ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ
ВОЛГОГРАДСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

ИЗВЕСТИЯ ВОЛГОГРАДСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА

Серия

ПРОЦЕССЫ ПРЕОБРАЗОВАНИЯ ЭНЕРГИИ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ

Выпуск 3

№ 8(81) Межвузовский сборник научных статей
Издается с января 2004 г. 2011

Волгоград
2011

УДК 621.3 + 621.4

Учредитель: ГОУ высшего профессионального образования
«Волгоградский государственный технический университет»

Сборник зарегистрирован в Управлении регистрации и лицензионной работы в сфере массовых коммуникаций федеральной службы по надзору за соблюдением законодательства в сфере массовых коммуникаций и охране культурного наследия ПИ № ФС77–25660 от 13 сентября 2006 г.

Главный редактор сборника «Известия ВолгГТУ»

д-р хим. наук, проф. член-корр. РАН *И. А. Новаков*

Редакционная коллегия серии:

д-р техн. наук, проф. ВолгГТУ *Е. А. Федянов* (научный редактор), email:tig@vstu.ru
д-р техн. наук, проф. ВолгГТУ *А. Н. Шилин* (зам. научного редактора)
д-р техн. наук, проф. ВолгГТУ *А. В. Васильев* (зам. научного редактора)
д-р техн. наук, проф. Волжского филиала МЭИ *В. С. Кузеванов*
д-р техн. наук, проф. Пензенской гос. технолог. академии *Н. А. Прошин*
д-р техн. наук, проф. ВолгГТУ *Г. Н. Злотин*
д-р техн. наук, проф. ВолгГТУ *Е. А. Дьячков*
канд. техн. наук, доцент регионального центра сбережения *А. М. Ларцев*
канд. техн. наук, ст. преп. ВолгГТУ *К. О. Долгов* (ответственный секретарь)

Печатается по решению редакционно-издательского совета
Волгоградского государственного технического университета

Известия Волгоградского государственного технического университета: межвуз. сб. науч. ст. № 8(81) / ВолгГТУ. – Волгоград, 2011. – 136 с. – (Сер. Процессы преобразования энергии и энергетические установки. Вып. 3).

ISBN 978–5–9948–0769–9

В сборнике помещены статьи, содержащие результаты теоретических и экспериментальных исследований в области тепло- и электроэнергетики. Значительная часть статей отражает работы, направленные на совершенствование процессов в тепловых двигателях внутреннего сгорания. Публикации по электроэнергетике касаются, в первую очередь, моделирования работы и методов диагностики электроустановок.

Ил. 85. Табл. 32. Библиогр.: 158 назв.

ISBN 978–5–9948–0769–9

© Волгоградский государственный технический университет, 2011

Научное издание

И З В Е С Т И Я
Волгоградского государственного технического университета
№ 8 (81), 2011 г.

Серия «ПРОЦЕССЫ ПРЕОБРАЗОВАНИЯ ЭНЕРГИИ
И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ»
(Выпуск 3)

Межвузовский сборник научных статей

Редактор *А. К. Саютина*
Компьютерная верстка *Е. В. Макаровой*

Темплан 2011 г. Поз. № 10н.
Подписано в печать 08.12.2011. Формат 60×84 1/8. Бумага офсетная.
Гарнитура Times. Печать офсетная. Усл. печ. л. 15,81. Уч.-изд. л. 16,5.
Тираж 150 экз. Заказ

Волгоградский государственный технический университет.
400131 Волгоград, просп. В. И. Ленина, 28, корп. 1.

Отпечатано в типографии ИУНЛ
Волгоградского государственного технического университета.
400131 Волгоград, просп. В. И. Ленина, 28, корп. 7.

СОДЕРЖАНИЕ

Часть I. ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ

Яковенко А. Л., Кричевская Т. Ю., Шатров М. Г.
Трехмерное моделирование конструкции ДВС для использования в научно-исследовательской работе и учебном процессе..... 5

Марков В. А., Девянин С. Н.
Использование смесей дизельного топлива и метилового эфира подсолнечного масла в качестве топлива для дизелей..... 8

Грехов Л. В., Марков В. А., Девянин С. Н.
Исследование параметров процесса топливоподачи и показателей дизеля, работающего на смесевых биотопливах..... 12

Федянов Е. А., Шумский С. Н., Приходьков К. В., Костычев В. Н.
Влияние положения электродов свечей зажигания на межцикловую неидентичность рабочего процесса бензиновых двигателей на режиме холостого хода..... 17

Васильев А. В., Березюков Д. С.
Совершенствование диагностики топливных форсунок поршневых двигателей с распределенным впрыском топлива..... 20

Гребенников С. А., Петров М. Г., Гребенников А. С.
Способ диагностирования элементов механизма газораспределения автотракторных двигателей..... 24

Гребенников С. А., Фокин В. В., Гребенников А. С.
Режимы работы и изменение технического состояния ДВС в экстремальных условиях эксплуатации..... 28

Денисов А. С., Асоян А. Р., Захаров В. П.
Анализ изменения технического состояния ресурсоопределяющих элементов дизелей КАМАЗ в процессе эксплуатации..... 32

Славуцкий В. М., Каныгин З. В., Липилин В. И., Белозубов Ю. В.
Исследование возможностей дозирования подачи топлива в модернизированной системе непосредственного действия..... 35

Салыкин Е. А., Ларцев А. М., Славуцкий В. В., Соснин В. Ю.
Опыт модернизации дизельных систем топливоподачи непосредственного действия..... 38

Славуцкий В. М., Хуранов О. Л., Харсов З. Х., Каныгин З. В.
Улучшение показателей процесса подачи топлива при частичных нагрузках дизеля..... 40

Покусаев М. Н., Нгуен Х. Х., Теренин О. И., Шевченко А. В.
Измерение экологических показателей главного двигателя судна типа «Ярославец» при работе на дизельном и печном топливах……..... 43

Дорохов А. Ф., Шахов В. В.
Напряженно-деформированное состояние биметаллического огневого днища цилиндровых крышек судовых дизелей..... 47

Исаев А. П.
Исследование рабочего цикла судового ДВС с комбинированным смесеобразованием и воспламенением от сжатия..... 51

Бисенов А. Р.
Анализ эксплуатационных показателей современных форсированных малоразмерных судовых дизелей..... 55

Музаев А. А., Колосов К. К., Дорохов П. А.
Сравнительная оценка качества судовых дизелей и выбор эталона..... 58

Климова Е. В.
Влияние типа конструкции камеры сгорания на уровень токсичности отработавших газов судового дизеля..... 61

Гибадуллин В. З.
Влияние локальных микродобавок водорода на процесс воспламенения в ДВС с искровым зажиганием..... 64

Федянов Е. А., Иткис Е. М., Кузьмин В. Н.
Исследование возможности управления процессом сгорания HCCI с помощью изменения степени сжатия..... 67

Каргин С. А., Исаев А. П., Искендерли Турал Искендер оглы
Разработка методики расчета показателей рабочего цикла дизелей при различных способах смесеобразования..... 69

Салыкин Е. А., Славуцкий В. В., Липилин В. И., Каныгин З. В.
Топливоподача в дизеле на режиме пуска..... 72

Францев С. М., Шаронов Г. И., А. И. Нефедьев
Влияние характеристики выделения энергии искрового разряда системы зажигания на показатели газового двигателя..... 74

Федянов Е. А., Захаров Е. А., Ширшов Д. Б., Гаврилов Д. С.
Использование синтез-газа в качестве топлива автомобильных ДВС..... 77

Славуцкий В. М., Харсов З. Х., Хуранов О. Л, Салыкин Е. А.
Интенсификация процесса подачи топлива как метод улучшения тяговых свойств тракторного дизеля..... 79

Буров А. А., Ожогин В. А.
Определение эксергетических потерь при сгорании топлива..... 81

Часть II. ЭЛЕКТРОЭНЕРГЕТИКА

Шилин А. Н., Шилин А. А.
Интеллектульные электрические сети: проблемы и решения..... 84

Шевченко Н. Ю.
Оптимизационная модель реконструкции воздушных линий электропередачи, работающих в экстремальных метеоусловиях..... 89

Лебедева Ю. В.
Анализ ожидаемых механических нагрузок на провода для различных концепций развития воздушных линий электропередачи..... 93

Рыбкина И. Ю.
Цифровое моделирование трехфазных цепей с распределенными параметрами..... 97

Шилин А. Н., Карпенко О. И.
Автоматизированная система анализа надежности работы системы электроснабжения потребителей..... 99

Коптелова И. А., Силкин И. М.
Экспертная система диагностирования силовых трансформаторов систем электроснабжения..... 104

Мошкин В. И., Угаров Г. Г.
К выбору основных базисных размеров линейных электромагнитных двигателей..... 108

Часть III. ТЕПЛОВЫЕ ПРОЦЕССЫ И ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ В ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ

Артюхов И. И., Аршакян И. И., Тарисов Р. Ш., Тримбач А. А.
Энергоэффективная система стабилизации температуры газа на выходе компрессорной станции магистрального газопровода..... 112

