиндра—блок цилиндров при работающем двигателе приводит к значительному увеличению деформаций гильзы цилиндра в дополнение к ее монтажным деформациям. Это может привести к нарушению рабочих функций поршневых колец и замыканию их тепловых стыковых зазоров с последующей деформацией поршневого кольца, отрыву их рабочих поверхностей от поверхности гильзы цилиндров, а также от поверхностей кольцевых канавок поршней. В результате этих отклонений возникают задиры деталей ЦПГ, разрушения буртов гильзы цилиндров, чрезмерный прорыв газов из камеры сгорания в картер двигателя с выбросом масла через систему вентиляции картерных газов в атмосферу, а также оплавление поршней.

Таким образом, организация надежного теплоотвода от деталей ЦПГ (гильзы цилиндра, поршня и поршневых колец) в систему охлаждения двигателя — неотъемлемое условие его на-

дежной работы, а исследования, направленные на оптимизацию термонапряженного состояния деталей цилиндропоршневой группы, являются актуальными.

Основную цель представленной работы можно сформулировать как повышение эксплуатационной надежности двигателей КамАЗ 740.354-450 за счет исключения дефекта «выброс масла» из системы смазки двигателя через вентиляционную трубу картера двигателя в атмосферу. Для достижения поставленной цели были решены следующие задачи.

1. Проведен анализ условий работы сопряжения верхний посадочный пояс гильзы цилиндра—блок цилиндров для выявления причин возникновения и качественной оценки натяга и деформации в сопряжении при работе двигателя.

2. Предложены конструктивные изменения для оптимизации термонапряженного состояния в сопряжении верхний посадочный пояс гильзы цилиндров—блок цилиндров.

3. Разработаны мероприятия по обеспечению надежной работы компрессионных колец за счет интенсификации теплоотвода от поршней и верхних компрессионных колец через гильзы цилиндров в систему охлаждения двигателя.

На первом этапе работы были проведены стендовые испытания для определения причин дефекта «выброс масла» через систему вентиляции картера в лаборатории испытания двигателей. В результате проведения стендовых испытаний двигателя КамАЗ 740.354-450, заводской №E2752216, 2015 г. выпуска, на режимах, близких к номинальным, было установлено, что основной причиной прорыва газов из камеры сгорания в картер является неоптимальное состояние параметров сопряжения поршень—поршневое кольцо—гильза цилиндра. Рассмотрим подробнее причины возникновения данного дефекта. Схема сопряжения верхний посадочный пояс гильзы цилиндра—блок цилиндров двигателя КамАЗ 740.354-450 приведена на рис. 1.

С использованием расчетной схемы, приведенной на рис. 1 были выполнены расчеты

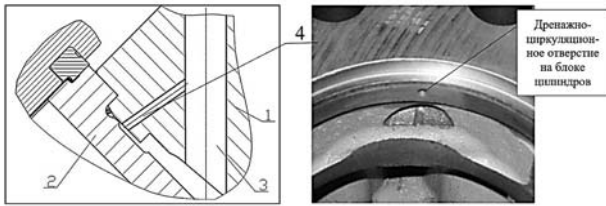


Рис. 3. Дренажно-циркуляционные отверстия на блоке цилиндров:

1 — блок цилиндров; 2 — гильза цилиндра; 3 — отверстие подачи охлаждающей жидкости в головку цилиндров; 4 — дренажно-циркуляционное отверстие

компрессионные поршневые кольца во время работы двигателя, более значительно, чем их монтажное начальное напряжение. Например, на высокофорсированных дизельных двигателях до 90 % общего усилия прижима компрессионных поршневых колец к стенкам гильз цилиндров создается на такте расширения за счет давления газов в цилиндре.

Увеличение усилия прижима оказывает влияние преимущественно на первое компрессионное кольцо, но продолжает действовать в меньшей степени и на второе компрессионное кольцо. Это имеет место, в случае когда рабочие поверхности компрессионных колец, прилегающих к гильзе цилиндра, являются цилиндрическими.

Поэтому высокофорсированные двигатели, в том числе и двигатель КамАЗ 740.354-450 производства ПАО КамАЗ, укомплектованы верхними компрессионными кольцами, у которых рабочие поверхности имеют профили асимметрично выпуклой формы. Схема установки таких компрессионных колец в цилиндре двигателя приведена на рис. 4.

Как видно из рис. 4, на собранном двигателе серийные верхние компрессионные кольца с поверхностью гильзы цилиндра имеют линейный контакт по окружности (линия a). Поэтому у верхнего компрессионного кольца на такте расширения давление газов создается в щели между рабочей поверхностью компрессионного кольца и поверхностью гильзы цилиндра выше и ниже линии a . В щель ниже точки касания a давление газа проходит через тепловой зазор (замок) верхнего компрессионного кольца. При этом силы F_2 и F_3 , возникающие от давления газов $P_2(p_r) + P_3(p_r)$, действуют против сил F_1 от давления газов $P_4(p_r)$, которые

образуются за компрессионным кольцом и против сил F_4 от собственной упругости компрессионного кольца.

Силы F_1 от давления $P_4(p_r)$, действующие на высоте h на обратную сторону верхнего поршневого кольца из-за точечного контакта кольца и гильзы цилиндра оказываются меньшими на величину сил F_3 , действующих на высоте Δh , чем силы $(F_2 + F_3)$ от давления газов $P_2(p_r) + P_3(p_r)$, действующих на высоте H со стороны рабочей поверхности верхнего компрессионного кольца. Если $F_1 = F_2$, то воздействие этих сил взаимно исключаются.

Это обстоятельство может означать, что усилие прижима верхнего компрессионного кольца к поверхности гильзы цилиндра на рабочем такте на номинальном режиме работы двигателя отсутствует. При этом газы в процессе рабочего такта прорываются между поверхностями верхних компрессионных колец и рабочими поверхностями гильз цилиндров в картер двигателя и вызывают неуправляемый выброс масла через систему вентиляции картера двигателя. Таким образом было установлено, что геометрические характеристики серийных верхних компрессионных колец при работе двигателя КамАЗ 740.354-450 с нагрузкой близкой к номинальной становятся причиной усиленного прорыва газов из камеры сгорания в картер двигателя.

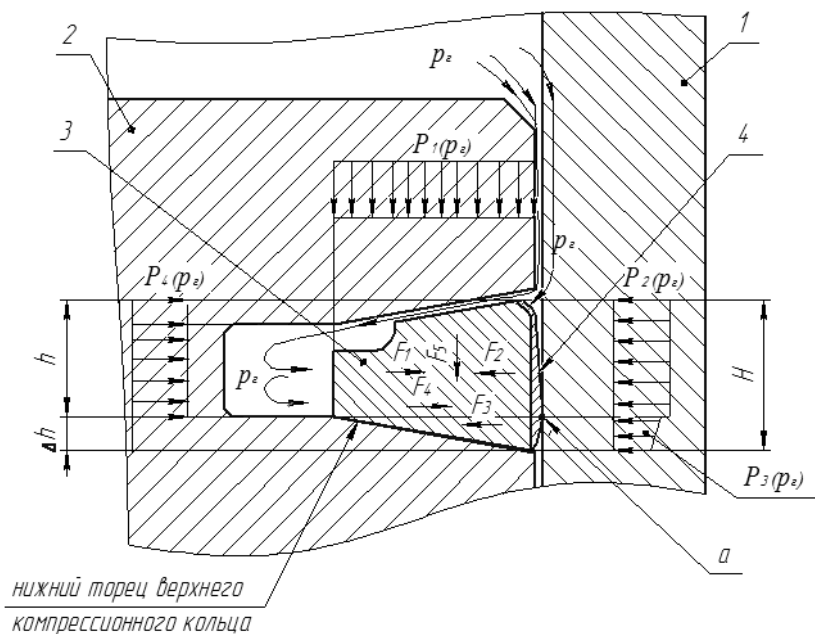


Рис. 4. Принципиальная схема действия нагрузок от давления сгорания на поверхности верхнего компрессионного кольца с выпуклой беговой поверхностью при рабочем такте двигателя КамАЗ 740.354-450:

1 — гильза цилиндра; 2 — поршень; 3 — верхнее компрессионное кольцо; 4 — покрытие (хром); a — линия касания (по окружности) поверхностей компрессионного кольца и гильзы цилиндров

Проведен анализ работы компрессионных поршневых колец с цилиндрической рабочей поверхностью. Эскиз установки и схема действия нагрузок на верхнее компрессионное поршневое кольцо с цилиндрической рабочей поверхностью на рабочем такте двигателя приведен на рис. 5.

В отличие от серийного компрессионного кольца с асимметрично выпуклой формой рабочей поверхности, компрессионное кольцо с цилиндрической рабочей поверхностью контактирует всей рабочей поверхностью с поверхностью гильзы цилиндра. В этом варианте сила F_2 на высоте H отсутствует. Усилие F_1 от удельных давлений газов $P_4(p_r)$, действующих на обратную сторону компрессионного кольца, а также силы F_4 от собственной упругости верхнего компрессионного кольца, стремящиеся прижимать его рабочую поверхность к поверхности гильзы цилиндра, оказываются намного больше, чем силы от удельного давления газов $P_2(p_r) + P_3(p_r)$, оказывающих давление на рабочую поверхность компрессионного кольца на участках с высотами h_1 и h_2 , т. е. $F_1 + F_4 > F_3 + F_3'$. Осевое усилие F_3 прижима, которое оказывает действие на верхнее компрессионное поршневое кольцо в нижней боковой поверхности канавки, создается лишь давлением сгорания. Начальное напряжение колец вовсе не действует в осевом направлении.

На основании вышеизложенного было выдвинуто предположение, что доработка рабочих поверхностей верхних компрессионных поршневых колец из асимметрично выпуклой формы в цилиндрические позволит исключить обильный выброс масла через систему вентиляции картера.

С целью проверки этой гипотезы на рабочих поверхностях колец были выполнены цилиндрические пояса высотой $\approx 2,5$ мм, сохраняя при этом их хромовые покрытия. Цилиндрические пояса на рабочих поверхностях выполнены шлифованием с последующим полированием в условиях инструментального производства ремонтно-инструментального завода ПАО КамАЗ на специально изготовленном приспособлении. Эскизы верхнего компрессионного поршневого кольца до и после доработки приведены на рис. 6 [6].

В связи с тем, что в процессе предъявительских стендовых испытаний двигателей КамАЗ 740.354-450 имели место случаи замыкания тепловых зазоров верхних компрессионных поршневых колец, было принято решение увеличить тепловой зазор для верхних компрессионных колец (с покрытием хромом или молибденом) 10 % [7]. По конструкторской документации указанный тепловой зазор составляет 0,6 мм,

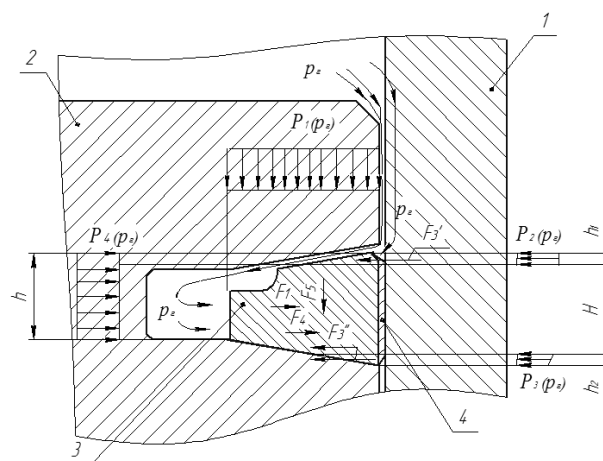


Рис. 5. Принципиальная схема действия нагрузок на поверхности верхнего компрессионного кольца с цилиндрической беговой поверхностью при рабочем такте двигателя КамАЗ 740.354-450:

1 — гильза цилиндра; 2 — поршень; 3 — верхнее компрессионное поршневое кольцо; 4 — покрытие (хром)

поэтому предлагаемый размер теплового зазора составит $S = 0,6 + 0,6 \cdot 0,1 = 0,66$ мм.

Как уже упоминалось, наряду с функцией уплотнения, регулирование температуры является другой важной функцией поршневых колец. Основная часть теплового потока, воспринятого поршнем во время сгорания, отводится от поршневых колец в цилиндр. Компрессионные поршневые кольца играют существенную роль в процессе теплопередачи, если имеется хороший постоянный контакт со стенкой цилиндра. При выполнении беговых поверхностей верхних компрессионных колец цилиндрическими вместо выпуклых, теплоотвод от компрессионных колец к гильзам цилиндров увеличивается пропорционально площади контакта.

Несмотря на это, в технической литературе и периодических изданиях приводятся схемы установок поршень-гильза, на которых верхние компрессионные поршневые кольца изображаются с выпуклыми, а нижние компрессионные кольца — с коническими рабочими поверхностями (рис. 7) [7].

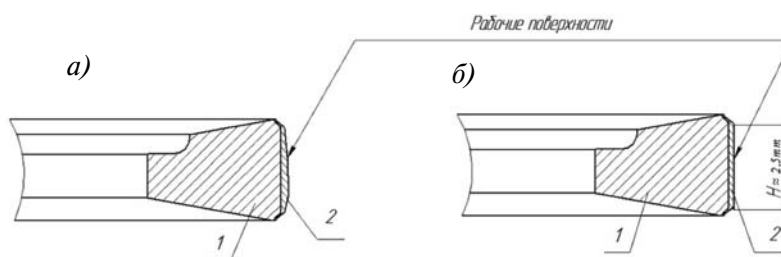


Рис 6. Верхнее компрессионное кольцо:

а — серийное с асимметрично выпуклой формой рабочей поверхности; б — после доработки, с цилиндрической рабочей поверхностью; 1 — компрессионное кольцо; 2 — покрытие (хром)

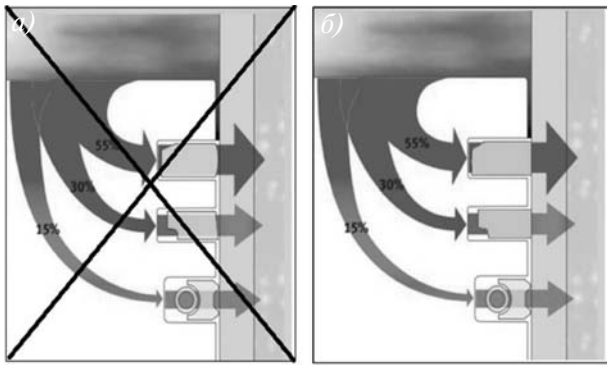


Рис. 7. Схема теплопередачи от поршня к гильзе цилиндра цилиндропоршневой группы:

а — ухудшенная теплопередача через поршневые кольца;
б — нормальная теплопередача через поршневые кольца

При этом контакты рабочих поверхностей с гильзами цилиндров происходят по точке (линии), а теоретически количество тепла, переданного от поршней и компрессионных колец, стремится к нулю. В таком случае из-за отсутствия теплопередачи при высоких нагрузках на двигатель возможно расплавление поршня, а также деформация компрессионных колец вследствие замыкания их тепловых зазоров

Таким образом, выполненный анализ показал, что для обеспечения хорошего постоянного контакта поршневых колец со стенкой гильзы цилиндра их рабочие поверхности должны быть цилиндрическими.

На следующем этапе исследований была произведена сборка двигателя с установкой доработанных верхних компрессионных колец с цилиндрическими рабочими поверхностями для проведения стендовых сравнительных испытаний.

Стендовые испытания двигателя проводились на режимах номинальных мощностей с повышением температуры моторного масла до значений 95 °С; 100 °С; 110 °С; 115 °С и 118 °С и выдержкой по 10 мин в каждой температуре моторного масла. Дальнейшее повышение температур масла становилось невозможным из-за закипания воды в системе охлаждения. При каждой температуре масла были измерены расходы картерных газов, давление картерных газов и возможные утечки масла через систему вентиляции картера. Расход масла определялся визуально по прозрачной мерной посуде. Результаты стендовых испытаний двигателя приведены в таблице.

Цикл испытания исследуемого двигателя повторялся шесть раз. В каждом цикле испытаний двигателя случаев появления масла, в том числе и масляных запотеваний в мерной посуде не появлялось.