Шилин А. Н., Стрижиченко А. В.
Численный анализ технологического процесса сушки древесины при конвективном нагреве..... 116

Васильева И. Л., Реснянская А. А.
Численное моделирование температурных полей в элементах промежуточного ковша..... 120

Коптелова И. А., Арванитаки Н. В.
Теория принятия решений в задачах энергосбережения промышленных предприятий..... 123

Ларцев А. М., Курапин А. В., Васильев А. В.
Рационализация технологического потребления пара на машиностроительном предприятии..... 128

Курапин А. В., Ларцев А. М., Федянов Е. А.
Разработка и испытания установки со струйным вакуумным эжектором-конденсатором..... 131

Дьячков Е. А.
К вопросу о потерях энергии при преобразовании механической энергии в гидравлическую на примере трактора сельскохозяйственного типа с гидродинамической передачей..... 134

ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ

УДК 621.43:534.6

А. Л. Яковенко, Т. Ю. Кричевская, М. Г. Шатров

ТРЕХМЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ ДВС ДЛЯ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ В НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКОЙ РАБОТЕ И УЧЕБНОМ ПРОЦЕССЕ

Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ)

(e-mail: dvs@madi.ru)

В статье рассмотрены возможности использования системы трехмерного моделирования для разработки моделей, описывающих конструкцию двигателя внутреннего сгорания, и особенности многоаспектного применения сформированных моделей: для визуализации отдельных деталей, иллюстрации методического описания конструкции и функционирования ДВС в компьютерных лекциях, при выполнении разнообразных расчетов процессов в двигателе и его состояния. Использование параметризации при разработке трехмерных моделей позволяет сократить время на выполнение исследований, снизить трудозатраты и повысить качество ДВС.

Ключевые слова: единое информационное пространство «ДВС», конструкция ДВС, трехмерное моделирование, структурный шум.

The paper discusses the potential of using 3D CAD-systems for modeling engine's construction and some aspects of 3D-models applying. These models can be used for visualization of engine parts, in computer interactive lections, for scientific researches. Using of parametrization for creating 3D-models allows to reduce researches duration and to increase the quality of internal combustion engine.

Keywords: common information space "ICE", engine construction, 3D-modelling, structure-born noise.

Введение

В настоящее время системы трехмерного моделирования нашли широкое применение при проектировании сложных технических систем, к которым относится и двигатель внутреннего сгорания (ДВС). Использование трехмерного моделирования позволяет инженеру получить виртуальную модель конструкции отдельных систем и деталей двигателя внутреннего сгорания на разных стадиях проектирования. Таким образом, снижаются затраты на изготовление опытных образцов продукции и время на проработку различных вариантов конструкции. Кроме того, современные CAD-системы часто являются составной частью комплекса CAD/CAM/CAE/PLM, то есть формируют исходные данные для оценки прочностных качеств изделия, например, и технологической подготовки его производства.

Использование CAD-систем в рамках единого информационного пространства «Двигатели внутреннего сгорания»

В современных условиях производства для повышения эффективности проектирования и создания конкурентоспособных образцов продукции, отвечающих установленным требованиям качества, все этапы жизненного цикла двигателя должны быть реализованы в рамках единого информационного пространства «Двигатели внутреннего сгорания» (ЕИП «ДВС») [1], используя CALS-технологии.

Основой ЕИП «ДВС» является информационная модель двигателя, которую используют различные автоматизированные системы на разных стадиях его жизненного цикла. Подобная структурная схема позволяет улучшить обмен данными между ними и, таким образом, ускорить процессы проектирования и производства, а также повысить качество продукции при минимально возможных затратах.

В рамках ЕИП «ДВС» (рис. 1) системы трехмерного моделирования используют при описании конструкции двигателя. Они позволяют прорабатывать общую структуру ДВС и отдельные детали, узлы и системы, их компоновку в составе двигателя. Результаты твердотельного моделирования используют для оценки возможности функционирования ДВС, а также выполнения анализа его кинематики и динамики с использованием различных специализированных пакетов, например МКЭ и МГЭ.

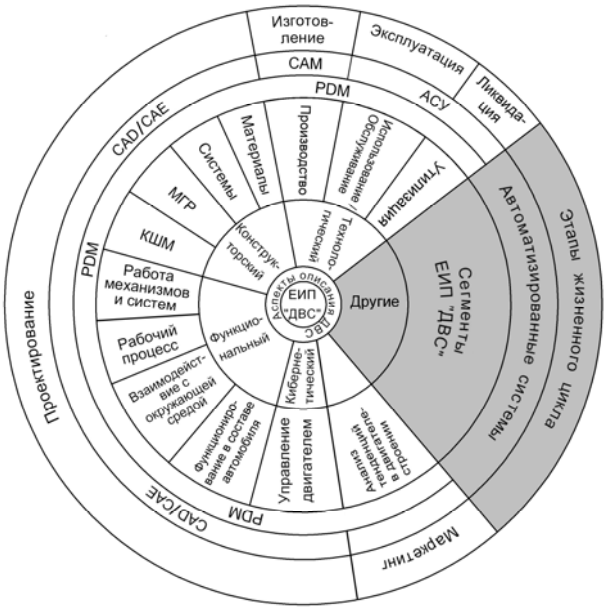


Рис. 1. Структурная схема ЕИП «ДВС»

На кафедре «Теплотехника и автотракторные двигатели» МАДИ для разработки моделей конструкции элементов ДВС используется система T-Flex CAD 3D. Ее особенностью является встроенный механизм параметризации. Все модели, которые разрабатываются в данной системе, являются параметрическими. Под параметризацией понимается выделение наиболее значимых параметров и установление функциональной связи между ними (рис. 2). Преимуществом параметризации является сокращение времени и затрат на проведение проектирования.

На базе системы T-Flex CAD были разработаны подсистемы, обеспечивающие проектирование кривошипно-шатунного и газораспределительного механизмов, которые реализуются через ЕИП «ДВС».

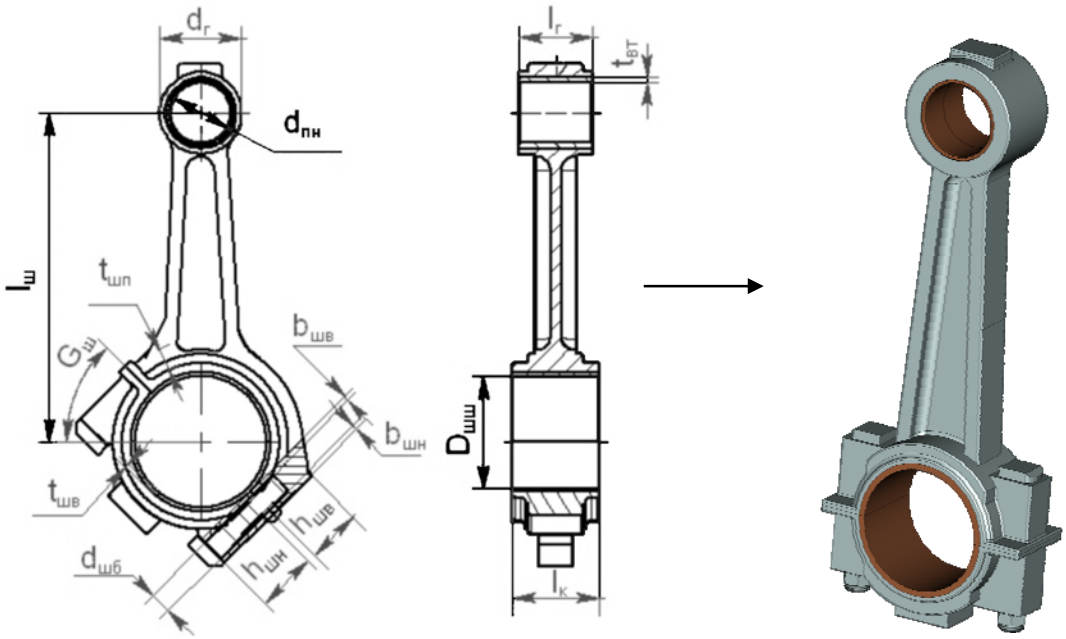


Рис. 2. Формирование обобщенной параметрической модели шатуна от двухмерной параметрической схемы к трехмерной модели

Основные направления использования разработанных параметрических моделей элементов конструкции двигателя внутреннего сгорания

Трехмерные модели деталей ДВС могут применяться для определения массово-геометрических параметров двигателя, таких как масса, площадь наружной поверхности, габариты двигателя и т. д. Указанные параметры необходимы для выполнения динамических, виброакустических и других расчетов.

Например, с использованием разработанных моделей было выполнено исследование влияния коэффициента короткоходности $K = S/D$ на уровень структурного шума ряда дизелей [2].

В ходе данного исследования проводилась оценка изменения массово-геометрических параметров дизелей при варьировании коэффициента K в случаях фиксации межцилиндрового расстояния $a_{м.ц}$ и толщины рубашки охлаждения между соседними цилиндрами $t_{в.ц}$. В случае фиксированной величины $t_{в.ц}$ с ростом K происходит уменьшение массы двигателя, его длины и площади наружной поверхности, а в случае постоянства $a_{м.ц}$ данные параметры меняются незначительно.

В результате с увеличением K двигателя 4ЧН 11/12,5 происходит уменьшение уровня шума от рабочего процесса соответственно на 2,3 дБ (при постоянстве $a_{м.ц}$) и 2,6 дБ (при постоянстве $t_{в.ц}$), уровень шума от перекладок поршней практически не меняется, а общий уровень структурного шума снижается на 0,9 дБ ($a_{м.ц}$ = const) и 1,3 дБ ($t_{в.ц}$ = const). Для других двигателей наблюдается аналогичная картина (рис. 3).

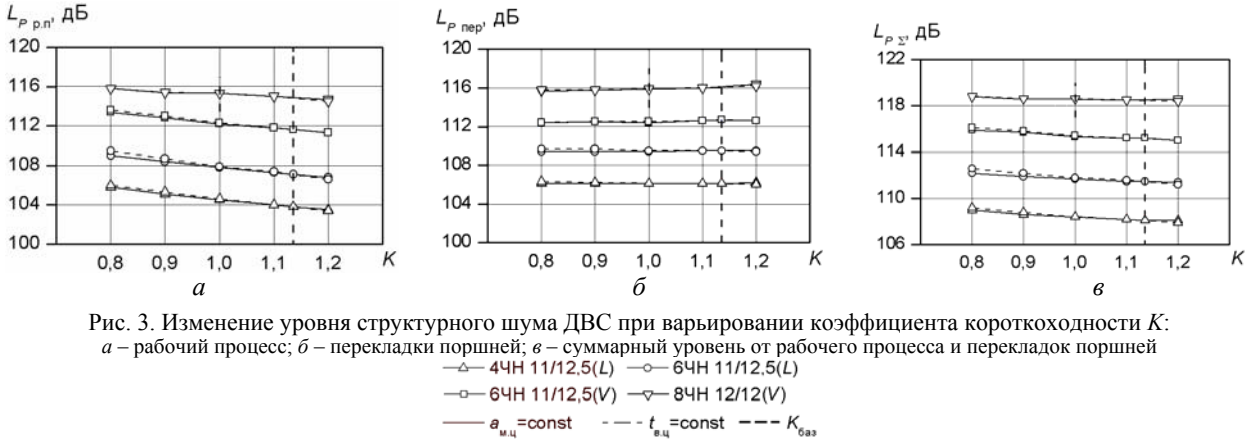


Рис. 3. Изменение уровня структурного шума ДВС при варьировании коэффициента короткоходности K: *а* – рабочий процесс; *б* – перекладки поршней; *в* – суммарный уровень от рабочего процесса и перекладок поршней

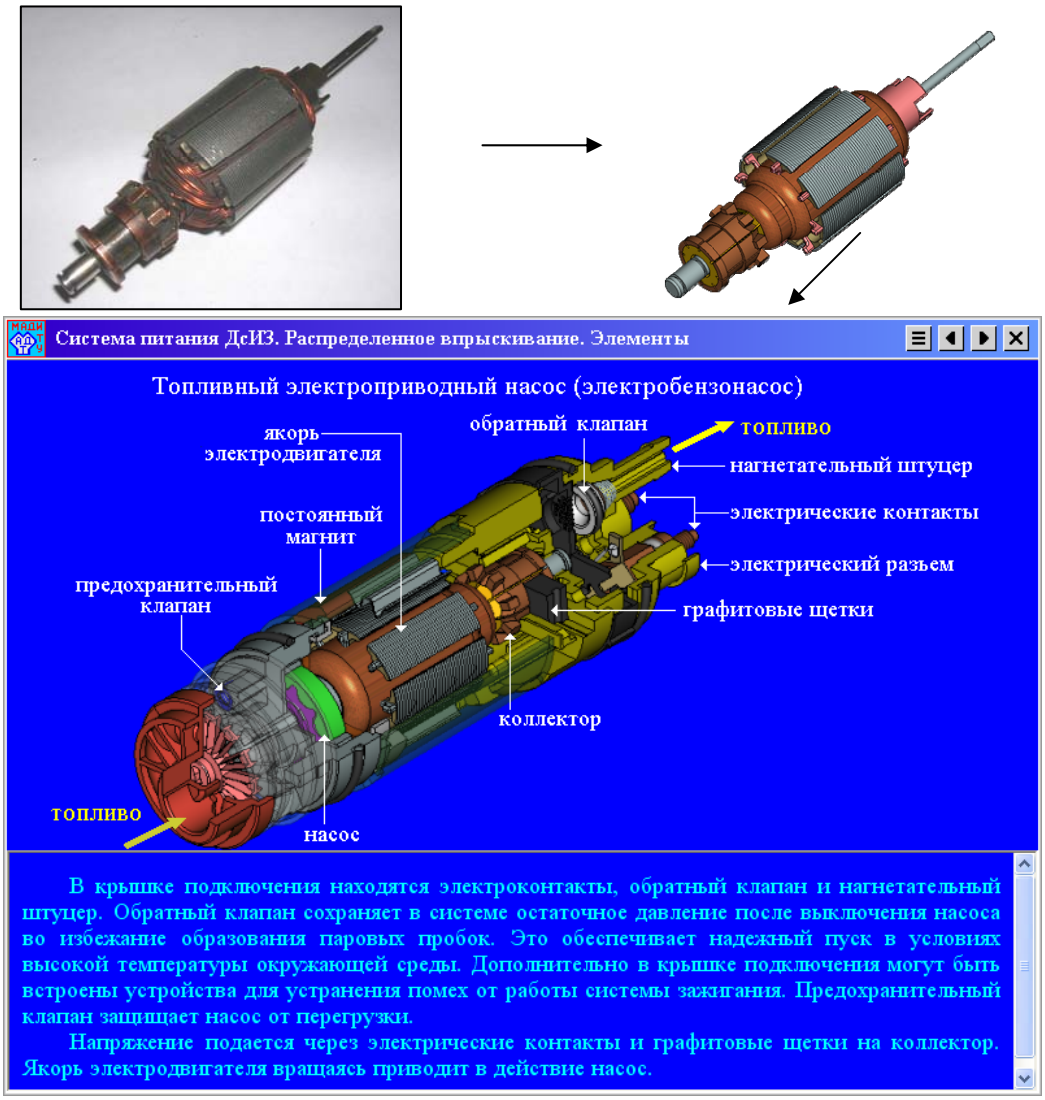


Рис. 4. Использование трехмерных моделей, разработанных студентами в компьютерной лекции по системам питания двигателей с искровым зажиганием

Трехмерные модели корпусных деталей двигателя служат основой для разработки конечно-элементных моделей. Данные модели используются в CAE-системах при определении собственных и вынужденных форм и частот колебаний конструкции двигателя, выполнении прочностных расчетов.

Важным направлением использования системы трехмерного моделирования в учебном процессе является обучение студентов специальности 140501 «Двигатели внутреннего сгорания» приемам работы в системе T-Flex CAD, поскольку современный инженер должен владеть подобными инструментальными средствами, повсеместно используемыми на производстве.

Обучение приемам трехмерного моделирования начинается со знакомства с системой и простейшими операциями при работе с ней. После получения базовых знаний группе учащихся выдается задание разработать модель механизма или системы двигателя внутреннего сгорания.

Таким образом, при выполнении задания студентам необходимо обмениваться информацией, схемами параметризации, в результате чего у них формируется навык работы в команде. Полученные знания в дальнейшем они используют при выполнении бакалаврской и магистерской работ, подготовке дипломного проекта.

Результаты работы студентов также используются при разработке компьютерных лекций, входящих в состав интегрированного обучающего комплекса «Двигатели внутреннего сгорания» (рис. 4).

Фотореалистические изображения элементов конструкции двигателя и видеоролики, визуализирующие работу его механизмов и систем, делают компьютерные лекции более наглядными и позволяют повысить интерес к изучению материала и полноту его усвоения.

Выводы

1. Использование современных информационных технологий обеспечивает рост интеграции учебного процесса и научной работы. Это позволяет повысить уровень подготовки специалистов в области двигателей и ускорить их адаптацию в рабочий процесс на предприятии.

2. Реализация трехмерного моделирования позволяет разрабатывать параметрические модели и обеспечивать формирование компонентов ЕИП «ДВС».

3. Разработанные трехмерные модели применяются многоаспектно: при проведении акустических, динамических, прочностных и прочих расчетов, в компьютерных лекциях для визуализации конструкции и функционирования механизмов и систем двигателя внутреннего сгорания.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Шатров, М. Г.* Формирование компонентов единого информационного пространства для обеспечения жизненного цикла двигателей внутреннего сгорания: дис. … д-ра техн. наук 05.04.02: защищена 27.03.07 / М. Г. Шатров; МАДИ (ГТУ). – М., 2007. – 403 с.