Таким образом, предложенные доработки деталей цилиндропоршневой группы, а именно

Результаты стендовых испытаний двигателя с доработанными поршневыми кольцами и гильзами цилиндров

№	Температура масла в системе смазки двигателя t_m , °С	Продолжительность испытаний двигателя t , мин	Частота вращения коленвала двигателя n , об/мин	Мощность двигателя при номинальном режиме работы N , л. с. (кВт)	Температура воды в системе охлаждения двигателя $t_{вд}$, °С	Расход картерных газов двигателя G кг., л/мин	Давление картерных газов $P_{к.г.}$, мм H_2O	Расход масла через систему вентиляции картера $G_{масл}$, г/ч
1	95	10	2200	450,1 (331)	96	176	30	Отсутствует
2	100	10	2200	451,5 (332)	95	169	25	Отсутствует
3	110	10	2200	448,8 (330)	95	173	15	Отсутствует
4	115	10	2200	446 (328)	96	175	15	Отсутствует
5	118	10	2200	446 (328)	96	195	15	Отсутствует

изменение рабочих поверхностей поршневых колец с асимметрично выпуклых на цилиндрические и увеличение тепловых зазоров верхних компрессионных колец на 10 %, позволили исключить дефект «выброс масла» из системы смазки двигателя через вентиляционную трубу картера в атмосферу и могут использоваться на других двигателях с подобным дефектом. Предложенная система улучшения теплоотвода от поршней и верхних компрессионных поршневых колец путем организации принудительного охлаждения за счет доработки зоны верхнего посадочного пояса гильз цилиндров дает положительный эффект с точки зрения теплонапряженности высокофорсированных двигателей КамАЗ 740.354-450 на режимах высоких нагрузок.

На основании вышеизложенного можно сделать вывод, что поставленная цель настоящего исследования — устранение дефекта «выброс масла» из системы смазки двигателя через вентиляционную трубу картера — достигнута.

Литература

1. Нигматуллин И.Н. Рабочие процессы в турбопоршневых двигателях. — М : Машгиз, 1962. — 315 с.
2. Справочник машиностроителя. — М. : Машиностроение, 1964. — Т. 3. — 540 с.
3. Зенкин А.С., Петко И.В. Допуски и посадки в машиностроении. Справочник. — К. : Техника, 1990. — 320 с.
4. Решетов Д.Н. Детали машин. — М : Машиностроение, 1989. — 496 с.
5. Ванштейн В.А., Иванченко Н.Н., Коллерова Л.К. Дизели. Справочник. — Л. : Машиностроение. Ленинградское отделение, 1977. — 479 с.
6. Орлов П.И. Основы конструирования: Справочно-методическое пособие: в 2-х книгах / Под ред. Усачева П.Н. Кн. 2. — 3-е изд., исправл. — М. : Машиностроение, 1988. — 544 с.
7. Национальный стандарт Российской Федерации ГОСТ Р 53843–2010 «Кольца поршневые». Москва. «Стандартинформ», 2011 г. — 18 с.

НОВЫЕ ТЕНДЕНЦИИ В СОЗДАНИИ СМАЗОК ДЛЯ ДИЗЕЛЕЙ (материалы конгресса CIMAC-2016)

Этот выпуск информационного раздела посвящен новым тенденциям в создании смазок для дизелей, которые связаны, главным образом, с ограничением массового содержания серы в топливе (не более 0,1 %) для судов, работающих в «зонах регулируемых выбросов» (ЕСА). Учитывая расширение зон ЕСА, можно ожидать существенного увеличения доли малосернистых дистиллятных топлив и смазочных масел для судовых дизелей.

В докладе фирмы Chevron Oronite рассматриваются варианты альтернативных загустителей смазки, используемых для регулирования вязкости судовых смазочных масел. Разработанная фирмой новая присадка для тронковых двигателей обеспечивает эффективную очистку деталей от маслянистых отложений, высокую чистоту поверхности поршня, увеличение интервала смены масла, а также существенное снижение потребности в высоковязком цилиндровом масле, которое становится все менее доступным.

В докладе фирмы MAN B&W отмечается, что до недавнего времени конструкция судовых

крейцкопфных двигателей и состав цилиндровых масел были оптимизированы для работы на тяжелых топливах (НФО) с большим содержанием серы. К цилиндровому маслу добавлялись щелочные присадки с целью предотвратить коррозию деталей камеры сгорания.

Необходимость в подобных присадках исчезает при переходе на топлива со сверхнизким содержанием серы (ULSFO), сжиженный природный газ (LNG), метанол, этан и нефтяной газ (LPG), поскольку в этом случае количество образующейся серной кислоты пренебрежимо мало. При этом неиспользованная часть щелочной присадки образует на стенках камеры сгорания отложения, препятствующие образованию масляного слоя, снижающие подвижность поршневых колец, что может привести к возникновению задиров. Подобные риски могут быть снижены за применение новых цилиндровых масел. Приведены первые результаты тестирования таких масел в лабораторных и эксплуатационных условиях.

Перевод выполнен к.т.н. Г. Мельником

ОСНОВЫ ОЦЕНКИ РЕЗУЛЬТАТОВ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ИСПЫТАНИЙ НОВОГО СМАЗОЧНОГО ПРОДУКТА

*W.P.A. van Houten, Rik T.C. Cleophas,
Chevron Oronite*

Реферат

Масла для тронковых судовых дизелей (TPEO — Marine Trunk Piston Engine Oils) — одна из наиболее динамично развивающихся отраслей нефтехимической промышленности. К числу важнейших направлений развития в данной области можно отнести все более интенсивное использование дистиллятных топлив в сочетании с базовыми маслами группы II API, увеличение интервала между заменами масла и снижение удельного расхода масла. При создании новых продуктов, соответствующих перечисленным выше требованиям, ограничиться лабораторными испытаниями невозможно. Для надежного обеспечения заданных технических параметров необходимы испытания созданных продуктов в реальных эксплуатационных условиях.

С 1 января 2015 г. для судов, работающих в «зонах регулируемых выбросов» (ЕСА) вступило в силу ограничение на массовое содержание серы в топливе — не более 0,1 %. В настоящий момент в число законодательно установленных ЕСА входят Балтийское и Северное моря,

побережье Северной Америки и относящаяся к США часть Карибского моря, однако ожидается, что со временем число таких зон будет расти. Учитывая планируемый рост количества ЕСА, можно ожидать существенного увеличения доли малосернистых дистиллятных топлив судового назначения и смазочных масел, которые будут применяться в дизелях, использующих такие топлива [4], что повлечет за собой соответствующие изменения конъюнктуры на рынке базовых масел. На протяжении десятилетий тяжелое дистиллятное масло группы I (API group I) оставалось основным продуктом для судовых ДВС. Однако в последнее время, по мере вытеснения ректификационных установок, вырабатывающих базовое масло группы I, новыми, более эффективными установками, вырабатывающими тяжелое дистиллятное масло группы II, их использование значительно возросло. В результате снижения выпуска тяжелое дистиллятное масло группы I брайтсток (высоковязкое цилиндровое масло) становится все менее доступным. Это порождает необходимость в альтернативных загустителях смазки, используемых для регулирования вязкости судовых смазочных масел.

Компанией «Chevron Oronite» разработана технология производства присадки TPEO для

двигателей, работающих на топливах с массовым содержанием серы менее 0,1 %. Эта присадка обеспечивает:

- чистоту поверхности поршня;
- очистку деталей ЦПГ от маслянистых отложений;
- управление загустеванием масла;
- увеличение интервала смены масла;
- увеличение диапазона применимости;
- существенное снижение потребности в брайтстоке.

Для выбора наиболее перспективных присадок и технологии их производства была разработана схема лабораторных скрининг-тестов. Лучшие отобранные образцы прошли испытания на лабораторных дизельных стендах с целью сокращения списка вариантов. Оставшиеся после отбора варианты были поставлены на испытания в местах эксплуатации для подтверждения достигнутых показателей в эксплуатационных условиях.

Выяснилось, что лабораторные скрининг-тесты дают достаточно ценную информацию для выбора наиболее перспективных присадок и технологии их производства. Однако на практике встречаются варианты, которые выглядят хорошо в лабораторных условиях, но результаты стендовых и эксплуатационных испытаний оказываются не удовлетворительными. Поэтому испытания на дизельном стенде и в эксплуатационных условиях совершенно необходимы для того, чтобы конечный пользователь получил масла нужного качества.

Введение

Лидерство «Chevron Oronite» в области производства масел для судовых дизелей подтверждено почти 100-летним опытом и знаниями, полученными в результате сотрудничества с основными изготовителями двигателей, что позволяет обеспечить заказчиков продуктами высшего мирового уровня.

Как следует из настоящего доклада, при создании нового продукта нельзя полагаться лишь на лабораторные испытания, поскольку при таком подходе есть большая вероятность получения ложных результатов, как положительных, так и отрицательных. Ложноотрицательные результаты лабораторных испытаний могут приводить к упущенным возможностям при оптимизации соотношения цена—качество, тогда как ложноположительные результаты, не подтвержденные результатами эксплуатационных испытаний, могут в конечном итоге нанести конечному пользователю серьезный ущерб.

Предельно допустимое содержание серы в дистиллятных топливах

С 1 января 2015 г. для судов, работающих в «зонах регулируемых выбросов» (ЕСА), вступило



Рис. 1. Карта зон регулируемых выбросов [1–3]

в силу ограничение на содержание серы в топливе (и соответственно, выбросах) — не более 0,1 % по массе. В настоящий момент в число законодательно установленных ЕСА входят Балтийское и Северное моря, североамериканское побережье и относящаяся к США часть Карибского моря. Со временем число таких зон войдут Гонконг, Средиземное море, Австралия, Китай и Мексика [2, 3]. Учитывая ожидаемое увеличение числа ЕСА, использование малосернистых дистиллятных топлив и смазочных масел, позволяющих двигателю работать на таких топливах, в ближайшем будущем может существенно вырасти [4]. Двухтактные судовые дизели постепенно переходят с мазута (HFO — Heavy Fuel Oil) на дистилляты [5], требующие меньшей степени нейтрализации серной кислоты. Для четырехтактных судовых дизелей также назревает необходимость подобного перехода. При этом дистиллятные топлива содержат меньше асфальтенов (как правило, они вообще отсутствуют). Качество масел ТРЕО, предназначенных для двигателей, работающих на мазуте, определяется, главным образом, их способностью справляться с асфальтенами. В то же время качество ТРЕО, предназначенных для двигателей, работающих на дистиллятных топливах, определяется, в первую очередь, их способностью регулировать такие процессы, как формирование маслянистых отложений, термическая и окислительная деградация масла, а также сажеобразование.

Базовые масла группы II

Поскольку ожидаются изменения в номенклатуре потребляемых топлив, то, очевидно, будут продолжаться и соответствующие изменения в номенклатуре базовых масел [6]. В последние годы общее количество базовых масел группы II API существенно выросло с вводом в действие новых мощностей по их выпуску в США, странах Европы, Азии и Ближнего Востока. Рост выпуска, наряду с использованием более эффективных ректификационных установок, привел к снижению ценовой разницы между базовыми маслами

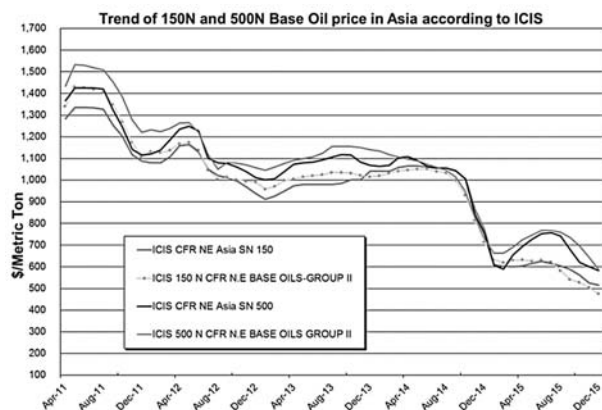


Рис. 2. Тренд изменения стоимости базовых масел 150N и 500N в Азии по сравнению с маслами группы II [8]

группы II API и базовыми маслами группы I API (рис. 2), что привело к снижению числа заводов, производящих базовые масла группы I API [7].

Тяжелое нейтральное базовое масло группы I API на протяжении десятилетий было базовым маслом для судовых двигателей, однако в последнее время оно становилось все менее доступным. Этот фактор, а также снижение стоимости базовых масел группы II привели к значительному увеличению спроса на базовые масла этой группы [4–6]. Наряду с сокращением производства тяжелого нейтрального базового масла группы I API, происходит быстрое сокращение производства брайтстока группы I API [9]. Поскольку брайтсток играет важную роль в качестве загустителя масла для судовых двигателей, появилась необходимость в новых загустителях для регулирования вязкости судовых масел.

Создание продукта

Для того, чтобы должным образом подготовиться к изменениям рыночной конъюнктуры, нужен новый продукт, при создании которого в качестве первого шага обычно проводятся всесторонние лабораторные испытания. По результатам испытаний выбираются варианты продукта с лучшими показателями, которые затем подвергаются испытаниям, сначала — на дизельных стендах, затем — на объектах. Результаты правильно спланированных лабораторных испытаний должны коррелировать с результатами последующих эксплуатационных испытаний, которые в определенной степени должны быть предсказуемы с учетом результатов лабораторных испытаний. Однако подобная корреляция может считаться надежной лишь при нахождении рабочих условий в определенном диапазоне, одинаковом для обоих случаев. При нарушении этого условия предсказанный результат может стать недостоверным, поэтому трудно предсказать поведение продукта в условиях эксплуатации только

на основании данных, полученных при лабораторных испытаниях. При подобном подходе возможны два нежелательных варианта прогноза:

➤ ложноположительный: выбранный по результатам лабораторных испытаний образец в условиях эксплуатации ведет себя хуже, чем ожидалось;

➤ ложноотрицательный: выбранный образец незаслуженно отбраковывается из-за плохих результатов лабораторных испытаний.

Следствием этого является рост затрат на создание продукта и/или упущенная возможность улучшить его качество. Чтобы шансы на создание наиболее эффективного продукта были максимальными, чрезвычайно важны правильная интерпретация результатов лабораторных испытаний и их подтверждение результатами испытаний на моторном стенде. Валидация продукта в эксплуатационных условиях абсолютно необходима.

Может создаться впечатление, что наиболее очевидным способом повышения эффективности продукта является простое увеличение концентрации присадки. Однако опыт подсказывает, что подобный подход в ряде случаев не только технически нецелесообразен, но и экономически неэффективен. Увеличение концентрации присадки в некоторых случаях может даже ухудшить качество масла. Использование новых и усовершенствованных присадок, а также технологии приготовления продукта позволило не только улучшить его потребительские свойства, но и добиться оптимального соотношения цена—качество.

На основании результатов лабораторных, стендовых и эксплуатационных испытаний компания «Chevron Oronite» разработала технологию присадки ТРЕО для дизелей, работающих на малосернистых топливах, которая обеспечивает:

- чистоту поверхности поршня;
- очистку деталей от маслянистых отложений;
- управление загустеванием масла;
- увеличение интервала смены масла;
- возможность использования с любыми маслами (базовые масла групп I и II);
- существенное снижение потребности в брайтстоке.

Для выбора наиболее перспективных составов и технологии применения была разработана методика лабораторных скрининг-тестов, позволяющая получить статистически значимые результаты с использованием полнофакторного и полуфакторного анализа. Лучшие образцы прошли испытания на дизельных стендах с целью дальнейшего сокращения списка исследуемых вариантов. Образцы, показавшие лучшие результаты, были испытаны в эксплуатационных условиях на

разных двигателях. При этом было отобрано несколько лучших образцов, для каждого из которых была выведена корреляция результатов лабораторных и стендовых/эксплуатационных испытаний.

Эксплуатационная проверка результатов ОКиНИР

Первые этапы создания нового продукта «Chevron Oronite» обычно посвящены планированию экспериментов (DoE — Design of Experiments), в ходе которых изучается воздействие каждого из показателей качества масла на общую оценку его качества. На рис. 3 изображено графическое представление такого многофакторного эксперимента, где каждый фактор представляет собой определенный параметр химического состава. Каждый новый продукт, разработанный согласно данной методике, представлен одним из углов куба. С увеличением числа параметров количество экспериментов растет по экспоненте, поэтому полнофакторный анализ требует чрезмерных затрат средств и времени. Поэтому был использован полуфакторный или частично-факторный анализ как более практичный и эффективный. Лабораторные испытания были проведены для скрининга продуктов по таким показателям, как термическая и окислительная стабильность, повышение моющей способности и вязкости.

Анализ, схематически изображенный на рис. 3, был использован при создании смазочного продукта, удовлетворяющего перечисленным выше требованиям. Параметры для отбора лучших моющих и диспергирующих агентов определялись с учетом их оптимальных концентраций. Качество нового, улучшенного продукта в значительной мере определяется типом и концентрацией таких компонентов, как ингибиторы износа, пенообразования и коррозии. В качестве других условий в данном проекте фигурировали универсальность (пригодность для масел групп I и II API) и

Итоговые результаты лабораторных испытаний шести отобранных вариантов ТРЕО для работы на дистиллятных топливах

Образец	Базовый вар.	Вар.1	Вар.2	Вар.3	Вар.4	Вар.5	Вар.6
Группа базового масла	Группа I	Группа I	Группа I	Группа II	Группа I	Группа I	Группа II
Гор. ванна (310°)	3,5	8,5**	8,5**	4,5	4,5	4,5	4,0
Гор. ванна (320°)	1,5	3,5**	2,5**	1,5	1,5	0,5*	0,5*
Micro Coker, °C	265	246*	243*	233*	260	261	255*
DSC, мин	25	24	28**	26	26	28**	25
Рост вязкости MIP-48, %	46	48	23**	13**	29**	19**	0**

* Показатели значительно ниже, чем у базового образца.

** Показатели значительно выше, чем у базового образца.

максимально возможное снижение потребности в брейтстоке для достижения вязкости SAE 40 с целью экономии на базовых маслах.

После нескольких последовательных приближений была определена рецептура шести оптимальных вариантов продукта, выполнена оценка их эффективности. Итоговые результаты лабораторных испытаний оптимальных вариантов продукта сведены в табл. 1. Для определения стойкости к окислению и моющей способности традиционно используются испытания в горячей ванне, а для определения окислительной устойчивости смазки — метод дифференциальной сканирующей калориметрии (DSC — Differential Scanning Calorimetry).

Лабораторный тест Micro Coker (коксообразование на пластине) определяет показатель температурной устойчивости смазки, контактирующей с металлической поверхностью.

И наконец, модифицированный тест IP-48 (MIP-48) на общую окисляемость, который используется для определения влияния факторов массопередачи и макромолекулярных эффектов и показывает, как меняется окислительная стабильность смазки по мере возрастания ее вязкости в ходе эксперимента. Из сравнения полученных результатов видно, что каждый из испытываемых вариантов превосходит остальные по одному или нескольким показателям.

Рассматривая результаты испытаний в горячей ванне (табл. 1), можно заметить, что варианты 1 и 2 превосходят остальные по окислительной стабильности и отложениям (в сравнении с базовым вариантом). Как показывает опыт, эти результаты лабораторных испытаний хорошо коррелируют с показателем чистоты поршня

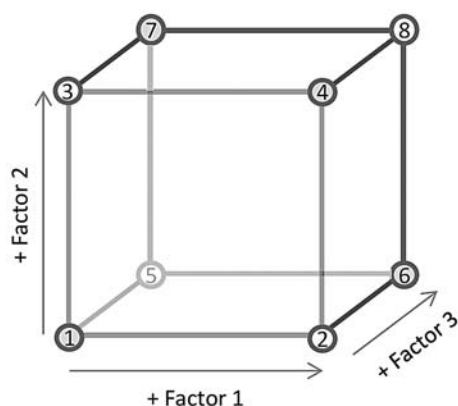


Рис. 3. $2^3 / 2^{(3-1)}$ Полно- и полуфакторный анализ

при испытаниях на двигателе. При этом, основываясь на результатах дифференциальной сканирующей калориметрии (DSC) и модифицированного теста IP-48 (MIP-48), можно ожидать, что вариант 2 по качеству очистки поршня превзойдет вариант 1.

Результаты эксплуатационных испытаний на двигателе

Результаты лабораторных испытаний впоследствии были подтверждены при сравнении показателей вариантов 1 и 2 с показателями базового варианта в процессе эксплуатационных испытаний. Для эксплуатационных испытаний был выбран Caterpillar-3606 — главный двигатель траулера, работающий на малосернистом дистиллятном топливе. Этот выбор объясняется желанием проверить продукт в наиболее жестких эксплуатационных условиях при интенсивном использовании двигателя. В табл. 2 приведены сравнительные показатели чистоты поршня.

Таблица 2

Результаты эксплуатационных испытаний на двигателе Caterpillar 3606

Образец	Базовый вариант	Вариант 1	Вариант 2
Группа базового масла	Группа I	Группа I	Группа I
Загрязнение верхнего пояска	50	55	37**
Загрязнение промеж. пояска (в среднем)	82	87	105
Загрязнение канавки (в среднем)	98	119**	101**

* Показатели значительно ниже, чем у базового образца.

** Показатели значительно выше, чем у базового образца.



Рис. 4. Маслянистый осадок на крышке кожуха толкателя (двигатель Caterpillar 3606) для базового варианта (наверху) и варианта 2 (внизу)

Из табл. 2 видно, что ни один из вариантов (1 или 2) не дает серьезных преимуществ по данному показателю в сравнении с базовым вариантом, как этого можно было ожидать по результатам лабораторных испытаний (табл. 1). В то же время, как видно на рис. 4 и 5, вариант 2 обеспечивает исключительно высокую степень очистки поршня.

По сравнению с базовым вариантом на крышке кожуха толкателя и на коромысле привода клапанов вязкий осадок практически отсутствует.

Одновременно с испытаниями на двигателе Caterpillar 3606 проводились испытания варианта 3 на двигателе Wartsila 8L20, работающем на малосернистом дистиллятном топливе. Вариант 3 по составу аналогичен варианту 2. Единственным отличием является то, что он подмешивается к базовому маслу группы II. Судя по результатам лабораторных испытаний, можно было предположить, что эффект от обоих вариантов, по сравнению с базовым, будет одинаков. Результаты

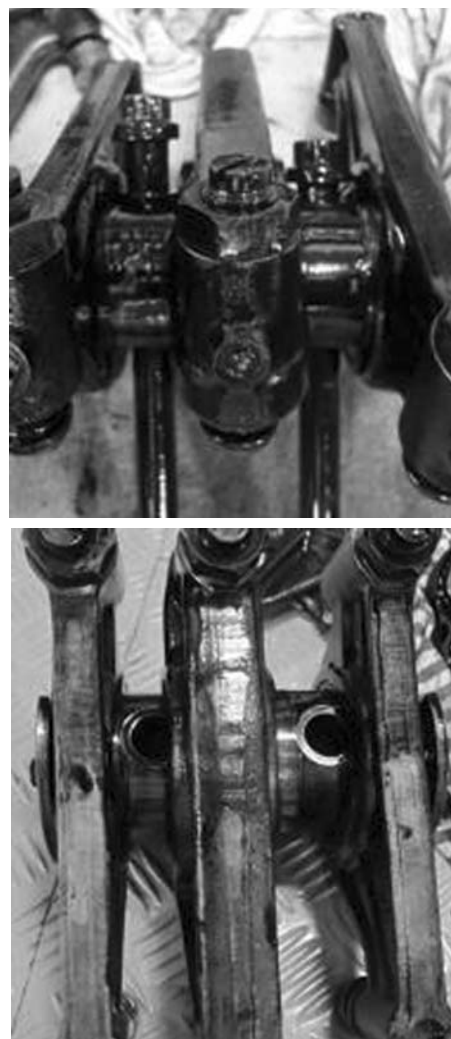


Рис. 5. Маслянистый осадок на коромысле двигателя Caterpillar 3606 для базового варианта (наверху) и варианта 2 (внизу)

испытаний на двигателе Wartsila 8L20 представлены на рис. 6–7.

Как следует из рис. 6, вариант 3 обеспечивает значительно лучшую очистку поршня. Цилиндровые втулки (рис. 7), также оказались значительно чище, чем при использовании базового варианта. На основании результатов лабораторных испытаний, представленных в табл. 1, прогнозировать подобный эффект было трудно.



Рис. 6. Днище поршня двигателя Wartsila 8L20 для базового варианта (наверху) и варианта 3 (внизу)

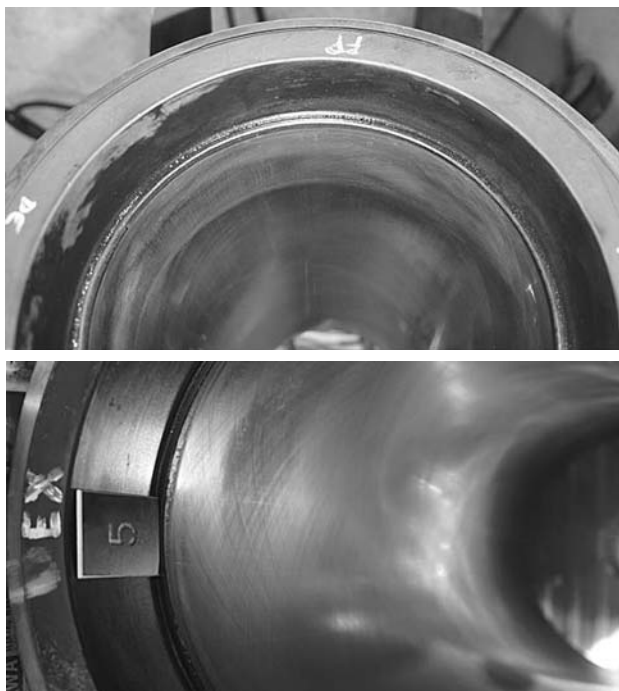


Рис. 7. Чистота цилиндровой втулки двигателя Wartsila 8L20 для базового варианта (наверху) и варианта 3 (внизу)

Аналогичным образом, вопреки ожиданиям, вариант 3 в качестве присадки к базовому маслу группы II обеспечил чрезвычайно эффективный контроль маслянистого осадка. Это отчетливо видно на рис. 8 и 9, где показаны фрагменты картера и коромысла двигателя Wartsila 8L20 после работы с базовым маслом и с присадкой (вариант 3). Что касается коромысел, то здесь результат с базовым маслом получился тот же, что и на двигателе Caterpillar 3606 (см. выше).

Результаты тестирования вариантов присадок 1–3 красноречиво свидетельствуют о том, что если полагаться только на данные лабораторных испытаний, то неверные результаты, как ложноположительные, так и ложноотрицательные, почти гарантированы. В то же время эксплуатационные испытания, как уже отмечалось, являются делом дорогостоящим и требуют тщательного планирования.

Для проведения испытаний сложно найти однотипные двигатели, работающие в сходных условиях, чтобы можно было провести непосредственное сравнение качества смазок. Поэтому в программу разработки любого нового продукта рекомендуется в обязательном порядке включать испытания на дизельном стенде. Это дает возможность непосредственно сравнивать работу различных смазок в контролируемых условиях.

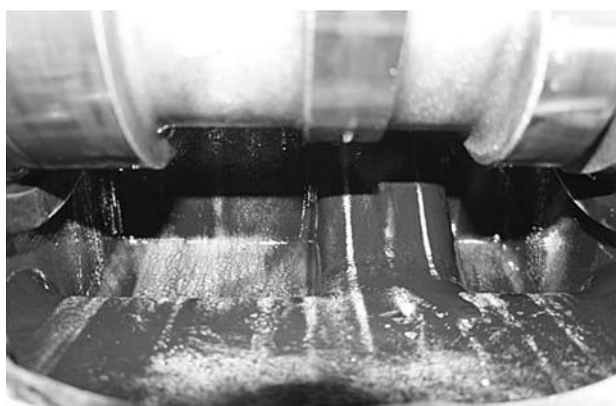


Рис. 8. Чистота картера двигателя Wartsila 8L20 для базового варианта (наверху) и варианта 3 (внизу)



Рис. 9. Вязкий осадок на коромысле двигателя Wartsila 8L20 для базового варианта (слева) и варианта 3 (справа)

При этом стоит еще раз напомнить, что испытания на дизельном стенде не являются альтернативой эксплуатационным испытаниям, а лишь обязательным подтверждением результатов лабораторных испытаний.

Испытания на дизельном стенде

В лаборатории испытаний двигателей «Chevron Oronite Technology Netherlands» в Роттердаме был разработан метод испытаний, позволяющий отбраковывать присадки по критерию очистки поршня. Этот метод, применяемый на одноцилиндровом исследовательском отсеке AVL/Caterpillar-1J, работающем на малосернистом дистиллятном топливе, в наибольшей степени подходит для типичных условий работы 4-тактных двигателей в эксплуатации. Включение таких испытаний в программу создания нового продукта уменьшает вероятность выбора неподходящего варианта (ложноположительный или ложноотрицательный результат), если полагаться только на результаты лабораторных испытаний.

По результатам испытаний на одноцилиндровом исследовательском отсеке AVL/Caterpillar-

Таблица 3

Результаты сравнительных испытаний по рейтингу очистки поршня двигателя AVL/Caterpillar-1J

Образец	Базовый вариант	Вариант 1	Вариант 4	Вариант 5	Вариант 6
Группа базового масла	Группа I	Группа I	Группа I	Группа I	Группа II
Рейтинг очистки поршня	6,9	6,8	9,3**	9,9**	8,9**

** Показатели значительно выше, чем у базового образца.

lar-1J варианты присадок 1 и 4–6 сравнивались с базовым. Варианты 5 и 6 имеют аналогичный состав, при этом вариант 1 подмешивается к базовому маслу группы I, а вариант 2 — к базовому маслу группы II. Результаты сравнительных испытаний (по рейтингу очистки поршня) сведены в табл. 3.

Управление вязкостью

Как неоднократно отмечалось, представляет интерес возможность снижения количества брайтстока, необходимого для управления вязкостью. В табл. 4 приводятся данные по количеству брайтстока, необходимого для получения смазки с вязкостью SAE 40 при смешивании с тяжелым дистиллятным маслом 600 Heavy Neutral. Как следует из таблицы, применение вариантов 5 и 6 позволяет получить вязкость SAE 40 без использования брайтстока.

Кроме того, варианты 5 и 6 сравнивались с базовым маслом при испытаниях двигателя Wartsila 4L20, работающего на малосернистом дистиллятном топливе. Испытания проводились на моторном стенде с двигателем Wartsila 4L20 лаборатории «Chevron Oronite Technology» в Амстердаме. Основной целью этих испытаний, проводимых на полноразмерном двигателе, была проверка возможностей управления вязкостью. Для увеличения интервалов смены масла желательно обеспечить небольшой, но постоянный прирост вязкости. На рис. 10 показаны графики

Таблица 4

Количество брайтстока, необходимое для достижения вязкости SAE 40

Образец	Базовый вариант	Вариант 1	Вариант 4	Вариант 5	Вариант 6
Группа базового масла	Группа I	Группа I	Группа I	Группа I	Группа II
Брайтсток, %	10	25*	15	0**	0**

* Концентрация значительно выше, чем у базового образца.

** Концентрация значительно ниже, чем у базового образца.

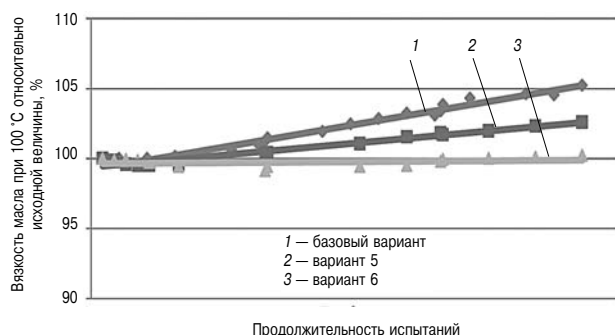


Рис. 10. Регулирование роста вязкости масла двигателя Wartsila 4L20 при использовании вариантов присадок 4–6 и базового варианта

прироста вязкости масла при температуре 100 °C относительно исходного значения для разных вариантов присадок. На рисунке отчетливо видно превосходство вариантов 5 и 6 по данному показателю над базовым вариантом.

В противоположность результатам лабораторных испытаний, полученным ранее, результаты стендовых испытаний правильно отражают преимущество варианта 1 над базовым по степени очистки поршней. Эти испытания подтверждают также данные, полученные на двигателе Caterpillar 3606, и показывают, что результаты лабораторных испытаний, приведенные в табл. 1, могут лишь с оговорками быть использованы для прогнозирования поведения смазочного масла в двигателе. Аналогичным образом на основании рейтинга по показателю очистки поршня можно прогнозировать улучшение данного показателя для вариантов 4–6 гораздо надежнее, чем на основании результатов лабораторных испытаний.

Отличные результаты в части контроля вязкости масла двигателя Wartsila 4L20, полученные с использованием варианта 6, подтверждают результаты лабораторных испытаний по критерию MIP-48, приведенные в табл. 1. Результаты лабораторных испытаний по MIP-48 при оценке управления вязкостью масла хорошо коррелируют с результатами моторных испытаний для всех трех испытанных вариантов. А именно, вариант 5 показал увеличение вязкости вдвое меньшее, чем базовый.

Эксплуатационные испытания с целью подтверждения полученных показателей по качеству очистки поршня и управления вязкостью будут продолжены на двигателе Wartsila 8L20. Эти испытания должны также дать ответ на вопрос, смогут ли варианты 5 и 6 сохранить или даже улучшить те показатели качества, которые были достигнуты при проведении стендовых испытаний.