2. *Яковенко, А. Л.* Разработка методики и инструментальных средств для прогнозирования структурного шума двигателя внутреннего сгорания: дис. … канд. техн. наук 05.04.02: защищена 20.10.09 / А. Л. Яковенко; МАДИ (ГТУ). – М., 2009. – 146 с.

3. *Шатров, М. Г.* Особенности использования трехмерного моделирования для описания конструкции двигателя внутреннего сгорания / М. Г. Шатров, А. Л. Яковенко // Системы проектирования, технологической подготовки производства и управления этапами жизненного цикла промышленного продукта (CAD/CAM/PDM – 2008): сб. докл. 8-й Международной конференции. – М.: Институт проблем управления РАН, 2008. – С. 45–48.

УДК 621.436

В. А. Марков, С. Н. Девянин

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ СМЕСЕЙ ДИЗЕЛЬНОГО ТОПЛИВА И МЕТИЛОВОГО ЭФИРА ПОДСОЛНЕЧНОГО МАСЛА В КАЧЕСТВЕ ТОПЛИВА ДЛЯ ДИЗЕЛЕЙ

Московский государственный технический университет им. Н. Э. Баумана,
Московский государственный агроинженерный университет им. В. П. Горячкина
(e-mail: markov@power.bmstu.ru, devta@rambler.ru)

Показаны преимущества использования в дизелях биотоплив, производимых на основе растительных масел. Приведены результаты экспериментальных исследований дизеля типа Д-245.12С малотоннажного автомобиля ЗиЛ 5301 «Бычок», работающего на смеси дизельного топлива и метилового эфира подсолнечного масла. Подтверждена возможность значительного улучшения показателей токсичности отработавших газов исследуемого дизеля при его работе на смесевом биотопливе.

Ключевые слова: дизельный двигатель, дизельное топливо, подсолнечное масло, метиловый эфир подсолнечного масла, смесевое биотопливо, токсичность отработавших газов.

Advantages of diesel engines application of biofuels produced on the basis of vegetable oils are shown. Results of experimental research of a vehicle diesel engine of the type D-245.12S of the small tonnage car ZiL 5301 «Bychok» running on mixture diesel fuel and sunflower oil methyl ester have been shown. The possibility of the substantial improvement of toxicity factors of exhaust gases of the investigated diesel engine is confirmed in its operation on mixed biofuel.

Keywords: diesel engine, diesel fuel, sunflower oil, sunflower oil methyl ester, mixed biofuel, exhaust gas toxicity.

Истощение мировых запасов нефти, нарастающий дефицит нефтепродуктов и повышение цен на традиционные моторные топлива вынуждают двигателестроителей искать им замену. В последнее время все более широкое применение в качестве топлива для дизелей находят топлива, производимые из растительных масел [1,2]. Это объясняется простотой и экологичностью процесса получения растительных масел, их сравнительно невысокой стоимостью и приемлемой воспламеняемостью в условиях камеры сгорания (КС) дизеля.

В условиях Российской Федерации использование для производства биодизельного топлива подсолнечного масла представляется весьма привлекательным. Если в мировом производстве растительных масел ведущее место занимают соевое и рапсовое масло, то в России наиболее распространенным растительным маслом является подсолнечное масло. По данным Госкомстата в 2000 г. в РФ посевные площади под этой сельскохозяйственной культурой равнялись примерно 4600 тыс. га, а валовый сбор семян подсолнечника – около 4000 тыс. тонн при средней урожайности 9,0 ц/га. Это растительное масло вызывает дополнительный интерес еще и потому, что производство биодизельного топлива может быть организовано из отработанного фритюрного подсолнечного масла, широко применяемого в пищевой промышленности и системе общественного питания.

Известно ряд работ, посвященных исследованию дизелей, работающих на метиловом эфире подсолнечного масла и его смесях с дизельным топливом (ДТ) [3,4,5]. Вместе с тем, вопрос о применении смесей МЭПМ и ДТ в качестве топлива для отечественных транспортных дизелей является недостаточно изученным. Для подтверждения возможности использования этих смесей в качестве моторного топлива проведены экспериментальные исследования дизеля Д-245.12С (4ЧН 11/12,5) Минского моторного завода, устанавливаемого на малотоннажные грузовые автомобили ЗиЛ-5301 «Бычок».

Дизель исследован на моторном стенде АМО «ЗиЛ» на режимах внешней скоростной характеристики и режимах 13-ступенчатого испытательного цикла Правил 49 ЕЭК ООН с установочным УОВТ $\theta=13^{o}$ поворота коленчатого вала до ВМТ и неизменным положением упора дозирующей рейки (упора максимальной подачи топлива). Исследовались товарное дизельное топливо и его смесь с метиловым эфиром подсолнечного масла, содержащая 95 % ДТ и 5 % МЭПМ. Некоторые физико-химические свойства дизельного топлива и указанной смеси, а также свойства МЭРМ и МЭПМ представлены в табл. 1.

Таблица 1

Физико-химические свойства топлив

Физико-химические свойства	Топлива			
	ДТ	МЭРМ	МЭПМ	95% ДТ+5% МЭРМ
Плотность при 20 °С, кг/м^3	830	877	886	833
Вязкость кинематическая при 20 °С, мм^2/с	3,8	8,0	7,0	4,5
Коэффициент поверхностного натяжения σ при 20 °С, мН/м	27,1	30,7	–	–
Теплота сгорания низшая, кДж/кг	42500	37800	37200	42200
Цетановое число	45	48	47	–
Температура самовоспламенения, °С	250	230	–	–
Температура помутнения, °С	–25	–13	–13	–
Температура застывания, °С	–35	–21	–17	–
Количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг вещества, кг	14,3	12,67	12,53	14,23
Содержание, % по массе				
С	87,0	77,6	76,7	86,5
Н	12,6	12,2	12,2	12,6
О	0,4	10,2	11,1	0,9
Общее содержание серы, % по массе	0,20	0,002	–	–
Коксуемость 10 %-ного остатка, % по массе	0,2	0,3	–	–
Кислотность, мг КОН / 100 мл топлива	–	0,5	0,2	–

Примечание: «–» – свойства не определялись; для смесей указано объемное процентное содержание компонентов; ДТ – дизельное топливо; МЭРМ – метиловый эфир рапсового масла; МЭПМ – метиловый эфир подсолнечного масла.

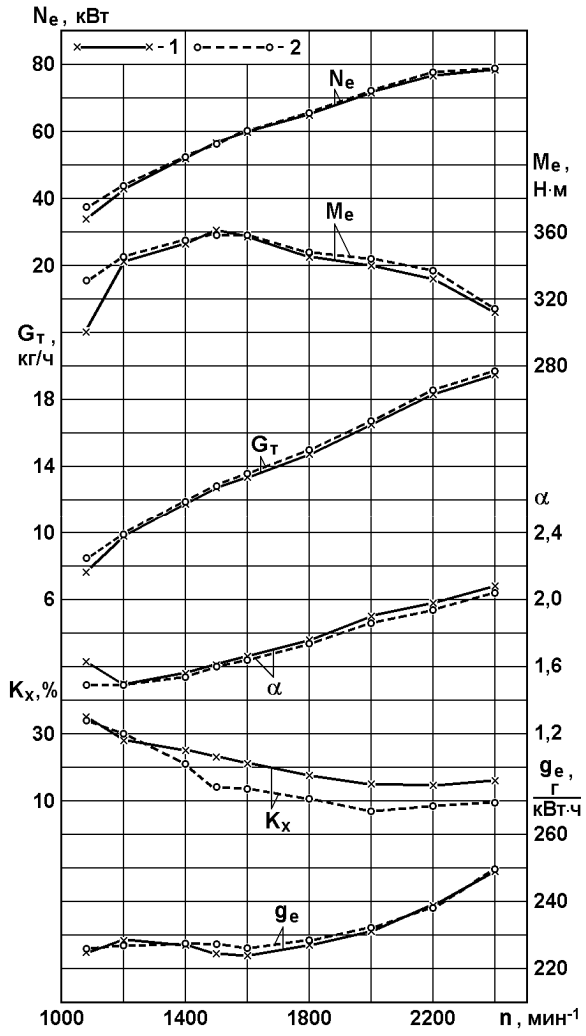


Рис. 1. Зависимость эффективной мощности N_e, крутящего момента M_e, часового расхода топлива $G_т$, коэффициента избытка воздуха α, дымности ОГ K_x и удельного эффективного расхода топлива g_e от частоты вращения n коленчатого вала дизеля Д-245.12С на режимах внешней скоростной характеристики при использовании различных топлив:
1 – ДТ; *2* – смесь 95 % ДТ + 5 % МЭПМ

На первом этапе исследований проведены испытания дизеля Д-245.12С на чистом дизельном топливе и на смеси 95% ДТ и 5% МЭПМ на режимах внешней скоростной характеристики. Результаты этих исследований представлены на рис. 1.

Меньшая теплотворной способности смесевого биотоплива привела к тому, что на большинстве режимов при использовании смеси 95 % ДТ и 5 % МЭПМ удельный эффективный расход топлива g_e оказался выше, чем при работе на ДТ. В частности, при переходе с ДТ на смесевое биотопливо на режиме максимальной мощности с частотой вращения коленчатого вала n=2400 мин$^{-1}$ удельный эффективный расход топлива g_e увеличился от 249,0 до 249,6 г/(кВт·ч), а на режиме максимального крутящего момента при n = 1500 мин$^{-1}$ – от 224,3 до 227,3 г/(кВт·ч). Но при этом изменения эффективного КПД дизеля η_e превышали 0,6–0,8 % (табл. 2).

Вместе с тем, наличие в молекулах МЭПМ атомов кислорода привело к заметному уменьшению дымности ОГ при работе исследуемого дизеля на смесевом биотопливе. Так, на режиме максимальной мощности при n = 2400 мин$^{-1}$ переход с ДТ на смесь 95 % ДТ и 5 % МЭПМ сопровождался снижением дымности ОГ K_x от 16,0 до 9,5 % по шкале Хартриджа, а на режиме максимального крутящего момента при n = 1500 мин$^{-1}$ – от 23,0 до 14,0 % по шкале Хартриджа.

Результаты экспериментальных исследований Д-245.12С на режимах 13-ступенчатого испытательного цикла представлены на рис. 2. При использовании смесевого биотоплива отмечена тенденция некоторого увеличения концентрации в ОГ оксидов азота C_{NOx} (см. рис. 2, *а*).

Таблица 2

Показатели дизеля Д-245.12С на различных топливах

Показатели дизеля	Вид топлива	
	ДТ	95% ДТ+5% МЭПМ
Часовой расход топлива $G_т$, кг/ч:		
на режиме максимальной мощности	19,50	19,69
на режиме максимального крутящего момента	12,70	12,80
Крутящий момент M_e, Н·м:		
на режиме максимальной мощности	312	314
на режиме максимального крутящего момента	361	358
Дымность ОГ K_x, % по шкале Хартриджа:		
на режиме максимальной мощности	16,0	9,5
на режиме максимального крутящего момента	23,0	14,0
Удельный эффективный расход топлива g_e, г/(кВт·ч):		
на режиме максимальной мощности	249,0	249,6
на режиме максимального крутящего момента	224,3	227,3

Окончание табл. 2

Показатели дизеля	Вид топлива	
	ДТ	95% ДТ+5% МЭПМ
Эффективный КПД дизеля η_e:		
на режиме максимальной мощности	0,340	0,342
на режиме максимального крутящего момента	0,378	0,375
Условные (средние) показатели топливной экономичности на режимах 13-ступенчатого цикла:		
эффективный расход топлива $g_{e\ усл}$, г/(кВт·ч)	247,89	249,96
эффективный КПД $\eta_{e\ усл}$	0,3417	0,3413
Интегральные выбросы токсичных компонентов на режимах 13-ступенчатого цикла, г/(кВт·ч):		
оксиды азота e_{NOx}	6,862	7,464
монооксид углерода, e_{CO}	2,654	2,525
несгоревшие углеводороды, e_{CHx}	0,719	0,668

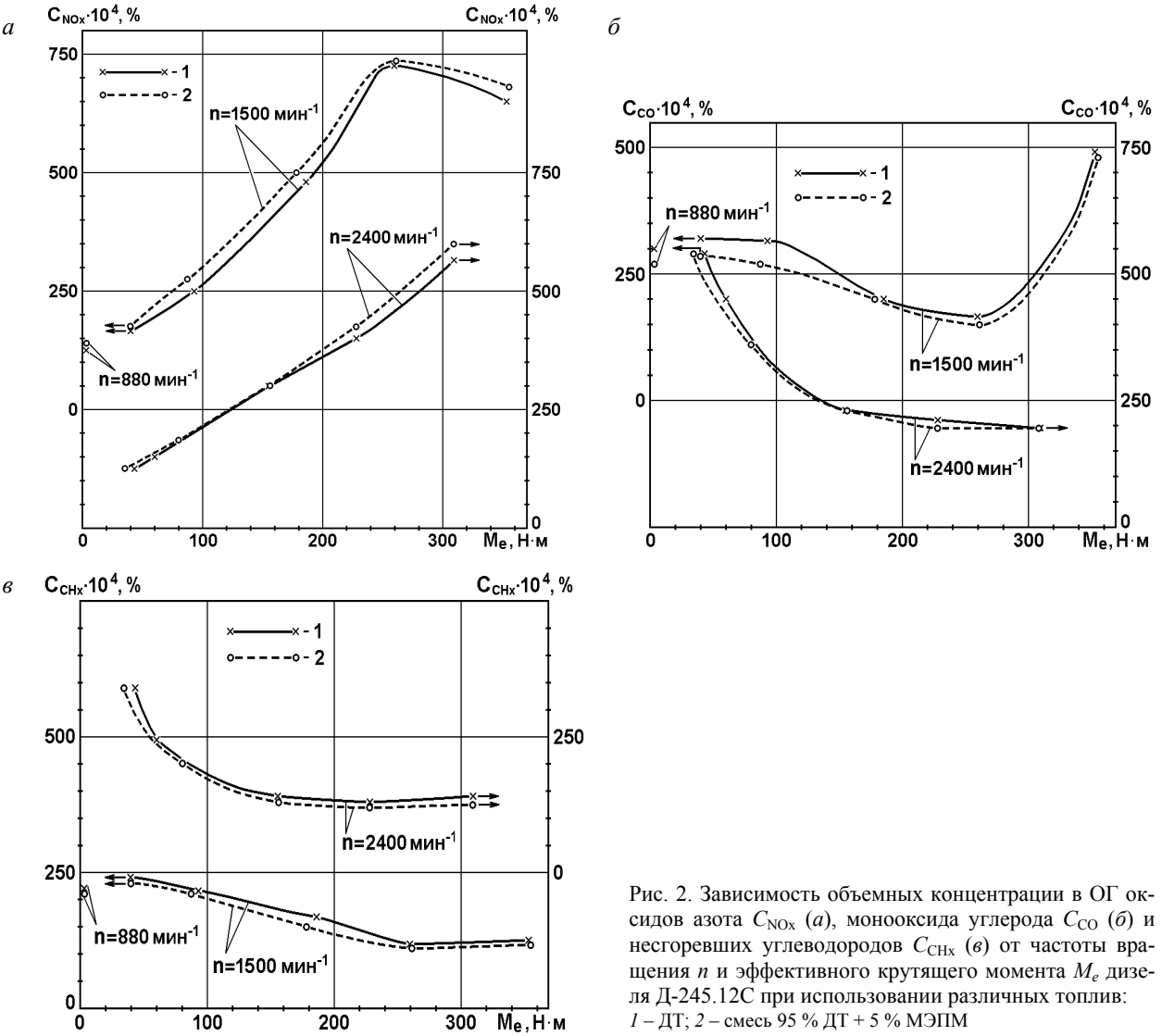


Рис. 2. Зависимость объемных концентрации в ОГ оксидов азота C_{NOx} (*а*), монооксида углерода C_{CO} (*б*) и несгоревших углеводородов C_{CHx} (*в*) от частоты вращения n и эффективного крутящего момента M_e дизеля Д-245.12С при использовании различных топлив:
1 – ДТ; *2* – смесь 95 % ДТ + 5 % МЭПМ

Так, перевод дизеля с ДТ на смесь 95 % ДТ и 5 % МЭПМ на режиме холостого хода при n = 880 мин$^{-1}$ сопровождался ростом концентрации C_{NOx} от 0,0125 до 0,0140 %, на режиме максимального крутящего момента при n = 1500 мин$^{-1}$ – от 0,0650 до 0,0680 %, на режиме максимальной мощности при n = 2400 мин$^{-1}$ – от 0,0565 до 0,0600 %.

При использовании смесевого биотоплива

отмечена тенденция снижения содержания в ОГ монооксида углерода C_{CO} (см. рис. 2, *б*). Перевод дизеля с ДТ на смесь 95 % ДТ и 5 % МЭПМ на режиме холостого хода при n = 880 мин$^{-1}$ сопровождался снижением значения C_{CO} от 0,0300 до 0,0270 %, на режиме максимального крутящего момента при n = 1500 мин$^{-1}$ – от 0,0490 до 0,0480 %, а на режиме максимальной мощности при n = 2400 мин$^{-1}$ значения C_{CO} оказались одинаковыми и равными 0,0195 %.

Наибольшее положительное влияние вид топлива оказывает на концентрацию в ОГ углеводородов C_{CHx} (см. рис. 2, *в*). При переводе дизеля с ДТ на смесь 95 % ДТ и 5 % МЭПМ на режиме холостого хода при n = 880 мин$^{-1}$ отмечено снижение значения C_{CHx} от 0,0220 до 0,0210 %, на режиме максимального крутящего момента при n = 1500 мин$^{-1}$ – от 0,0125 % до 0,0115 %, на режиме максимальной мощности при n = 2400 мин$^{-1}$ – от 0,0140 % до 0,0125 %.