Заключение

Результаты исследований, приведенные в настоящем докладе, свидетельствуют о том, что при создании нового продукта нельзя полагаться лишь на лабораторные испытания, так как при этом существует высокий риск получения недостоверных результатов. Это верно даже в том случае, когда все лабораторные испытания планируются с учетом результатов эксплуатационных испытаний, имеющих на момент разработки программы лабораторных испытаний. Корреляция между результатами лабораторных и эксплуатационных испытаний становится ненадежной при попытках экстраполяции выявленных закономерностей за пределы диапазонов рабочих условий. Однако в указанных пределах ценность прогноза сохраняется, и результаты лабораторных испытаний могут быть использованы для оценки стабильности свойств продукта.

Что касается эксплуатационных испытаний, то их результаты не менее важны, поскольку они дают заказчикам, OEM и конечным пользователям уверенность в надежности и качестве продукта в реальных эксплуатационных условиях.

Чтобы заказчики могли воспользоваться всеми преимуществами новых продуктов ТРЕО, «Chevron Oronite» постоянно проводит интенсивные лабораторные, стендовые и эксплуатационные испытания. Приводимые в настоящем докладе данные свидетельствуют о том, что продукты, созданные и испытанные «Chevron Oronite», соответствуют ожиданиям и требованиям потребителей.

Литература

1. Revised MARPOL Annex VI, International Maritime Organization, www.imo.org.
2. ABS Regulatory Affairs: International regulation News Update, November 2015, Vol. 26, № 1.
3. ABS: Marine Emission Control Area Plan for Pearl River Delta, Yangtzy River Delta, Bohai Rim Area, Ministry of Transport of People's Republic of China, www.moc.gov.cn.
4. Egloff C. et al. «Forecasting the Future of Marine Fuel», bcg. perspectives, March, 17th, 2015.
5. Boons M. et al., «Lubrication challenges for distillate fuel operated two-stroke engines», Paper № 111, CIMAC Congress 2010, Bergen
6. Kalkman J. et al. «Can Group 1 base oil come back?», Arthur D. Little, Viewpoint Energy & Utilities, August 2015.
7. Tyler A., «Base oils: Group II plants lengthen supply», ICIS Chemical Business, February 13th, 2015.
8. ICIS Base Oil Trends. <http://www.icis.com/energy/base-oils-lubes/asia/?tab=tbc-tab4>.
9. Yeo R. «Outlook '16: Europe Group I base oil refinery closures to change market», ICIS News, January 4th, 2016.

ИССЛЕДОВАНИЯ В ОБЛАСТИ ЦИЛИНДРОВЫХ СМАЗОК И НОВЫЕ РАЗРАБОТКИ ОТДЕЛЕНИЯ ДВУХТАКТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ MAN B&W

*Dorthe M.S. Jacobsen, Jesper Mark Pedersen,
Julia Svensson, Stefan Mayer
MAN Diesel & Turbo*

Реферат

Судовые двигатели фирмы MAN B&W непрерывно совершенствуются, в том числе за счет применения новых принципов организации рабочего процесса. Одновременно расширяется номенклатура применяемых топлив. Этот процесс не может не затронуть смазочные масла, системы подачи масла и целый ряд компонентов двигателя. В настоящем докладе, подготовленном подразделением двухтактных двигателей «MAN Diesel & Turbo», описываются возникающие при этом проблемы. Освещаются перспективные системы подачи масла, предназначенного для топлив с любым содержанием серы (от 0 до 3,5 %) и новые компоненты, устраняющие риск критического истощения масляного слоя. Подобные риски могут быть снижены за счет применения новых цилиндровых масел.

В настоящем докладе представлены два новых элемента конструкции, которые уменьшают вероятность истирания поверхности втулки и задиров при длительной работе двигателя на топливах с содержанием серы менее 0,1 %. Поршневые кольца с покрытием Cermet показали свою эффективность, поэтому мы рекомендуем применять поршневые кольца только с таким покрытием.

Цилиндровые масла обычно оптимизируются для заданного диапазона содержания серы. Суда, двигатели которых могут работать на топливах с любым содержанием серы (от 0 до 1,0–2,0–3,5 %), для обеспечения эффективной смазки должны иметь на борту цилиндровые масла нескольких типов. Удачным решением может стать система автоматического смешивания масла ACOM (Automated Cylinder Oil Mixing) для работы которой достаточно лишь двух сортов масла. В системе ACOM смешиваются масла с низким (low-BN) и высоким (high-BN) значениями щелочного числа BN в пропорции, оптимальным образом соответствующей содержанию серы в имеющемся топливе. Система оперативно готовит и подает смесь масел, требуемой вязкости, что способствует более эффективной смазке деталей цилиндропоршневой группы и улучшению их состояния. Система ACOM обеспечивает эффективную смазку при изменении содержания серы в топливе 0–3,5 % при наиболее сбалансированном составе смазки. В настоящее время система ACOM готова к эксплуатационным испытаниям.

Система автоматического переключения цилиндровых масел ACOS (Automated Cylinder Oil Switching), разработанная специально для газодизелей ME-GI, обеспечивает переключение между соответствующими видами смазки при переходе с LNG на высокосернистое HFO (мазут) и обратно. Система ACOS, интегрированная в систему управления двигателем, обеспечивает переключение между low-BN и high-BN маслами в зависимости от вида подаваемого в данный момент топлива и нагрузки двигателя. В настоящее время система ACOS является штатной принадлежностью двигателей серии ME-GI.

Эффективность оптимизации рабочего процесса при этом зависит от того, насколько точно удастся отслеживать рабочие параметры и насколько своевременно оператор реагирует на получаемую информацию. Отмечается важность качества работы бортовых систем контроля, а именно систем анализа отработанного масла, состояния цилиндровых окон и поверхности цилиндрической втулки.

Введение

Подразделение двухтактных двигателей «MAN Diesel & Turbo» начало выпуск двигателей MAN B&W ME-GI для работы на сжиженном природном газе (LNG), ME-GIE — для работы на этане и ME-LGI — для работы на метаноле. Ведется разработка двигателей для работы на сжиженном нефтяном газе (LPG). Все перечисленные выше двигатели способны работать также на жидких топливах, включая дистилляты, мазуты (HFO) и топлива со сверхнизким содержанием серы (ULSFO — ultra-low sulphur fuel oil).

LNG, этан, метанол и LPG, попадающие в группу топлив с содержанием серы до 0,1 %, являются относительно новыми для двухтактных двигателей. В 2015 г. на рынке появился целый ряд топлив ULSFO 0,1 % S, так что в настоящее время работа на дистиллятах 0,1 % S и других топливах данной категории является обычным делом.

Предельно допустимое содержание серы 0,1 % — одно из нормативных требований MARPOL Annex VI [1], вступивших в силу с января 2015 г. Эти требования предусматривают резкое снижение предельно допустимого содержания серы в топливе — с 1,0 до 0,1 % — для судов, работающих в пределах зон контролируемых выбросов окислов серы (SECA). Целью данного ограничения является снижение выбросов окислов серы (SO_x) в отработавших газах судовых двигателей. Это требование повлекло за собой не только определенные технические проблемы, но и повышение эксплуатационных расходов из-за относительной дороговизны дистиллятов по сравнению с HFO.

Концепция снижения выбросов SO_x не нова. Калифорнийский совет по охране воздушных ресурсов (CARB — California Air Resource Board) впервые ввел ограничение на выбросы окислов серы от судов, работающих в прибрежных водах Калифорнии, в 2009 г., а в 2014 г. нормы были ужесточены до нынешних 0,1 % S. Опыт США в использовании малосернистых топлив был использован при подготовке нормативов MARPOL, вступивших в силу в 2015 г.

К числу 0,1 % SECA относятся Балтийское и Северное моря, Ла-Манш и воды в пределах 200-мильной зоны вдоль побережья США, Гаваев, прибрежные воды Пуэрто-Рико и Виргинских Островов (Карибская ECA США), а также Канады [1].

Все суда, в зоне 0,1 % SECA, должны соответствовать этому требованию, которое может быть выполнено либо за счет использования топлив с содержанием серы менее 0,1 % (как например, дистилляты, 0,1 % S ULSFO, LNG, метанол, этан или LPG) либо за счет применения средств очистки газов до уровня, соответствующего сжиганию топлива 0,1 % S.

Китай постепенно вводит свои зоны контролируемых выбросов 0,5 % S в районах интенсивного судоходства. Это — дельта реки Янцзы, дельта реки Янтарной и Bohao Rim. Эти зоны вводятся независимо от MARPOL SECA и должны официально вступить в силу с 1 января 2019 г.

Евросоюз (ЕС) в 2010 г. вводит лимит вредных выбросов 0,5 % S для внутренних водных путей сообщения, не входящих в число действующих 0,1 % SECA. IMO предлагает ввести глобальное ограничение 0,5 % S в 2020 г. Таким образом, переход на малосернистые топлива становится реальностью, и со временем этот процесс будет только ускоряться.

Отделение двухтактных двигателей «MAN Diesel & Turbo» еще в 2014 г. выпустило информационное письмо SL2014–593 «Рекомендации по работе на топливах с содержанием серы менее 0,1 %» [4].

В настоящем докладе подразделение двухтактных двигателей «MAN Diesel & Turbo» описывает возникающие при этом проблемы и делится опытом работы на топливах с содержанием серы (S) менее 0,1 %. В нем также представлены перспективные системы подачи цилиндрического масла, способные покрыть весь диапазон возможного содержания серы 0–3,5 %, и компоненты двигателей, необходимые для продолжительной работы на топливах с содержанием серы менее 0,1 %.

Морские топлива и цилиндрические масла — общий обзор

Отделение двухтактных двигателей MAN Diesel & Turbo постоянно работает над тем,

чтобы поставляемые им двигатели обеспечивали возможность работы на коммерчески доступных морских топливах.

Перспективные морские топлива

При выборе топлива судовладелец, как правило, принимает во внимание следующие факторы:

- действующие нормы и правила;
- доступность;
- цена.

Как отмечалось выше, всеобщее ограничение на содержание серы в морских топливах (global cap), равное 0,5 %, скорее всего, вступит в силу в 2020 или 2025 г. Основываясь на этом предположении, прогнозах ExxonMobil Energy Outlook 2015 г. и дискуссиях с заинтересованными сторонами, отделение двухтактных двигателей «MAN Diesel & Turbo» составило свой прогноз развития рынка морских топлив (рис. 1).

Ожидается, что высокосернистые (HS) мазуты по-прежнему будут составлять основную часть всех морских топлив. Их стоимость будет оставаться достаточно низкой для того, чтобы установка и эксплуатация скрубберов была экономически оправдана. В первую очередь это относится к судам с наиболее крупными двигателями. Содержание серы в таких топливах может даже превышать сегодняшний максимум 3,5 %.

Использование LNG в судовых двигателях будет непрерывно возрастать, в итоге этот вид топлива станет играть весьма заметную роль на топливном рынке. В настоящее время около 10 % двухтактных двигателей, заказываемых у MAN B&W, составляют двухтопливные двигатели типа ME-GI, ME-GIE или ME-LGI.

Можно предположить, что нефтехимическая промышленность предложит новые виды топлив с максимальным содержанием серы 0,5 %, подобно тому как в 2015 г. появились новые типы ULSFO вследствие ввода в действие 0,1 % SECA.

Цилиндрические масла будущего

Выбор цилиндрического масла зависит от используемого вида топлива. Отделение двухтактных

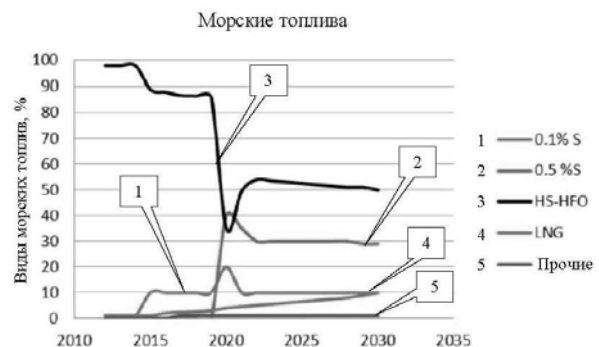


Рис. 1. Прогноз динамики рынка морских топлив (в предположении, что IMO введет всеобщее ограничение на содержание серы 0,5 % в 2020 г.)

двигателей «MAN Diesel & Turbo» в этом вопросе придерживается следующих принципов:

1. High-BN масла должны применяться с высокосернистыми топливами;

2. Low-BN масла должны применяться с:

а) топливами, содержащими менее 0,1 % S, включая дистилляты, ULSFO, LNG, метанол, LPG и т. п.

б) топливами, содержащими до 0,5 % S.

Общие концепции смазки

Понимание требований, предъявляемых к смазке двухтактных двигателей, позволяет оператору обеспечить защиту двигателя, надежность и эффективность его работы и реальное снижение стоимости эксплуатации. Правильный подбор количества и типа цилиндрического масла в зависимости от вида топлива, типа двигателя и профиля эксплуатационных режимов является ключевым условием достижения высокой экономичности.

Смазка цилиндров осуществляется для того, чтобы:

➤ гарантировать присутствие масляного слоя между поршневыми кольцами и цилиндрической втулкой (собственно смазка);

➤ гарантировать свободное движение поршневых колец;

➤ при работе на сернистых топливах — гарантировать наличие количества щелочи, достаточного для нейтрализации кислот и защиты компонентов двигателя.

Общая концепция смазки двухтактных двигателей MAN Diesel & Turbo схематически представлена на рис. 2. Вкратце она сводится к следующему:

➤ использование low-BN (15-40 BN) масел для смазки цилиндров при работе на малосернистых топливах;

➤ использование high-BN (70-100 BN) масел для смазки цилиндров при работе на высокосернистых топливах.

Общие требования, которым должны удовлетворять масла для смазки цилиндров:

➤ вязкость SAE 50;

➤ высокая моющая способность.

Вязкость масла SAE 50 гарантирует достаточную толщину масляного слоя между поршневым кольцом и втулкой. Если масляный слой становится слишком тонким, это приводит к уменьшению количества нейтрализатора в масляном слое, ослабляя тем самым коррозионную защиту двигателя. Также при этом возрастает шероховатость поверхности втулки в верхней ее части, что приводит к увеличению износа данной области.

Высокая моющая способность необходима для минимизации отложений при работе как на мало-, так и на высокосернистых топливах. Рост отложений увеличивает износ поверхности и склонность к задирам.

Производитель масла отвечает за его качественные показатели и соответствие эксплуатационным требованиям. Масло должно иметь достаточные запасы надежности на случай выхода рабочих условий за нормальные пределы (например, обводнение масла или локальное превышение предельно допустимой температуры).

Общие проблемы смазки

До недавнего времени оптимизация малооборотных судовых двигателей и соответствующих масел проводилась применительно к тяжелым топливам (HFO) с высоким содержанием серы. При сгорании часть серы окисляется, образуя серный ангидрид (SO_3). Последний реагирует с водой, образуя серную кислоту (H_2SO_4). Когда температура цилиндрической втулки падает до точки росы водного раствора серной кислоты, на поверхности втулки происходит конденсация коррозионно-активной смеси.

Основным нейтрализатором в цилиндрических маслах является углекислый кальций (CaCO_3). Чем выше его содержание в масле, тем выше значение его щелочного числа (BN). Химическая реакция в цилиндрическом масле между CaCO_3 и H_2SO_4 выражается уравнением (1):



Высокощелочные (high-BN) цилиндрические масла нейтрализуют кислоту, предотвращая тем самым коррозию поршневых колец и поверхности цилиндрической втулки. Если подача цилиндрического масла меньше расчетной, или если величина BN недостаточна, детали двигателя начнут корродировать.

При работе на малосернистых топливах образуется лишь небольшое количество H_2SO_4 , поэтому потребность в нейтрализаторе снижается (рис. 3). В этом случае основной функцией цилиндрического масла является смазка, поэтому его подача должна быть сведена к минимуму

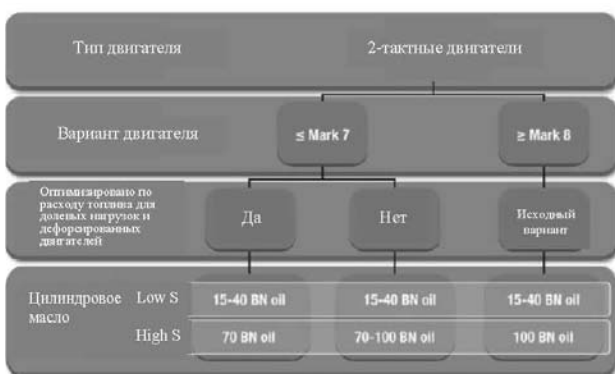


Рис. 2. Общая концепция и выбор оптимального вида масла для смазки цилиндров [5]



Рис. 3. Соотношение между содержанием серы в топливе и щелочным числом цилиндрического масла BN

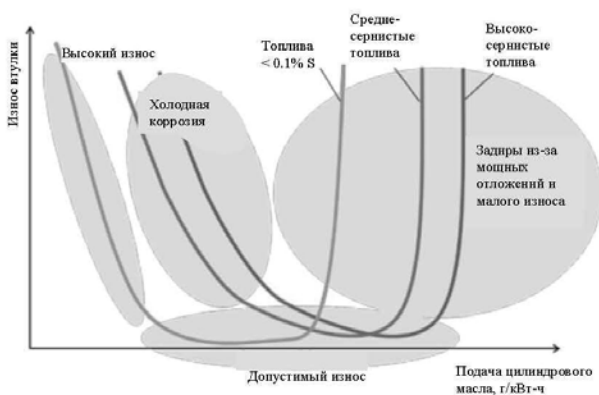


Рис. 4. Износ цилиндрической втулки в зависимости от подачи цилиндрического масла при прочих равных условиях (тип масла, его рабочие параметры и окружающие условия)

(0,6 г/кВт·ч). В нормальных условиях износ деталей цилиндропоршневой группы незначителен. Однако если подача смазочного масла значительно ниже рекомендованного минимума, может начаться неконтролируемый износ (задиры).

Сложная взаимозависимость между содержанием серы в топливе, подачей цилиндрического масла и скоростью износа иллюстрируется рис. 4. По оси абсцисс откладывается расход цилиндрического масла и/или изменение BN. Имеют значение также конфигурация двигателя, его рабочие параметры и окружающие условия (например, влажность атмосферного воздуха).

Поверхности новых и восстановленных цилиндрических втулок должны иметь специальный (волнистый) микрорельеф [6]. Это необходимо для удержания достаточного количества цилиндрического масла на поверхности втулки. При работе двигателя волнистый микрорельеф, из-за износа поверхности цилиндрической втулки постепенно истирается, особенно в верхней части втулки. При этом функция удержания масляного слоя переходит к открытым вкраплениям вермикулярного графита.

При нормальных условиях работы на поверхности цилиндрической втулки имеются открытые вкрапления графита и небольшие следы износа (рис. 5). Общеизвестным объяснением этого факта является то, что открытые вкрапления графита работают как аккумуляторы масла, способствующие образованию и поддержанию масляного слоя (рис. 6). Такое положение нормальное для работы на сернистых топливах, когда контролируемая коррозия помогает поддержанию рабочей поверхности втулки в нужном состоянии [6].

Если подача цилиндрического масла превышает необходимую, или используется масло с завышенным BN, то возникает ситуация, когда некоторые из присутствующих в цилиндрическом масле присадок могут способствовать образованию отложений на верхнем днище поршня, а также на поверхностях поршневых колец и канавок. Антикоррозионные мероприятия могут привести к тому, что износ металла сведется практически к нулю. Однако условия смазки при этом ухудшатся из-за закрытия

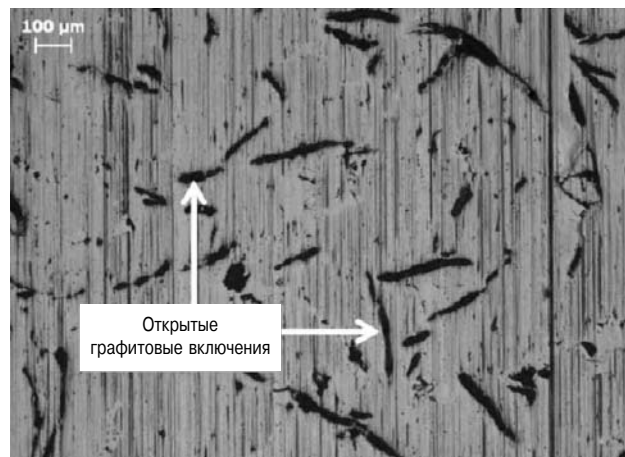


Рис. 5. Микроструктура нормальной, хорошо работающей втулки с включениями графита и незначительными следами износа

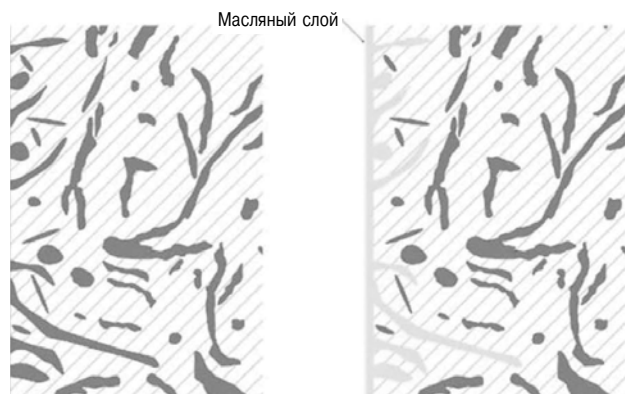


Рис. 6. Поперечное сечение поверхности цилиндрической втулки (видны масляный слой и графитовые включения, действующие как аккумуляторы масла)

графитовых включений (эффект полировки). Наблюдались случаи, когда это приводило к задирам на поверхностях колец и втулок [6].

В то же время практика показывает, что двигатели, в которых подача цилиндрического масла или его щелочное число недостаточны (что становится причиной холодной коррозии), оказываются менее склонными к задирам даже при значительных износах. Открытые графитовые включения всегда присутствуют на поверхности втулок, работающих в коррозионно-активной среде. Можно утверждать, что коррозионный износ (холодная коррозия) способствует значительному повышению шероховатости поверхности, что помогает образованию открытых графитовых включений, в которых удерживается масло.

Ряд исследователей высказывает предположение, что продукты коррозии работают как сухая смазка или просто как сепаратор, который разделяет между собой поверхности фрикционных пар, тем самым предохраняя их от непосредственного соприкосновения и микросварки (локального схватывания или задилов) [7, 8].

Важно отметить, что, как показывает опыт, образование ощутимых отложений и возникновение соответствующего (незначительного) износа занимает достаточно много времени (более 250 моточасов), тогда как развитие холодной коррозии из-за недостаточной подачи цилиндрического масла или превышения щелочного числа — это вопрос нескольких часов.

Проблемы смазки, возникающие при работе на топливе 0,1 % S

К числу основных проблем смазки, возникающих при работе на топливе 0,1 % S, относятся выпадение из цилиндрического масла осадка и его отложение на деталях, а также полировка поверхности цилиндрической втулки. Остановимся на этом более подробно.

Образование отложений из цилиндрического масла

Цилиндрическое масло должно обладать термостойкостью, достаточной для того, чтобы выдерживать контакт с наиболее нагретыми участками верхней части цилиндра (камеры сгорания). Это позволит свести к минимуму образование отложений на днище поршня, на поверхностях поршневых колец и канавок. [9].

При использовании малосернистых топлив количество образующейся серной кислоты незначительно. При этом образованию осадка способствуют присадки цилиндрического масла (главным образом CaCO_3), не использованные по назначению. Опыт показывает, что такие отложения образуются на днище поршня и на поверхностях поршневых колец и канавок (рис. 7 и 8).

Отложения могут способствовать разрушению масляного слоя и препятствовать движению



Рис. 7. Отложения на днище поршня (белые пятна) двигателя, работающего с большим превышением подачи цилиндрического масла (двигатель 7L35MC-S, наработка 1868 часов)

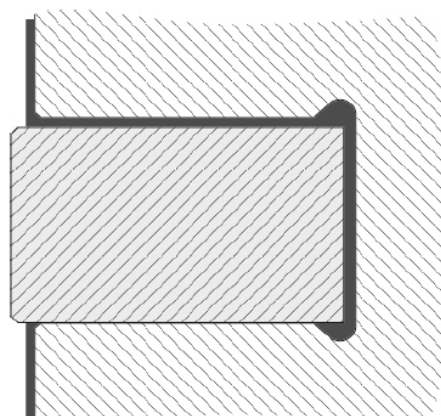


Рис. 8. Локализация осадка на поверхностях поршневых колец и канавок

поршня, что приводит к возникновению микроскопических потертостей на поверхностях поршневых колец и втулки, увеличивая риск задилов. Кроме того, наличие отложений увеличивает риск зеркальной полировки втулки. Зеркальная полировка усиливает износ и истирание.

Осадок, который образуется на поверхностях камеры сгорания двигателей, работающих на высокосернистом топливе, состоит, главным образом, из сульфата кальция (CaSO_4), как продукта реакции нейтрализации серной кислоты (уравнение 1).

В двигателях, работающих на малосернистом топливе или на топливе с содержанием серы менее 0,1 %, осадок состоит преимущественно из CaCO_3 . Этот случай проиллюстрирован на рис. 7. Двигатель в течение длительного времени работал на топливе с содержанием серы менее 0,1 % при

большом переизбытке подаваемого масла, в результате чего образовался мощный слой CaCO_3 .

В настоящее время на рынке предлагаются вновь разработанные сорта масел, оптимизированные для работы с топливом 0,1 % S.

Полировка поверхности цилиндровой втулки

При работе на топливе 0,1 % S уровень коррозии, а следовательно, и износа, незначителен. Низкий износ может приводить к наволакиванию металла, в результате чего имеющиеся в чугуне графитовые включения оказываются закрытыми связующим материалом на металлической основе (рис. 9). Это явление часто именуют заволакиванием. Пример металлической поверхности в двигателе, в течение длительного времени работавшего на топливе с содержанием серы менее 0,1 %, показан на рис. 10.

В результате поверхность втулки становится гладкой и блестящей, как бы полированной. (рис. 11). Такая поверхность с трудом поддается смазке, так как теряет способность удерживать масло из-за недостаточности масляного слоя. При

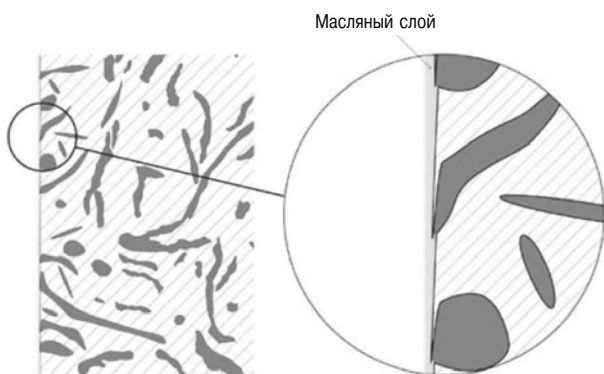


Рис. 9. Поперечное сечение поверхности цилиндровой втулки в состоянии «заволакивания» (втулка зеркально отполирована)

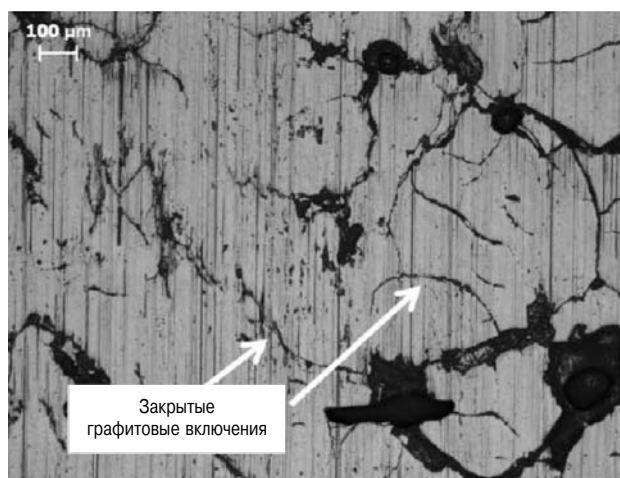


Рис. 10. Микроструктура поверхности цилиндровой втулки двигателя 6L60MC, проработавшего длительное время на топливе <0,1 % S



Рис. 11. «Отполированная» поверхность той же цилиндровой втулки двигателя 6S60MC

повреждении масляного слоя резко возрастает трение между чугунными поршневыми кольцами и чугунной цилиндровой втулкой, что приводит к схватыванию (задирам). Это сопровождается закалкой поверхности втулки. Закаленный слой необходимо удалить путем механической обработки, после чего новый комплект поршневых колец должен пройти приработку.

Следует заметить, что поверхность может приобретать блеск также при малой скорости износа втулки, когда графитовые включения открыты, благодаря чему способность поверхности к удержанию масла сохраняется, тогда необходимо повторное исследование поверхности, чтобы определить причину ее блеска — полировка или просто малый износ.

Опыт эксплуатации

Как показывает опыт эксплуатации (недолгий), при работе на топливе <0,1 % S скорость износа чрезвычайно мала, что способствует повышению ресурса деталей. Большинство судов работают в зонах SECA лишь в течение коротких периодов времени, поэтому статистика отказов весьма скудна.

До вступления в силу ограничения на предельно допустимое содержания серы 0,1 % в зонах SECA 1 января 2015 г., фирма «MAN Diesel & Turbo» выпустила рекомендацию о переходе на low-BN масло одновременно с переключением на топливо с содержанием серы менее 0,1 %. При возвращении к сернистому топливу происходит обратное переключение на high-BN масло [4]. Согласно отчетам о контролируемых эксплуатационных испытаниях и общим отзывам такое решение оказалось вполне безопасным и надежным.

Проверка возможности кратковременного использования high-BN масла при работе двигателя на топливе <0,1 % S показала, что исправный

двигатель может безопасно выдерживать такую процедуру в течение примерно 250 моточасов. Однако для получения более надежных результатов и обоснованных рекомендаций необходимы дальнейшие испытания.

На двигателях части судов, работающих в зонах SECA длительное время (причем большая их часть уже находилась там до перехода на 0,1 % S) наблюдалась проблема «полировки» цилиндрических втулок и появления задиоров на их поверхности.

Продолжаются испытания и сбор информации по эксплуатации двигателей, работающих на топливе с содержанием серы менее 0,1 %. Особенно тщательно контролируется работа на новых видах топлива: LNG, этан, и метанол.

Совершенствование и испытания low-BN масел

Создание цилиндрических масел, пригодных для продолжительной работы на топливах, содержащих менее 0,1 % S — долгий процесс, в ходе которого был разработано, испытано и оценено большое число различных составов. Все участники этого процесса хотели услышать готовые оценки, чтобы можно было продолжить работу как над компонентами смазки, так и над организацией испытаний. Дело осложняется тем, что число судов, работающих с топливами 0,1 % S и доступных для проведения испытаний, весьма ограничено. К моменту публикации настоящего доклада (весна 2016 г.) существовало несколько типов готовых цилиндрических low-BN масел с разными значениями BN (15–25 BN).

Отделение двухтактных двигателей «MAN Diesel & Turbo» принимает активное участие в создании low-BN масел в форме проведения, поддержки и оценки результатов на разных двигателях. Длительные испытания цилиндрического масла в условиях эксплуатации (предпочтительно на двигателях разных типов) представляют собой контрольные испытания, которые должны показать, обладает ли данное масло необходимыми характеристиками и качеством для того, чтобы удовлетворить соответствующие требования.

Основное внимание — механизму образования отложений

Low-BN масло, как и любое другое цилиндрическое масло, должно обладать смазывающим действием и способностью формировать масляный слой, достаточный для защиты движущихся частей. Его щелочность должна быть достаточной для нейтрализации кислот, которые могут формироваться внутри камеры сгорания. Однако придание маслу моющих свойств, достаточных для эффективного предотвращения отложений на днище поршня, в канавках и на поршневых кольцах, является непростой задачей.

Программа испытаний low-BN масел была направлена на исследование механизма образования отложений. Для этого понадобилась разделенная система смазки, в которой часть цилиндров смазывается тестируемым маслом, а остальные цилиндры — эталонным маслом. Есть несколько способов такого разделения. В начале испытаний вынимаются, как минимум, два поршня, на них меняются кольца, при этом в начале и в конце испытаний документируется состояние отложений, включая фотоснимки цилиндрической втулки и других деталей цилиндропоршневой группы.

Несмотря на то, что решены далеко не все вопросы, связанные с образованием отложений, новые масла намного превосходят low-BN масла первых поколений, которые не пошли в серию.

Моторные испытания

В программе отбора low-BN масел был задействован опытный двигатель «MAN Diesel & Turbo» типа 4T50ME-X, находящийся на опытном моторном стенде в Копенгагене (Дания). С использованием разделенной системы смазки, были проведены испытания более двадцати сортов масла в сравнении с маслом 40 BN, принятым за эталон.

Кроме того, более десяти сортов масла были испытаны на стендовых двигателях ME-GI. Еще



Рис. 12. Эксплуатационные испытания цилиндрических масел — новые low-BN масла после 1000 ч работы на дистилляте 0,1 % S (поверхность канавок — чистая)



Рис. 13. Эксплуатационные испытания цилиндрических масел — новые low-BN масла после 1000 ч работы на дистилляте 0,1 % S (обратная сторона поршневых колец — чистая)

целый ряд масел различных производителей был испытан в эксплуатационных условиях на судовых двигателях, работающих на топливе 0,1 % S. Результаты эксплуатационных испытаний наиболее удачных вариантов low-BN цилиндрических масел представлены на рис. 12 и 13.