По приведенным на рис. 2 характеристикам содержания в ОГ нормируемых токсичных компонентов (NO_x, CO, CH_x) рассчитаны их интегральные удельные массовые выбросы на режимах 13-ступенчатого цикла (соответственно e_{NOx}, e_{CO}, e_{CHx}). Оценка расхода топлива проведена по среднему на режимах 13-ступенчатого цикла (условному) удельному эффективному расходу топлива $g_{e\ усл}$, а также соответствующего ему эффективному КПД дизеля $\eta_{e\ усл}$.

Представленные в табл. 2 данные подтверждают возможность улучшения экологических показателей дизеля Д-245.12С при его переводе с ДТ на смесь 95 % ДТ и 5 % МЭПМ. Так, при работе на смесевом биотопливе на режимах максимальной мощности и максимального крутящего момента дымность ОГ снизилась примерно на 40 % по сравнению с использованием ДТ. Удельный массовый выброс углеводородов e_{CHx} уменьшился с 0,719 до 0,668 г/(кВт·ч), т. е. на 7,1 %, выброс монооксида углерода e_{CO} снизился с 2,654 до 2,525 г/(кВт·ч), т. е. на 4,9 %. При этом выброс оксидов азота e_{NOx} возрос с 6,862 до 7,464 г/(кВт·ч), т. е. на 8,8 %, а условный эффективный КПД дизеля $\eta_{e\ усл}$ практически не изменился ($\eta_{e\ усл} \approx 0{,}341$, см. табл. 2). В целом, исследования подтвердили эффективность использования смесей ДТ и МЭПМ в качестве топлива для отечественных дизелей.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Биоэнергетика: Мировой опыт и прогнозы развития / Л. С. Орсик, Н. Т. Сорокин, В. Ф. Федоренко [и др.]; под ред. В. Ф. Федоренко. – М.: ФГНУ «Росинформагротех», 2008. – 404 с.

2. *Льотко, В.* Применение альтернативных топлив в двигателях внутреннего сгорания / В. Льотко, В. Н. Луканин, А. С. Хачиян. – М. : Изд-во МАДИ (ТУ), 2000. – 311 с.

3. *Zubik, J.* Diesel Engine Combustion of Sunflower Oil Fuels / J. Zubik, S. C. Sorenson, C. E. Goering // Transactions of the ASAE, 1984. – Vol. 27. – № 5. – P. 1252–1256.

4. *Kaufman, K. R.* Sunflower Methyl Esters for Direct Injected Diesel Engines / K. R. Kaufman, M. Ziejewski // Transactions of the ASAE, 1984. – Vol. 27. – № 6. – P. 1626–1633.

5. *Ikilic, C.* Investigation of the Effect of Sunflower Oil Methyl Ester on the Performance of a Diesel Engine / C. Ikilic, H. Yucesu // Energy Sources, 2006. – Vol. 27. – № 13. – P. 1225–1234.

УДК 621.436.038

Л. В. Грехов, В. А. Марков, С. Н. Девянин

ИССЛЕДОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПРОЦЕССА ТОПЛИВОПОДАЧИ И ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДИЗЕЛЯ, РАБОТАЮЩЕГО НА СМЕСЕВЫХ БИОТОПЛИВАХ

Московский государственный технический университет им. Н. Э. Баумана,
Московский государственный агроинженерный университет им. В. П. Горячкина

(e-mail: lgrekhov@power.bmstu.ru, markov@power.bmstu.ru, devta@rambler.ru)

Представлены результаты расчетных исследований процесса топливоподачи дизеля Д-245.12С, работающего на смесях дизельного топлива и рапсового масла. Проведены экспериментальные исследования дизеля на указанных смесях различного состава. Показана возможность улучшения показателей токсичности отработавших газов при использовании смесевых биотоплив.

Ключевые слова: дизельный двигатель, процесс топливоподачи, дизельное топливо, рапсовое масло, смесевое биотопливо, характеристики токсичности отработавших газов.

Results of calculation research of fuel injection process for diesel engine D-245.12C running on diesel fuel and rapeseed mixture have been shown. Experimental research of diesel running on the mentioned mixtures of different composition has been conducted. Opportunities of exhaust gases toxicity characteristics improvement when using mixture biofuel have been shown.

Keywords: diesel engine, fuel injection process, diesel fuel, rapeseed oil, mixture biofuel, exhaust gases toxicity characteristics.

В настоящее время все более широкое распространение получают моторные топлива, произведенные из растительного сырья [1,2]. Привлекательность этих топлив заключается не только в возможности их получения из возобновляемых сырьевых ресурсов, но и в наличии в молекулах этих биотоплив атомов кислорода. Это позволяет использовать биотоплива в качестве кислородсодержащих присадок (оксигенатов) к традиционным бензину и дизельному топливу, значительно улучшающих показатели токсичности отработавших газов (ОГ) двигателей внутреннего сгорания.

Применительно к дизельным двигателям перспективными считаются топлива, производимые из растительных масел. Для получения биотоплив могут быть использованы более 50 различных масличных культур. В условиях Российской Федерации наиболее подходящей масличной культурой является рапс. С одного гектара посевов рапса можно получить до 3 тонн маслосемян и до 1,0 тонны рапсового масла (РМ) [2]. Рапсовое масло может быть использовано в качестве топлива для дизелей в «чистом» виде или в виде микроэмульсий с некоторыми альтернативными топливами. Кроме того из РМ получают метиловый или этиловый эфиры, которые применяются как самостоятельное топливо или как биодобавка к дизельному топливу (ДТ). Возможны и другие пути использования биотоплив на основе рапсового масла. Но наиболее простым способом применения рапсового масла представляется работа дизеля на смесях ДТ и РМ. Эти два компонента хорошо смешиваются в любых пропорциях, образуя стабильные смеси. Подбором состава этих смесей можно обеспечить приближение их физико-химических свойств к свойствам стандартного ДТ. Тем не менее, добавление в ДТ даже небольшого количества РМ все же приводит к изменению этих свойств.

В качестве примера в табл. 1 приведены физико-химические свойства ДТ, РМ и их смесей различного состава. По данным табл. 1 следует отметить, что рапсовое масло отличается от ДТ большей плотностью, повышенной вязкостью, большим поверхностным натяжением. Наибольшие различия между ДТ и РМ отмеча-

Таблица 1

Физико-химические свойства дизельного топлива, рапсового масла и их смесей

Физико-химические свойства	Топлива				
	ДТ	РМ	80 % ДТ+20 % РМ	60 % ДТ+40 % РМ	40 % ДТ+60 % РМ
Плотность при 20 °С, кг/м^3	830	916	848	865	882
Вязкость кинематическая при 20 °С, мм^2/с	3,8	75	9	19	30
Коэффициент поверхностного натяжения σ при 20 °С, мН/м	27,1	33,2	–	–	–
Теплота сгорания низшая, кДж/кг	42500	37300	41500	40400	39400
Цетановое число	45	36	–	–	–
Температура самовоспламенения, °С	250	318	–	–	–
Температура помутнения, °С	–25	–9	–	–	–
Температура застывания, °С	–35	–20	–	–	–
Количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг вещества, кг	14,3	12,6	13,9	13,5	13,1
Содержание, % по массе					
C	87,0	78,0	–	–	–
H	12,6	10,0	–	–	–
O	0,4	12,0	–	–	–
Общее содержание серы, % по массе	0,20	0,002	–	–	–
Коксуемость 10 %-ного остатка, % по массе	0,2	0,4	–	–	–
Фактический модуль упругости топлива в каналах топливоподающей аппаратуры при нормальных условиях, МПа·10^{-9}	1,493	1,841	1,552	1,615	1,684
Скорость звука фактическая при нормальных условиях, м/с	1341	1417	1353	1367	1382

Примечание: «–» – свойства не определялись; ДТ – дизельное топливо по ГОСТ 305–82; РМ – рапсовое масло; для смеси ДТ и РМ указано объемное процентное содержание компонентов

ются по их вязкости. Так, при нормальной температуре (t=20 °С) вязкость РМ на порядок выше, чем у ДТ ($\nu_т$=75 мм^2/с у РМ и $\nu_т$=3,8 мм^2/с у ДТ, см. табл. 1). Но при повышении температуры вязкость РМ быстро снижается: при температуре t=40 °С, характерной для работы систем топливоподачи автотракторных дизелей, его вязкость уменьшается вдвое – до $\nu_т$=36 мм^2/с, а при t=70 °С – до $\nu_т$=17,5 мм^2/с.

Отличия физических свойств РМ от свойств ДТ оказывает влияние на протекание рабочих процессов дизелей, в первую очередь – на процессы топливоподачи и смесеобразования. Поэтому необходимо проведение углубленных исследований процесса топливоподачи в дизеле при его работе на РМ и его смесях с ДТ. Такое расчетное исследование проведено с использованием программного комплекса «Впрыск», разработанного в МГТУ им. Н. Э. Баумана [3,4]. Объектом расчетных и экспериментальных исследований являлась система топливоподачи дизеля типа Д-245.12С (4ЧН 11/12,5) малотоннажных грузовых автомобилей ЗиЛ-5301 «Бычок». В этом дизеле с полуразделенной камерой сгорания (КС) типа ЦНИДИ, организовано объемно-пленочное (пристеночное) смесеобразование с частичным попаданием струй на горячие кромки горловины и внутренние стенки КС. Это позволяет обеспечить стабильное воспламенение смесевого биотоплива, отличающегося от ДТ худшей воспламеняемостью.

Исследуемая топливная система дизеля типа Д-245.12С включала ТНВД типа *PP4M10U1f* фирмы *Motorpal*, соединенный топливопроводами высокого давления с форсунками ФДМ-22 завода «Куроаппаратура» (г. Вильнюс) с распылителями типа *DOP 119S534* фирмы *Motorpal*. Численные эксперименты были проведены для режима с частотой вращения кулачкового вала ТНВД $n_{тн}$ = 1200 мин$^{-1}$ и цикловой подачей $g_ц$ = = 0,067 г. Как показали расчеты, на указанном режиме при работе на ДТ обеспечивается максимальное давление впрыскивания $p_{впр.max}$ = 49,5 МПа при среднем давлении впрыскивания $p_{впр.ср}$ = = 26,9 МПа и действительной продолжительности впрыскивания $\varphi_{впр.действ}$ = 8,37 град поворота кулачкового вала ТНВД.

Для анализа показателей процесса топливоподачи дизеля, работающего на биотопливах, были проведены расчеты этого процесса при работе на ДТ, РМ и смесях ДТ и РМ различного состава. Данные табл. 1 свидетельствуют о небольшой разнице плотностей ДТ и РМ. Причем, несколько большая плотность РМ отчасти компенсируется его меньшей теплотворной способностью. Поэтому при переводе дизеля с ДТ на РМ в первом приближении допустимо отсутствие перенастройки упора максимальной подачи топлива, и активный ход плунжера принят неизменным. С учетом принятых допущений проведены расчеты процесса топливоподачи на трех режимах работы дизеля Д-245.12С: режиме максимальной мощности с частотой вращения коленчатого вала n = 2400 мин$^{-1}$ ($n_{тн}$ = 1200 мин$^{-1}$) и цикловой подачей топлива $g_ц$ = 0,067 г (активным ходом плунжера $h_{пл.ак}$ = 1,033 мм) при его работе на смесях ДТ и РМ различного состава. Полученные при расчете диаграммы изменения давления впрыскивания по углу поворота кулачкового вала при использовании ДТ и РМ на режиме с $n_{тн}$ = 1200 мин$^{-1}$ и неизменном номинальном активном ходе плунжера $h_{пл.ак}$ = 1,033 мм приведены на рис. 1 (соответственно тонкая и толстая линии).

С использованием полученных диаграмм изменения давления топлива по углу поворота

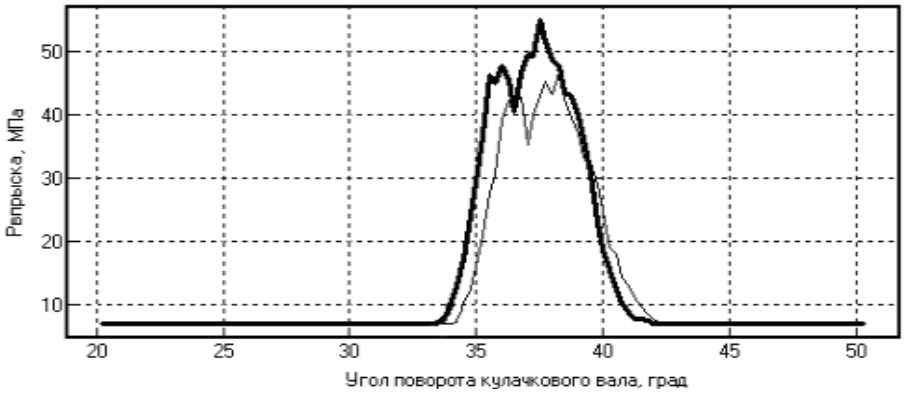


Рис. 1. Изменение давления впрыскивания $p_{впр}$ по углу поворота кулачкового вала при использовании в качестве топлива ДТ (тонкая линия) и РМ (толстая линия) на режиме с $n_{тн}$ = 1200 мин$^{-1}$ и $h_{пл.ак}$ = 1,033 мм

кулачкового вала ТНВД и других расчетных данных получены зависимости основных показателей процесса топливоподачи от состава смесей ДТ и РМ, содержащих от 0 до 100 % РМ на режиме с $n_{тн}$ = 1200 мин$^{-1}$ и $h_{пл.ак}$ = 1,033 мм. Результаты расчетов свидетельствуют о непрерывном увеличении объемной цикловой подачи топлива $q_ц$ по мере увеличения доли РМ в смесевом биотопливе $C_{РМ}$ при неизменном активном ходе плунжера $h_{пл}$. Так, при $C_{РМ}$ = 0 (работа на чистом ДТ) объемная цикловая подача топлива составила $q_ц$ = 81,7 мм^3, а при $C_{РМ}$ = 100 (работа на чистом РМ) – уже $q_ц$ = 82,9 мм^3. Такое увеличение $q_ц$ при росте $C_{РМ}$ происходит, в основном, за счет снижения сжимаемости РМ относительно ДТ. Указанное увеличение объемной цикловой подачи РМ объясняется уменьшением доли хода плунжера, необходимого для сжатия топлива до требуемого давления. Степень влияния вязкости топлива на объемную цикловую подачу ДТ, РМ и их смесей определить сложнее.

Плотность топлива оказывает влияние исключительно на массовую цикловую подачу. Поскольку РМ имеет плотность, примерно на 10 % большую, чем ДТ (табл. 1), то при одинаковой объемной цикловой подаче массовая цикловая подача РМ также будет приблизительно на 10% больше массовой цикловой подачи ДТ. Указанная тенденция зависимости массовой цикловой подачи смесевых биотоплива $g_ц$ от их плотности, которая, в свою очередь, зависит от доли РМ в смесевом биотопливе $C_{РМ}$, иллюстрируется рис. 2, где представлена характеристика массовой цикловой подачи смесевых биотоплива $g_ц$. Эти результаты свидетельствуют о том, что при переходе с чистого ДТ на чистое РМ массовая цикловая подача топлива $g_ц$ возросла с 0,0676 до 0,0760 г, т. е. на 12,0 %. С учетом того, что увеличение объемной цикловой подачи $q_ц$ составило при этом лишь около 1,5 % (с 81,7 до 82,9 мм^3), то увеличение массовой цикловой подачи за счет роста плотности оказалось равным примерно 10 %.

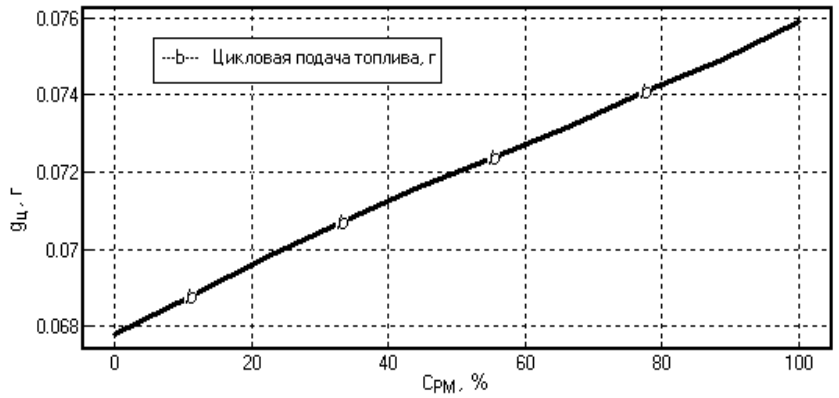


Рис. 2. Зависимость массовой цикловой подачи топлива от содержания РМ в смесевом биотопливе на режиме с $n_{тн}$ = 1200 мин$^{-1}$ и $h_{пл.ак}$ = 1,033 мм

Состав смесевого биотоплива влияет не только на величину цикловой подачи топлива, но и на фазы процесса топливоподачи, т.е. на моменты его начала и окончания (рис. 3). Расчеты показали, что при увеличении содержания РМ в смесевом биотопливе $C_{РМ}$ действительный угол начала подачи топлива $\varphi_{нач.\ дей}$ снижается (рис. 3).