Испытания масел на двигателях в условиях эксплуатации являются решающими, поэтому в них приняли активное участие все основные производители двигателей и смазок. Однако процесс разработки и доводки low-BN масел далек от завершения, поэтому «MAN Diesel & Turbo» продолжает работы с целью дальнейшего совершенствования технико-экономических показателей создаваемых масел.

Системы подачи масла

Фирмой «MAN Diesel & Turbo» созданы две новые системы подачи цилиндрического масла, обеспечивающие оптимизацию смазки цилиндров путем переключения на два типа масла или их смешивание.

Система автоматического переключения подачи цилиндрических масел ACOS (Automated Cylinder Oil Switching)

Система ACOS обеспечивает автоматическое переключение на два типа масла по оптимальному алгоритму и является штатной для двигателей типа ME-GI, работающих в двухтопливном (SDF — Specified Dual Fuel) режиме [10].

Система ACOS осуществляет переключение подачи в цилиндры low-BN и high-BN масел в зависимости от содержания серы в топливе, используемом в данный момент. Схема системы ACOS показана на рис. 14.

Величина S_e (эквивалентная сера) рассчитывается системой управления двигателя ME ECS (Engine Control System) по значениям:

- содержания серы в жидком топливе;
- содержания серы в газе;

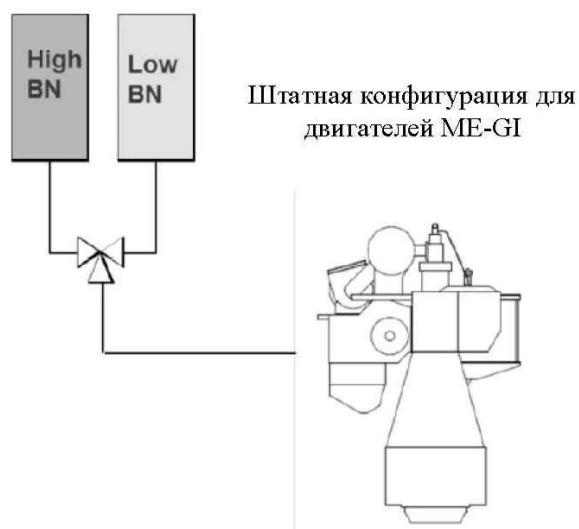


Рис. 14. Схема системы ACOS

➤ долей обоих видов топлива в их смеси, используемой в данный момент.

Доля каждого вида топлива зависит от заданного скоростного режима работы, располагаемого количества газа и нагрузки двигателя.

Данные о содержании серы в обоих видах топлива вводятся в систему управления двигателем через главный пульт управления (MOP — main operating panel), как и расходы обоих видов цилиндрических масел — low-BN и high-BN. Затем система автоматически переключает подачу между low-BN и high-BN маслами и устанавливает необходимый расход при различных значениях S_e . При любом отказе системы ACOS трехходовой клапан автоматически устанавливается в аварийное положение, соответствующее подаче high-BN масла.

Типы цилиндрических масел для двигателей ME-GI

К цилиндрическим маслам для двигателей ME-GI не выдвигается каких-либо специальных требований по воспламеняемости, содержанию серы, зольности и т. п., как это имеет место для двигателей, работающих на бедной смеси. Это объясняется тем, что в двигателе ME-GI используется тот же принцип зажигания, что и в двигателе ME (самовоспламенение от сжатия), и это значит, что преждевременное зажигание (детонация) не возникает.

ACOM (система автоматического смешивания масла)

Каждый тип цилиндрического масла обычно оптимизируется для определенного диапазона содержания серы. Суда, двигатели которых могут работать на топливах с любым содержанием серы (от 0 до 1,0–2,0–3,5 %), для обеспечения эффективной смазки при низких расходах должны иметь запасы цилиндрических масел нескольких типов.

Разработанная система автоматического смешивания цилиндрических масел (ACOM) служит для смешивания двух видов цилиндрического масла с целью получения нужного BN, соответствующего содержанию серы в топливе. Это позволяет оператору существенно снизить расход (подачу) цилиндрического масла. Система схематически изображена на рис. 15.

Эта идея, впервые сформулированная еще в 2002 г., только сейчас получила реальное воплощение. В настоящее время границы возможного содержания серы в топливах и возможного BN цилиндрического масла намного расширились, что и послужило причиной ускоренного внедрения ACOM.

Система приводит BN цилиндрического масла в соответствие с содержанием серы в топливе. Это дает следующие преимущества:

- при работе на высокосернистом топливе

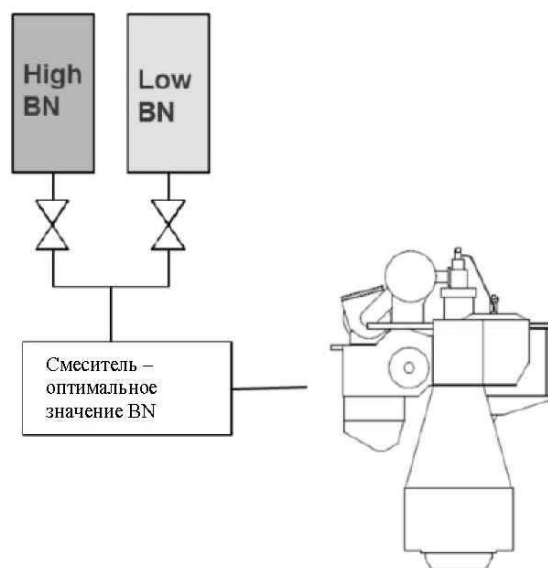


Рис. 15. Система АСОМ для смешения high-BN и low-BN масел для получения BN, соответствующего содержанию серы в топливе

двигатель может использовать high-BN масло с минимальной подачей;

➤ при работе на топливе с меньшим содержанием серы двигатель может использовать масло с оптимальным BN, достаточным, с одной стороны, для предотвращения коррозии, с другой — для поддержания оптимальной структуры поверхности цилиндрической втулки с открытыми графитовыми включениями.

Это подтверждается многочисленными примерами из опыта эксплуатации двигателей, имевших склонность к коррозии. С точки зрения как техники, так и экономики выгоднее использовать для смазки малое количество high-BN масла, нежели большее его количество с меньшим значением BN.

При смешивании можно получить масло с нужным щелочным числом — от low-BN до high-BN. При этом моющая способность и диспергируемость полученного масла всегда будет сохраняться на самом высоком уровне, а его вязкость будет равна рекомендованной, т. е. SAE 50.

Концепция смешивания масел проиллюстрирована на рис. 16. Масло 25 BN смешивается с маслом 100 BN, а рекомендованный уровень BN смеси соответствует содержанию серы в топливе для известного АСС-фактора (фактора расхода). При изменении АСС-фактора наклон характеристики меняется. Для смесей с щелочным числом от 25 до 100 BN величина расхода поддерживается минимальной. При работе на топливе, содержание серы в котором требует масла с щелочным числом выше 100 BN, подача масла должна быть увеличена согласно известному

соотношению, выраженному следующим уравнением [11]:

$$\text{Подача цилиндрического масла} = \text{АСС-фактор} \times \%S_{\text{fuel}}, \quad (2)$$

где $\%S_{\text{fuel}}$ — процентное содержание серы в топливе.

Из графика также следует, что если щелочное число второго компонента окажется выше 100, двигатель сможет работать на топливе с еще более высоким содержанием серы. Поэтому было решено испытать масла 140 BN. Как показали расчеты, это дает хороший шанс производителям высокосернистых мазутов, поскольку позволяет не только снизить расход масла, но и предотвратить полировку зеркала цилиндра, так как при меньшем содержании серы в топливе система АСОМ позволяет уменьшить BN. Испытания системы АСОМ с маслом 140 BN продолжаются. Их первые результаты ожидаются к концу 2016 г.

Агрегат АСОМ должен заменить существующий нагреватель масла, установленный перед двигателем. Емкости со смешиваемыми компонентами имеют небольшой объем, что облегчает переход на масла с разными BN. Кроме того, система АСОМ позволяет подавать масло непосредственно в двигатель, устранив необходимость в расходных баках. Цель установки расходных баков — обеспечить двигатель суточным запасом масла, и эту функцию выполняет система АСОМ. Таким образом, система АСОМ может заменить нагреватель и оба расходных бака — для high-BN и low-BN масел.

Первые заводские испытания (FAT — Factory Approval Test) подтвердили способность системы АСОМ обеспечить заданные значения BN (рис. 17).

Первый агрегат АСОМ в настоящее время проходит испытания на танкере ледвейтом 26 000 тонн с главным двигателем 6S50ME-B8 производства MAN B&W. Испытания проводятся изготовителем

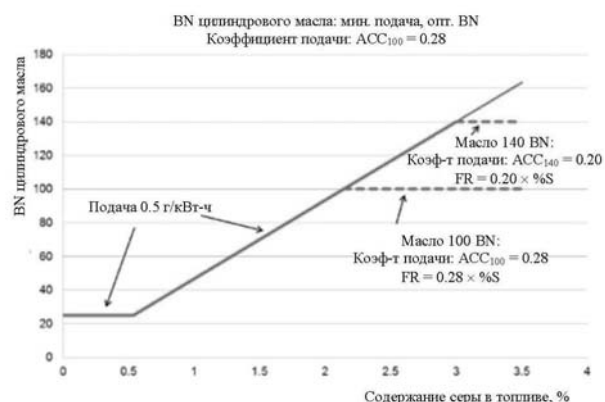


Рис. 16. Пример алгоритма смешивания масла в системе АСОМ (смешиваются масла 25 BN и 100 BN или 140 BN)

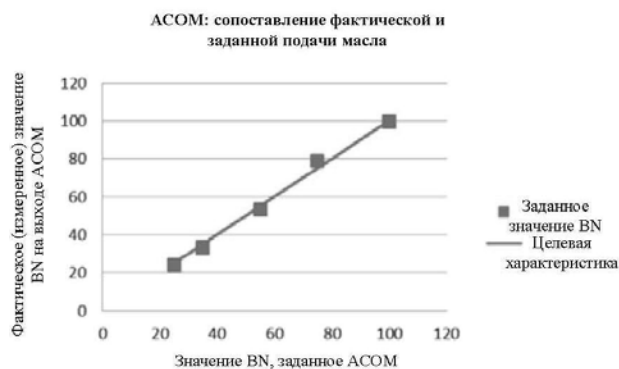


Рис. 17. Результаты испытаний системы АСОМ. Фактические значения BN соответствуют заданным



Рис. 18. Первая опытная установка АСОМ, проработавшая 6 месяцев без замечаний

двигателя совместно с судовладельцем и компанией «Shell». Система АСОМ безотказно отработала на судне шесть месяцев (рис. 18). Вторая система АСОМ также поставлена на эксплуатационные испытания с главным судовым двигателем 5S60ME-C8.2 MAN B&W. Эти испытания проводятся совместно с судовладельцем и компанией «Gulf Oil Marine».

Несколько систем АСОМ установлены на объектах в 2016 г., при этом будут испытаны различные сочетания low-BN и high-BN масел.

Существующая на сегодняшний день система является автономной. Требуемое значение BN оператор вводит вручную, следуя руководству по эксплуатации. На следующем этапе данный процесс будет автоматизирован. При этом регули-

руемым параметром будет не подача масла, как сейчас, а величина BN, задаваемая системой управления двигателем (ECS).

Компоненты

С целью снижения риска заеданий и задиров в двигателях, работающих в течение длительного времени на топливах с содержанием серы менее 0,1 %, рекомендуется использовать такие компоненты, как кольцо очистки поршня, золотниковые клапаны регулирования топливopодачи, поршневые кольца с металлокерамическим покрытием (cermet) на всех (трех или четырех) кольцах. При ремонте двигателя рекомендуется перешлифовка (в случае необходимости) зеркала цилиндра.

Кольцо очистки поршня (PC-ring)

Применение колец очистки поршня в значительной степени решает проблемы, вызываемые избытком отложений на днище поршня. Кольцо очистки поршня, диаметр которого меньше диаметра втулки, устанавливается между втулкой и крышкой цилиндра. Во время работы двигателя кольцо соскребает с верхней части поршня избыток скапливающихся там отложений, когда толщина слоя начинает превышать допустимую (рис. 19). Кольца очистки поршня стали штатной принадлежностью двигателей «MAN Diesel & Turbo» с начала 2000 гг. [12].

Поршневые кольца с металлокерамическим покрытием (Cermet)

Металлокерамическое покрытие рекомендуется для всего комплекта поршневых колец двигателей, работающих на топливах с содержанием серы менее 0,1 %. В двигателях ME-GI, ME-GIE и ME-LGI такая комплектация является штатной.

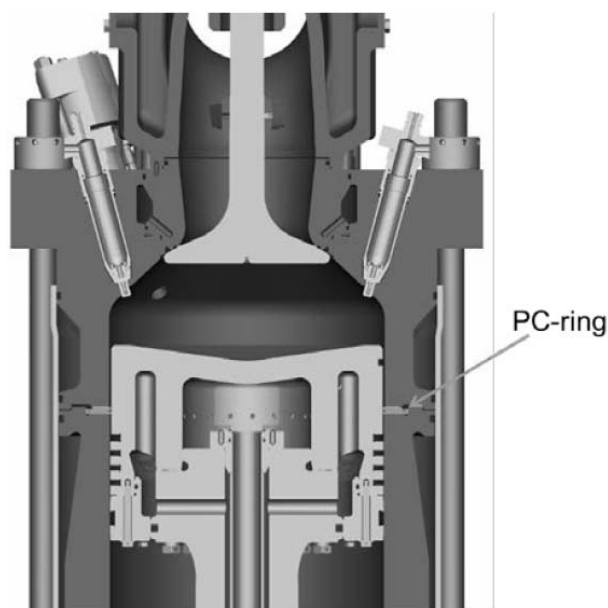


Рис. 19. Размещение кольца очистки поршня (PC-ring) между крышкой и втулкой цилиндра

Покрытие Cermet повышает устойчивость цилиндропоршневой группы к задирам. Данное покрытие является композитным, т. е. состоит частично из керамики, частично — из металла или сплава. Оно соединяет в себе лучшие качества керамики — высокую устойчивость к нагреву и твердость — с лучшими качествами металла, в частности, со способностью хорошо переносить пластические деформации. Покрытие Cermet состоит из слоя карбидов хрома (Cr_2C_3), наносимого методом плазменного напыления на субстрате из молибдена и хромоникелевого сплава (рис. 21).

При недостаточной смазке существует опасность локальной микросварки двух соприкасающихся поверхностей — поршневого кольца и цилиндровой втулки, в результате чего возможны задиры и заедание. Покрытие Cermet может предотвратить этот процесс благодаря хорошей температурной устойчивости карбида хрома и его высокой твердости, а также различию металлургических свойств обеих трущихся поверхностей.

Опыт применения

Опыт использования покрытия Cermet на всех поршневых кольцах двигателя 6S60MC MAN B&W, длительно работающего на дистиллятном топливе с содержанием серы 0,1 %, оказался вполне успешным. На двигателе, который проработал долгое время на дистилляте, были обнаружены такие явления, как значительные отложения, зеркальная поверхность втулки и многочисленные следы истирания движущихся деталей.

Доработка двигателя под требования нового стандарта, с РС-кольцами и золотниковыми клапанами, а также применение масла low-BN при минимальной подаче привели к значительным улучшениям.

С целью дальнейшего совершенствования двигателя фирма MAN Diesel & Turbo совместно с судовладельцем и поставщиком горюче-сма-

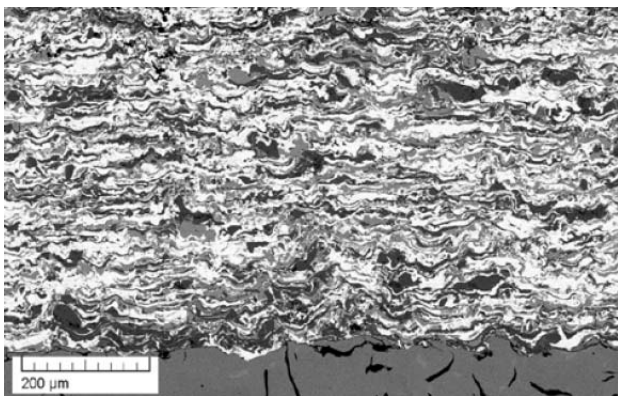


Рис. 21. Поперечный разрез покрытия Cermet, нанесенного плазменным напылением (микрофотография электронного микроскопа)

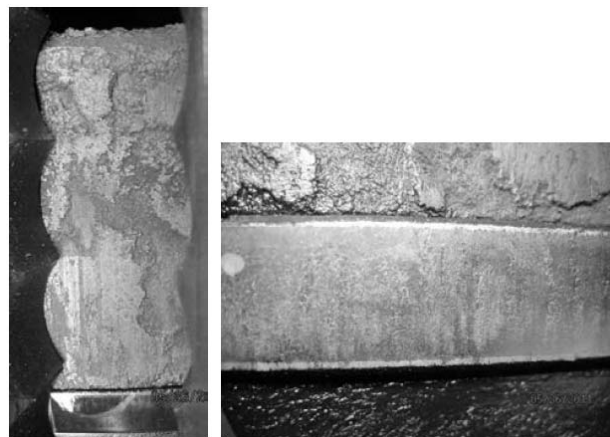


Рис. 21. Двигатель 6S60MC, проработавший долгое время на дистилляте (наблюдаются значительные отложения, зеркальная поверхность втулки и следы истирания движущихся деталей)

зочных материалов начала исследование по совершенствованию масел и компонентов.

Один из цилиндров был укомплектован полным набором поршневых колец с покрытием Cermet, другой — полным набором штатных поршневых колец с покрытием Alu-coat. Втулки обоих цилиндров оказались зеркально отполированными. Втулки остальных цилиндров недавно были восстановлены, и имели новую полухонингованную поверхность с волнистым профилем.

В ходе данных испытаний произошло случайное попадание воды в камеру сгорания. Это привело к дальнейшему ухудшению состояния полированных поверхностей цилиндрических втулок. В цилиндре, укомплектованном набором поршневых колец с покрытием Alu-coat, наблюдались задиры по всему периметру, что потребовало полной замены колец и втулки. В цилиндре, укомплектованном набором поршневых колец с покрытием Cermet, на последнем лишь появилась небольшая сетка тепловых трещин (рис. 23). Эти кольца были оставлены в двигателе для дальнейших испытаний еще на шесть месяцев,

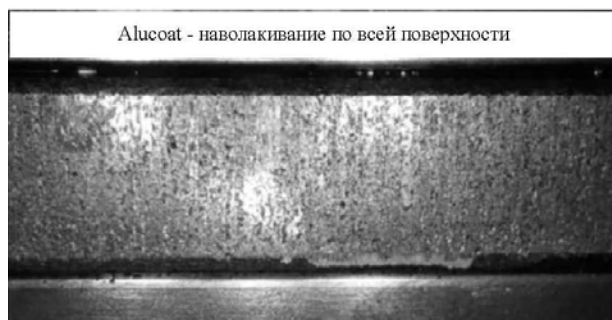


Рис. 22. Двигатель 6S60MC, проработавший долгое время на дистилляте с покрытием поршневых колец Alu-coat (кольца и цилиндровая втулка полностью изношены и требуют замены)



Рис. 23. Двигатель 6S60MC, проработавший долгое время на дистилляте с покрытием поршневых колец Cermet. (покрытие Cermet имеет незначительную сетку трещин)

после чего никаких дальнейших ухудшений зафиксировано не было.

Бортовой мониторинг

Успешность оптимизации смазки и улучшение состояния деталей цилиндропоршневой группы зависит от того, насколько точно удастся отслеживать рабочие условия, и насколько своевременно оператор реагирует на получаемую информацию.

Для контроля состояния деталей цилиндропоршневой группы в судовых условиях используются следующие инструменты:

- анализ отработавшего масла;
- инспекция продувочных окон;
- измерение износов;
- обследование зеркала цилиндра.

Анализ отработавшего масла

В нормальном режиме отработавшее масло стекает по стенкам цилиндра и отводится в специальный бак, т. е. используется однократно.

Забор масла для анализа осуществляется через сливное отверстие в днище картера. Анализ отработавшего масла может служить индикатором состояния деталей цилиндропоршневой группы.



Рис. 25. Отрабатываемое цилиндрическое масло: безопасная зона по критерию «BN/Железо» для масла 70 BN и топлива с содержанием серы менее 0,1 % [11, 4]

По результатам анализа можно определить необходимость принятия каких-либо мер. Такими мерами могут быть: изменение подачи и BN цилиндрического масла, удаление из топлива частиц катализатора.

Состояние деталей цилиндропоршневой группы определяется, главным образом, по следующим двум показателям: значение BN и содержание железа (Fe). Чтобы понять, какие меры следует предпринять, необходимо принимать во внимание оба фактора — BN и Fe. Чтобы параметры отработавшего масла оставались в безопасной зоне (рис. 24), рекомендуется поддерживать расход масла на оптимальном уровне.

Бортовое оборудование

На износ компонентов двигателя влияют рабочие параметры и внешние условия. Важная роль, с точки зрения непрерывности защиты двигателя, отводится работе бортового оборудования и оптимизации расхода цилиндрического масла.

Вместе с тем не следует полагаться только на показания бортового оборудования. Рекомендуется регулярно направлять пробы масла в лабораторию для анализа, чтобы быть уверенным в адекватной корреляции результатов обоих видов измерений.

Оценка уровня коррозионной опасности

Уровень BN в отработавшем масле — мера способности нейтрализовать кислоты. Низкий уровень BN свидетельствует о том, что нейтрализующая способность масла практически исчерпана. Высокий уровень BN говорит, скорее всего, о превышении оптимальных значений подачи цилиндрического масла или щелочного числа, в результате чего начнется рост отложений и возникнет риск полировки цилиндрической втулки.

При работе на топливе с содержанием серы менее 0,1 % нормальным следует считать BN на 5–10 единиц меньше исходного (т. е. BN свежего масла).

Оценка износа

Концентрация железа в отработавшем масле является индикатором износа поршневых колец и втулки. Чем она выше, тем выше износ.

Результаты разных анализов отражают разные виды износа (табл. 1). Анализ общего содержания железа характеризует все виды износа, так как при этом учитываются все железосодержащие элементы. При других видах анализа измеряется количество железа, образовавшегося в результате адгезионного или абразивного износа, в том числе «нормального» износа, а также износа под действием содержащихся в топливе частиц катализатора, микроскопических заеданий или задигов. В данном случае датчики реагируют на магнитный поток, создаваемый продуктами износа. Продукты износа, образующиеся в ре-

Таблица 1

Методы измерения различных продуктов износа

Вид износа	Механизм износа	Метод измерения		
		Общее железо	Магнитное железо	Железосодержащие продукты коррозионного износа
Нормальный износ Частицы катализатора Микросхватывание Задиры	Абразивный или адгезионный износ	+	+	—
Холодная коррозия	Коррозионный износ		—	+

зультате холодной коррозии, являются оксидами железа, не имеющими магнитных свойств. Методы измерения продуктов износа такого рода в судовых условиях основаны на химических реакциях.

Результаты могут зависеть от метода измерений, поэтому к их оценке следует подходить с осторожностью. Если магнитный метод показал присутствие железа в масле, такой анализ следует дополнить измерением BN отработавшего масла, чтобы проверить, возникли ли продукты износа в результате холодной коррозии или же в результате, например, нормального износа. Низкое значение BN является вероятным признаком холодной коррозии, следовательно, требуется либо увеличение расхода масла, либо замена масла на другое, с более высоким значением BN. Слишком большое значение BN может свидетельствовать о наличии значительных отложений. В этом случае следует снизить расход цилиндрического масла, либо перейти на масло с более низким значением BN. При работе на топливе с содержанием серы менее 1 % нормой считается показатель общего железа порядка 50–100 ppm.

Инспекция продувочных окон

Визуальный осмотр цилиндров через продувочные окна дает полезную информацию о состоянии цилиндров, поршней и поршневых колец. Полезную информацию могут дать также измерения толщины покрытия поршневых колец (при их наличии) и канавок. Регулярные осмотры помогают заметить изменения в состоянии деталей цилиндропоршневой группы.

При работе на топливе с содержанием серы менее 1 % особое внимание следует уделять чистоте двигателя. Особо тщательно необходимо осматривать поршневые кольца, поскольку наличие на них микрочастиц — первый признак плохой смазки и, возможно, полировки цилиндрической втулки.

Более подробную информацию и рекомендации можно найти в пользовательских руководствах [13].

Измерение износов

При регулярных осмотрах двигателя следует измерять износы цилиндрической втулки, поршневых колец и канавок. Результаты измерений износов должны храниться в памяти судовой системы техобслуживания. Рекомендуется проводить измерения износов регулярно, чтобы можно было оценить эффективность работы систем смазки и очистки топлива. Кроме того, на основании результатов этих измерений можно оценивать оставшийся ресурс компонентов и планировать сроки переборки двигателя.

Осмотр цилиндрической втулки

Во время техобслуживания двигателя, включая его разборку, рекомендуется осматривать поверхность цилиндрической втулки. Нормальная поверхность цилиндрической втулки должна быть слегка матовой, с легкими следами потертостей.

При работе на топливе с содержанием серы менее 0,1 % поверхность цилиндрической втулки может стать гладкой и блестящей. Отполированная поверхность восстанавливается легким хонингованием для вскрытия графитовых включений, или обработкой с созданием волнистого рельефа и полухонингованием, чтобы восстановить способность поверхности втулки удерживать достаточное количество масла [6].

Более подробное исследование состояния втулки, включая фотографирование поверхности и последующее микрофотографирование может быть выполнено «MAN Diesel & Turbo PrimeServ» по запросу заказчика [14].

Заключение

По мнению «MAN Diesel & Turbo», в будущем на рынке будет представлен широкий ассортимент морских топлив. В их число входят топлива с содержанием серы 0,5 %, дистилляты, ULSFO и LNG.

Двухтактные двигатели MAN B&W обеспечивают возможность безопасной, надежной и экономичной работы на топливах с содержанием серы менее 0,1 % S. Проблемы отложений могут быть решены за счет использования цилиндрических масел с небольшим содержанием присадок, способствующих образованию отложений, и высокой моющей способностью (low-BN масла), а также за счет работы с минимально рекомендуемой подачей цилиндрического масла.

Для продолжительной работы на топливах с содержанием серы менее 0,1 % рекомендуется использовать полный комплект поршневых колец с металлокерамическим покрытием Cermet. Покрытие Cermet уменьшает риск возникновения задиры при недостаточной смазке.

Две новые системы подачи цилиндрического масла созданы с целью упрощения и оптимизации смазки цилиндров. Это система подачи двух типов масла (ACOS) или система смешивания (ACOM). Эти системы помогут оптимизировать процесс смазки как с точки зрения достижения высоких технических показателей, так и для снижения затрат.

Необходим постоянный тщательный мониторинг состояния цилиндропоршневой группы, позволяющий своевременно реагировать на возникающие проблемы.

Литература

1. www.imo.org. MARPOL Annex VI; Sulphur oxides (SO_x) — Regulation 14.
2. Ship & Bunker. Ship & Bunker Update: China to implement ECA's from 2019, at berth regs from 2017. Shipamdbunker.com. [online] [Cited: 18 January 2016]. <http://shipandbunker.com/news/apac/991308-update-china-to-implement-ecas-from-2019-at-berth-regs-from-2017>.
3. DNVGL. DNVGL, China introduces sulphur requirements for marine fuels. www.dnvgl.com. [Online] [Cited: January 18, 2016.] <https://www.dnvgl.com/news/china-introduces-sulphur-requirements-for-marine-fuels-50359>.

4. MAN Diesel & Turbo. SL2014-593 Guidelines For Operation On Fuels With Less Than 0,1 % Sulphur. Copenhagen. MAN Diesel & Turbo, 20.
5. MAN Diesel & Turbo. SL2015-604 Lubricating Oils for MAN B&W Low Speed Two-Stroke Engines. Copenhagen. MAN Diesel & Turbo, 2015.
6. Rolsted, H. & Fogh, J. Development of Piston Ring Packs and Cylinder Liners — Viewpoint of Tribology. Journal of the JIME, Vol. 44, № 3. 2009.
7. Jacobson S. The role of sulphur in material performance of current HFO engines. Deliverable D9.1 in the Helios project under EU.
8. Davies F.A., Moore A.J., Pridemore S. The use of a laboratory wear simulation technique for the development of marine cylinder lubricants. BP, UK. Paper D82, CIMAC 1993.
9. Cook S., Mayhew A. Lowering Lube Oil Cost and improving performance through use of Marine Emulsion Lubricants in 2 Stroke Crosshead Engines. Lubrizol, UK. Paper 37. CIMAC 2004.
10. MAN Diesel & Turbo. ME-GI Dual Fuel MAN B&W Engines. A technical, operational and cost-effective solution for ships fueled by gas. 5510-0063- 06ppr Aug 2014.
11. MAN Diesel & Turbo. SL2014-587 Cylinder Lubrication Update - Adjusting the ACC Factor in Service. Copenhagen. MAN Diesel & Turbo, 2014.
12. MAN Diesel & Turbo. SL00-384 Cylinder Condition — MC Engines. Copenhagen. MAN Diesel & Turbo, 2000.
13. MAN B&W Operation Manuals. www.marine.man.eu, NEXUS (Customer Extranet)
14. Cat Fines — Surface Replica Service. MAN Diesel & Turbo, Feb. 2009. 3010-0047-00ppr.

НОВОСТИ ЧТЗ

Техника ЧТЗ для Сургута

ЧТЗ отгрузил 42 трактора крупному корпоративному заказчику — компании «Сургутнефтегаз». Предприятие ежегодно поставляет добытчикам углеводородов крупные партии машин. На этот раз заказчик предпочел технику с гидромеханической трансмиссией и дизелями ЯМЗ. В их число вошли 19 бульдозеров модели Б12, 12 машин модели Б10М и 9 болотоходных агрегатов с поворотным отвалом. Два трактора-тягача-болотохода оборудованы механической трансмиссией и двигателем типа Д-180 производства ЧТЗ.

По требованию заказчика машины дополнительно оснащены автономными отопителями типа «Вебасто», внутренняя сторона капота защищена специальным утеплителем-шумопоглотителем, поскольку тракторам предстоит работать при температуре минус 40–45 °С. Крыши кабин оборудованы увеличенными люками для того, чтобы можно было быстро покинуть машину в аварийной ситуации.

Предпродажную подготовку и запуск техники в эксплуатацию будет осуществлять дилер ЧТЗ — предприятие «Уралтраккомплект». Большая часть



машин будет работать на гидронамыве песка — таким способом его добывают, чтобы затем использовать при строительстве и обустройстве площадок под буровые. Около трети поставленной техники предназначена для работы по строительству и благоустройству дорог.

Все 42 машины из этой партии распределены по подразделениям «Сургутнефтегаза», работающим на территории Ханты-Мансийского автономного округа.

Пресс-служба ЧТЗ

УРАЛВАГОНЗАВОД НАРАЩИВАЕТ ВЫПУСК ГРАЖДАНСКОЙ ПРОДУКЦИИ



В рамках рабочей поездки в Челябинскую область генеральный директор корпорации «Уралвагонзавод» Александр Потапов провел на площадке ЧТЗ совещание с руководителями предприятий интегрированной структуры УВЗ о перспективах развития производства гражданской продукции.

Открывая совещание, Александр Потапов напомнил присутствующим о задаче, которая поставлена перед предприятиями оборонно-промышленного комплекса руководством страны по увеличению доли гражданской продукции в общем объеме выпуска.

«Государство инвестировало в создание новых технологий производства продукции военного назначения огромные средства. Эти технологии должны работать и в гражданском секторе. Объем государственного оборонного заказа неизбежно будет снижаться при выполнении задач по модернизации Вооружённых Сил России. При этом конверсия оборонных мощностей для выпуска гражданской продукции позволит обеспечить устойчивую работу предприятий ОПК. Эффективно проведенная диверсификация способна кратно умножить эффект от государственных инвестиций, поэтому к развороту оборонно-промышленного комплекса в сторону гражданского производства следует готовиться сегодня, формулируя новую стратегию работы», — отметил в своем выступлении генеральный директор корпорации Уралвагонзавод.

Одно из направлений диверсификации - развитие производства дорожно-строительной техники. Центром компетенций корпорации в этой



сфере по-прежнему будет Челябинский тракторный завод, который стал площадкой для проведения совещания. Предприятие готовит к выходу на рынок свои технические «премьеры», среди которых бульдозер класса 10 собственной разработки. Серьезную конкуренцию зарубежной технике составят и дизель-электрические тракторы 20 и 25 тонн тяги с инновационной электромеханической трансмиссией. Преимуществами этих агрегатов являются высокая маневренность, производительность, а также невысокая трудоемкость изготовления. В новый сегмент рынка откроет дорогу трубоукладчик грузоподъемностью 40 тонн.

О том, что «перезагрузка» промышленных мощностей уже началась, говорили и другие участники совещания. Сложившаяся сегодня конъюнктура рынков гражданской продукции способствует успешному выполнению задач диверсификации производства.

После совещания Александр Потапов посетил цеха Челябинского тракторного завода, а также встретился с ректором Южно-уральского государственного университета Александром Шестаковым. Стороны обсудили направления сотрудничества в области обеспечения промышленности квалифицированными специалистами. От уровня подготовки новых инженерно-технических работников, соответствия полученных ими в процессе обучения знаний реальным потребностям предприятий, во многом зависит эффективность российской промышленности, ее развитие и конкурентоспособность.

Пресс-служба ООО «ЧТЗ-УРАЛТРАК»



***21 июля 2017 года исполнилось 75 лет
председателю предметной комиссии
«Технология машиностроения»
Невского машиностроительного техникума
кандидату технических наук
Евгению Павловичу Булату***

Евгений Павлович Булат (Седельников) родился в день Святого Прокопия Праведного — 21 июля военного 1942 г. в Великом Устюге, городе, мореплавателей Семена Дежнева, Никиты Шелагурова, Владимира Атласова, ныне — «родине «Деда Мороза».

Еще учеником школы им. А.И. Герцена был награжден медалью Всесоюзной сельскохозяйственной выставки СССР за большой урожай кукурузы, выращенный на школьном участке. В школе освоил вождение грузового автомобиля и токарное дело, получив 2-й разряд токаря.

После окончания школы сначала работал токарем на Ленинградском заводе «Красный Октябрь», затем поступил в Ленинградский политехнический институт имени М.И. Калинина, где активно участвовал в студенческом научном обществе (СНО) в качестве председателя занимаясь исследованиями процессов обработки жаропрочных сплавов, совершенствованием технологий горячей объемной штамповки.

После окончания института работал мастером в кузнечном цехе Коломенского завода тяжелых станков, затем инженером в кузнечно-штамповочном цехе строящегося Ленинградского завода турбинных лопаток. Навыки, полученные в студенческие годы в СНО, способствовали профессиональному росту сначала в должности начальника конструкторско-технологического бюро, затем начальника экономической лаборатории, начальника отдела технического обучения.

С февраля 1968 г. работу на Заводе турбинных лопаток Е.П. Булат совмещал с преподаванием в Невском машиностроительном техникуме, Институте сервиса и дизайна и других вузах Ленинграда.

В течение двадцати лет был ученым секретарем Комитетаковки и горячей штамповки Научно-технического общества машиностроения, где

совместно с Домом научно-технической пропаганды организовывал научные семинары и занимался изданием технической литературы по Машиностроению.

В 1982 г. успешно защитил диссертацию на соискание ученой степени кандидата технических наук по исследованию процессов горячей объемной штамповки. Этим процессам и технологиям обучал индийских и китайских специалистов, командированных на Ленинградский металлургический завод для повышения квалификации. За активное участие в рационализаторской и изобретательской работе Е.П. Булату было присвоено звание «Заслуженный изобретатель СССР».

В 1998 г. Е.П. Булат был приглашен на работу в Инженерный физико-технический колледж, и по совместительству преподавателем Военного инженерно-технического университета ВИТУ. В 2003 г. был избран на должность доцента кафедры ВИТУ, где до 2015 г. готовил высококвалифицированных специалистов в интересах Министерства Обороны Российской Федерации.

До настоящего времени Е.П. Булат продолжает преподавательскую деятельность в Невском машиностроительном техникуме.

Научные достижения Е.П. Булата сформулированы в 30 печатных научных работах и многочисленных патентах на изобретения.

Хобби Евгения Павловича Булата — изготовление различных берестяных изделий, с которыми он постоянно участвует в выставках народного творчества.

*Командование ВИ(ИТ)
и редакция журнала «Двигателестроение»
поздравляют Евгения Павловича Булату
с юбилеем и желают ему крепкого здоровья,
долголетия и плодотворной работы в научной
и преподавательской деятельности.*

УДК 621.43

Юбилейная научно-техническая конференция, посвященная 75-летию кафедры двигателей и тепловых установок Военного института (инженерно-технического) Военной академии МТО им. генерала армии А.В. Хрулева // Двигателестроение. — 2017. — № 2. — С. 3–6.

Ключевые слова: Военный институт (инженерно-технический), кафедра двигателей и тепловых установок, юбилейная научно-техническая конференция, научные работы и достижения, возрождение научных школ.

16 мая 2017 г. кафедра двигателей и тепловых установок Военного института (инженерно-технического) Военной академии МТО им. генерала армии А.В. Хрулева отметила 75 лет со дня основания проведением научно-технической конференции «Современное состояние и повышение энергетической эффективности теплосиловых и теплогенерирующих установок объектов МО РФ». Тематическая направленность докладов участников включала обзор основных научных работ и достижений ученых, работающих на кафедре в различные периоды времени и предложения по возрождению и развитию научных школ в области совершенствования российской военной энергетики. Ил. 3.

УДК 621.436

Кулешов А.С., Фадеев Ю.М., Кулешов А.А. Развитие многозонных моделей для расчета сгорания в современных ДВС // Двигателестроение. — 2017. — № 2. — С. 7–10.

Ключевые слова: поршневые ДВС, топливный факел, многозональная модель, тепловыделение, моделирование кинетики образования вредных веществ.

Представлены основные направления совершенствования программного комплекса ДИЗЕЛЬ-РК, разработанного в МГТУ им. Н.Э. Баумана для моделирования рабочего процесса и кинетики образования вредных веществ в цилиндре дизеля. Традиционная модель смесеобразования и сгорания топлива была улучшена в направлениях расчета скорости испарения топлива и тепловыделения в характерных зонах многозональной модели развития топливной струи с учетом взаимного влияния топливных факелов в объеме камеры сгорания. Ил. 6. Библ. 7.

УДК 621.431

Гришин Ю.А. Взаимодействие импульсов нестационарного течения потока газов с турбиной // Двигателестроение. — 2017. — № 2. — С. 11–14.

Ключевые слова: поршневые ДВС, газотурбинный наддув, импульсная осевая турбина, безотрывное течение газа, предельные углы атаки.

Разработана и экспериментально апробирована методика расчета отрывных потерь на входе потока отработавших газов в лопаточный аппарат рабочего колеса осевой импульсной турбины агрегата наддува ДВС. Расчетным путем определены значения предельных углов атаки, обеспечивающих безотрывное течение импульсного газового потока на входе в рабочее колесо турбины. Выполнены расчеты отрывных потерь, для турбокомпрессоров транспортных ДВС типов ТКР-8,5, ТКР-11, ТКР-14. Ил. 5. Библ. 7.

УДК 621.43.052

Циплѐнкин Г.Е., Иовлев В.И., Коженков А.А. Развитие систем двухступенчатого наддува двигателей // Двигателестроение. — 2017. — № 2. — С. 15–22.

Ключевые слова: поршневые двигатели, системы двухступенчатого наддува, снижение вредных выбросов, управляемые системы перепуска отработавших газов и наддувочного воздуха, рециркуляция отработавших газов

Выполнен обзор и анализ направлений развития систем двухступенчатого наддува (ДСН) четырехтактных и двухтактных двигателей различного применения. Показано, что системы ДСН для четырехтактных среднеоборотных двигателей ведущих мировых производителей несмотря на различное конструктивное исполнение, достаточно эффективны для

одновременного улучшения рабочих параметров и снижения выбросов вредных веществ до уровня требований перспективных стандартов (продолжение обзора). Табл. 3. Ил. 18. Библ. 8.

УДК 621.43.052

Коженков А.А. Моделирование динамики роторных систем турбокомпрессоров с подшипниками скольжения // Двигателестроение. — 2017. — № 2. — С. 23–28.

Ключевые слова: турбокомпрессоры, роторные системы, подшипники скольжения, демпфирование вибрации ротора, моделирование динамики в различных системах координат.

Рассмотрены методические и прикладные аспекты моделирования динамики роторных систем турбоагрегатов с подшипниками скольжения. Приведены результаты численного анализа и оптимизации конструкции роторной системы серийного турбокомпрессора. Спроектированы подшипники скольжения, обеспечивающие демпфирование вибрации ротора при высоких скоростях вращения. Даны рекомендации по постановке и способам решения задач роторной динамики. Показано, что наиболее достоверные результаты расчета могут быть получены при использовании редуцированного описания ротора в неподвижной системе координат. Применение вращающихся систем координат целесообразно при решении задач модального анализа динамики роторных систем. Табл. 1. Ил. 9.

УДК 629.351-242:621.43

Снарский С.В., Гаффаров Г.Г., Гаффаров А.Г., Коваленко С.Ю. Повышение надежности двигателей ПАО КамАЗ за счет оптимизации термонапряженного состояния деталей цилиндропоршневой группы // Двигателестроение. — 2017. — № 2. — С. 29–33.

Ключевые слова: двигатели КамАЗ, эксплуатационная надежность, система вентиляции картера, дефект «выброс масла», сопряжение гильза цилиндра–блок цилиндров, неоптимальное термонапряженное состояние.

Представлены результаты исследований, направленных на повышение эксплуатационной надежности двигателей КамАЗ 740.354-450 за счет исключения дефекта «выброс масла» через трубу вентиляции картера двигателя в атмосферу. Установлено, что причина дефекта состоит в неоптимальном термонапряженном состоянии деталей цилиндропоршневой группы, вызванном образованием тяжелого натяга верхнего посадочного пояса гильзы в блоке цилиндров. Предложен комплекс мероприятий по устранению причин указанного дефекта. Ил. 1. Библ. 4.

УДК 621.43

Новые тенденции в создании смазок для дизелей (материалы конгресса CIMAC-2016) // Двигателестроение. — 2017. — № 2. — С. 34–57.

Ключевые слова: судовые дизели, зоны контроля выбросов, малосернистые топлива, загустители смазки, новые цилиндрические масла, результаты эксплуатационных испытаний

Рассмотрены новые тенденции в создании смазок для дизелей, связанные с радикальным ограничением содержания серы в моторном топливе для судов, работающих в «зонах регулируемых выбросов» (ECA). Для работы на малосернистых топливах фирма «Chevron Oronite» предлагает варианты альтернативных загустителей смазки для регулирования вязкости судовых смазочных масел. Фирма MAN B&W отмечает, что при работе на малосернистых топливах, сжиженном природном (LNG) и нефтяном газе (LPG) исчезает целесообразность применения щелочных присадок вследствие риска образования на стенках камеры сгорания отложений и возникновения задиров. Приводятся результаты испытаний новых цилиндрических масел в лабораторных и эксплуатационных условиях.

Перевод выполнен к.т.н. Г. Мельником

Табл. 5. Ил. 35. Библ. 23.

UDC 621.43

Jubilee Scientific & Technical Conference Held on the Occasion of the 75th Anniversary of "Reciprocation Engines & Power Plants" Department of Military Institute of Railway Armies and Military Transport of Military Academy of Logistics and Transport Named After General A.V. Khrulev // Dvigatlestroyeniye. — 2017. — № 2. — P. 3–6.

Keywords: Military Engineering Institute, "Reciprocation Engines & Power Plants" department, jubilee scientific & technical conference, R&D works, achievements, revival of scholar schools.

Scientific & technical conference «Performance of power plants owned by RF army: current status and improvement prospects», was held on the occasion of the 75th anniversary of «Reciprocation engines & power plants» department of military institute of railway armies and military transport of military academy of logistics and transport named after general A.V. Khrulev. Scope of papers presented included the review of most important R&D works and achievements of the departmental scientists, proposals on ways of revival and further development of scholar schools related to military power plants' performance. 3 ill.

UDC 621.436

Kuleshov A.S., Fadeev Yu.M. and Kuleshov A.A. Development of Multizonal Combustion Models as Applied to Modern Reciprocating Engines // Dvigatlestroyeniye. — 2017. — № 2. — P. 7–10.

Keywords: reciprocating engines, fuel spray, multizonal model, heat release, modelling of noxious substance release kinetics.

The article presents principal ways of improvement of DIESEL-RK code developed by Bauman Moscow State University for modelling of combustion process and noxious substance release kinetics. Improvements of conventional model of mixing mainly relate to analysis of fuel evaporation and heat release rates in characteristic zones of multizonal model, taking account of fuel jets interference inside the combustion chamber. 6 ill., 7 ref.

UDC 621.431

Grishin Yu.A. Interaction Between Nonstationary Gas Flow Pulses and Turbine Internals // Dvigatlestroyeniye. — 2017. — № 2. — P. 11–14.

Keywords: reciprocating engines, turbocharging, axial flow action turbine, no-separation flow, critical incidence angle.

Presented is newly-developed and test-verified method for calculation of flow separation losses at the entrance of exhaust gas to action turbine wheel blade row. The method enables calculation of critical incidence angles that secure no-separation character of gas flow at the inlet of turbine wheel blade row. Separation-related losses are calculated for vehicle engine turbochargers types TCR-8,5, TCR-11 and TCR-14. 5 ill., 7 ref.

UDC 621.43.052

Tsyplenkin G.E., Iovlev V.I. and Kozhenkov A.A. Development of Two-Stage Supercharge Systems // Dvigatlestroyeniye. — 2017. — № 2. — P. 15–22.

Keywords: reciprocating engine, two-stage supercharge system, reduction in noxious emissions, controllable wastegate and air bypass systems, exhaust gas recirculation.

The article presents review and analysis of today trends in two-stage supercharge systems (TSSS) of two- and four-stroke multi-purpose engines. It is shown that TSSS systems for 4-

stroke medium-speed engines produced by industry-leading engine builders, though varying in design, are able to simultaneously improve fuel efficiency and reduce noxious emissions to limits established by applicable oncoming regulations (continuation of review).

3 tables, 18 ill., 8 ref.

UDC 621.43.052

Kozhenkov A.A. Modelling of Dynamic Behaviour of Rotor Systems of Turbochargers Featuring Plain Bearings // Dvigatlestroyeniye. — 2017. — № 2. — P. 23–28.

Keywords: turbocharger, rotor system, plain bearing, rotor vibration damping, modelling of system dynamics in various coordinate systems.

Considered are methods and applied aspects of rotor dynamics modelling for turbochargers featuring plain bearings. Included are the results of numerical analysis and optimization of a serial turbocharger rotor system. These authors took part in designing of plain bearings that damp rotor vibrations at high rotational speed. Recommendation are formulated on statement and solution of rotor dynamics problems. Simplified description of rotor in fixed coordinate system is shown as yielding most trustworthy calculation results, while rotating coordinate system is preferable for modal analysis of rotor system dynamics.

1 table, 9 ill.

UDC 629.351-242:621.43

Snarsky S.V., Gaffarov G.G., Gaffarov A.G. and Kovalenko S.Yu. Optimization of Thermal Stress Patterns in Piston-Cylinder Unit Parts as a Means to Improve Reliability of KAMAZ Engines // Dvigatlestroyeniye. — 2017. — № 2. — P. 29–33.

Keywords: KAMAZ engines, maintainability, crankcase ventilation system, oil spit, cylinder liner–engine block-interface, nonoptimal thermal stress pattern.

Oil spit through the breather was revealed as a typical defect of KAMAZ type 740.354-450 engine. This work is targeted at rectifying of said defect in order to improve engine maintainability. It is nonoptimal thermal stress pattern of piston-cylinder unit parts that had been identified as a cause of such condition, the previous, in turn, resulting from excessive interference fit of cylinder liner upper land. Measures are offered to eliminate said defect.

1 ill., 4 ref.

UDC 621.43

New Trends in the Development of Engine Lubricants (based on CIMAC-2016 papers) // Dvigatlestroyeniye. — 2017. — № 2. — P. 34–57.

Keywords: Marine engines, emission control areas, low-sulfur fuels, oil thickeners, new cylinder oils, field test results.

New trends in the development of engine lubricants largely relate to severe decrease in maximum allowable sulfur content in marine fuel for ships operating within emission control areas (ECA). Chevron Oronite Company has developed alternative oil thickeners for engine operation on lower than 0,1 % m/m fuel sulfur. According to MAN B&W, alkaline additives are no more recommendable for engine operation on low-sulfur fuels, liquefied natural gas (LNG) and liquefied petrol gas (LPG), since they can disturb the lube oil film, obstruct the piston ring movement, polish the liner surface and thereby increase the risk of scuffing. The results of bench and field tests of newly-developed cylinder oils are presented. 5 tables, 35 ill., 23 ref.

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

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 A4, 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. (одна формула должна быть набрана одним блоком и вставлена отдельной строкой); внутри текстовой строки использования редактора формул не допускается.

За достоверность набора формул несет ответственность автор. 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 электрон-

ные копии в форматах TIF или JPG.

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

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

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

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

В статьях желательно приводить только те математические формулы, которые необходимы для понимания 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