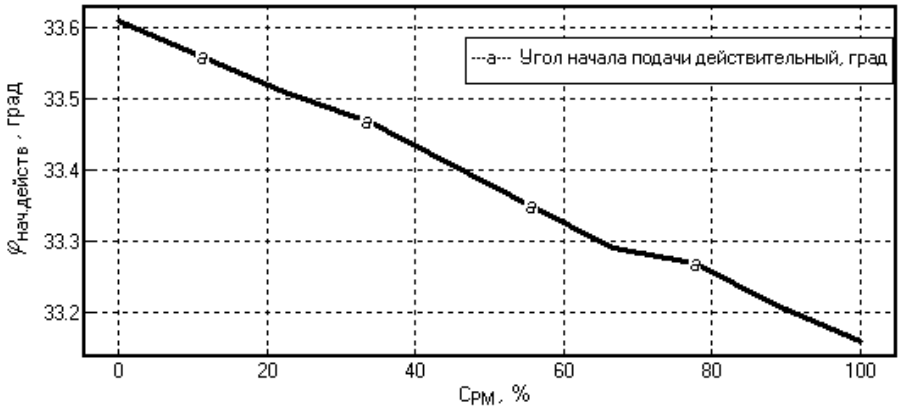


Рис. 3. Зависимость действительного угла начала подачи топлива от содержания РМ в смесевом биотопливе на режиме с $n_{тн}$ = 1200 мин$^{-1}$ и $h_{пл.ак}$ = 1,033 мм

Точное определение угла окончания подачи топлива $\varphi_{оконч.дей}$ осложняется тем, что в заключительной фазе процесса топливоподачи диаграммы изменения давления топлива на ряде режимов могут иметь разные характеристики впрыска, в том числе с различным количеством отдельных или почти сливающихся впрыскиваний. При этом продолжительность и угол окончания подачи скачкообразно изменяется, при этом получить монотонную, легко интерпретируемую зависимость для угла окончания впрыскивания не удается.

Состав смесевого биотоплива оказывает значительное влияние на давление топлива в линии высокого давления. При переходе от ДТ к РМ максимальное давление впрыскивания увеличивается от 49 до 57 МПа. Рост максимального давления впрыскивания при увеличении содержания РМ в смесевом биотопливе приводит и к росту среднего давления впрыскивания: при переходе от ДТ к РМ среднее давление впрыскивания $p_{впр.ср}$ увеличивается с 26,2 до 29,8 МПа.

Отмеченные при расчетных исследованиях особенности процесса топливоподачи в дизеле, работающем на биотопливах на основе РМ, оказывают заметное влияние на протекание процессов смесеобразования и сгорания. Для сопоставления полученных расчетных показателей процесса топливоподачи с показателями дизеля, работающего на смесевых биотопливах, проведены экспериментальные исследования дизеля типа Д-245.12С (4ЧН 11/12,5). Исследования проводились на моторном стенде АМО «ЗиЛ» на чистом ДТ и смесевом биотопливе, содержащем от 20 до 60 % (по объему) РМ. Результаты этих исследований представлены на рис. 4.

На режиме максимальной мощности при частоте вращения коленчатого вала n = 2400 мин$^{-1}$ увеличение концентрации РМ в смесевом биотопливе $C_{РМ}$ с 0 до 60 % приводит к росту удельного эффективного расхода топлива g_e с 249,0 до 265,1 г/(кВт·ч) и снижению дымности ОГ K_x – с 11,0 до 8,0 %. Указанное увеличение удельного расхода смесевого биотоплива объясняется его меньшей теплотворной способностью H_u (соответственно 42,5 и 39,4 МДж/кг соответственно у ДТ и смеси 40 % ДТ и 60 % РМ, см. табл. 1). При этом эффективность процесса сгорания при увеличении содержания РМ в смесевом биотопливе практически не изменялась. Так, изменения эффективного КПД исследуемого двигателя η_e при работе на топливах с различным содержанием рапсового масла не превышали 1,5 %, что сопоставимо с точностью определения величины g_e.

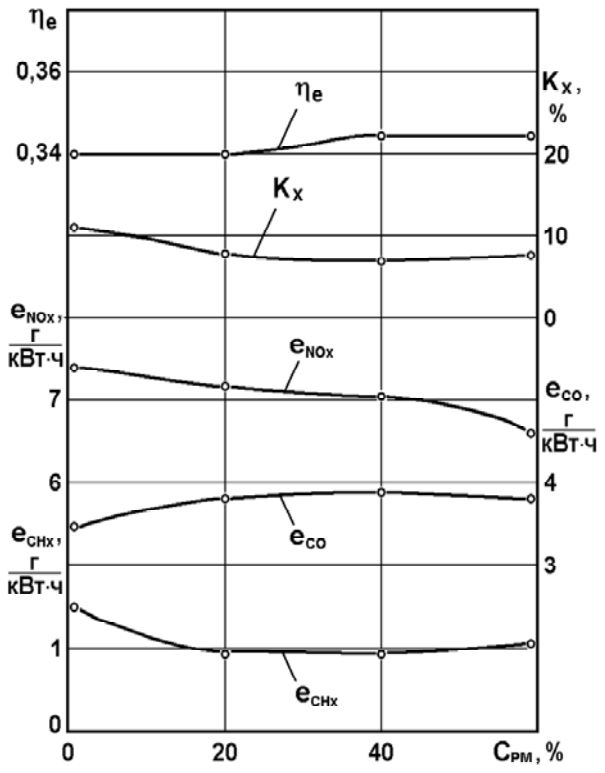


Рис. 4. Зависимость эффективного КПД двигателя η_e и дымности ОГ K_x режиме максимальной мощности при n = 2400 мин$^{-1}$, удельных массовых выбросов оксидов азота e_{NOx}, монооксида углерода e_{CO} и несгоревших углеводородов e_{CHx} на режимах 13-ступенчатого испытательного цикла от содержания рапсового масла $C_{рм}$ в смесевом биотопливе

Значения удельных массовых выбросов токсичных компонентов – оксидов азота e_{NOx}, монооксида углерода e_{CO}, несгоревших углеводородов e_{CHx}, представленные на рис. 4, подтвердили возможность заметного улучшения экологических показателей дизеля при использовании смесевых биотоплив. Их применение позволяет снизить выбросы наиболее значимых токсичных компонентов ОГ дизелей – оксидов азота NO_x, а также углеводородов CH_x. Увеличение содержания РМ в смесевом биотопливе $C_{РМ}$ с 0 до 60 % приводит к снижению удельных интегральных на режимах 13-ступенчатого испытательного цикла выбросов оксидов азота e_{NOx} с 7,442 до 6,597 г/(кВт·ч), т. е. на 11,4 %, и выбросов углеводородов e_{CHx} с 1,519 до 1,075 г/(кВт·ч), т. е. на 29,2 %. Причем минимум выбросов углеводородов (e_{CHx} = 0,949 г/(кВт·ч)) отмечен при содержании РМ в смесевом биотопливе $C_{РМ}$ = 40 %. Такое уменьшение выбросов оксидов азота NO_x и углеводородов CH_x обусловлено наличием в РМ около 12 %

кислорода, участвующего в окислении углерода и водорода, входящих в состав РМ. В результате уменьшается количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг топлива, и увеличивается суммарный коэффициент избытка воздуха. Это, с одной стороны, приводит к уменьшению максимальных температур сгорания и уменьшению выбросов NO_x, а с другой стороны – к более полному сгоранию топлива и снижению эмиссии CH_x.

В то же время увеличение содержания РМ в смесевом биотопливе $C_{РМ}$ с 0 до 60 % приводит к росту удельных интегральных на режимах 13-ступенчатого испытательного цикла выбросов монооксида углерода e_{CO} с 3,482 до 3,772 г/(кВт·ч), т. е. на 8,3 %. Причем максимум выбросов монооксида углерода (e_{CO} = 3,880 г/(кВт·ч)) отмечен при концентрации РМ в смесевом биотопливе $C_{РМ}$ = 40 %. Такой рост выбросов монооксида углерода CO объясняется снижением температур сгорания при работе на смесевом биотопливе, а также некоторым увеличением часового расхода этого топлива (на 6–10 %) и с соответствующим увеличением мощности дизеля.

Проведенный комплекс расчетных и экспериментальных исследований показал эффективность использования смесевых биотоплив на основе РМ в дизеле Д-245.12С и возможность минимизации выбросов токсичных компонентов ОГ путем оптимизации состава смесевого биотоплива.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Грехов, Л. В.* Топливная аппаратура и системы управления дизелей / Л. В. Грехов, Н. А. Иващенко, В. А. Марков. – М. : Легион-Автодата, 2004. – 344 с.

2. Работа дизелей на нетрадиционных топливах: учеб. пособие / В. А. Марков, А. И. Гайворонский, Л. В. Грехов [и др.]. – М. : Легион-Автодата, 2008. – 464 с.

3. *Грехов, Л. В.* Программное обеспечение для оптимизации топливной аппаратуры и рабочего процесса малотоксичного дизеля / Л. В. Грехов, Н. А. Иващенко, А. С. Кулешов // Актуальные вопросы создания топливоподающих систем транспортных дизелей: матер. науч.-техн. конф., посвященной 30-летию ЯЗДА. – Ярославль, 2002. – С. 60–63.

4. Сайт http://energy.power.bmstu.ru/e02/inject/i00rus.htm

УДК 621.43.05

Е. А. Федянов, С. Н. Шумский, К. В. Приходьков, В. Н. Костычев

ВЛИЯНИЕ ПОЛОЖЕНИЯ ЭЛЕКТРОДОВ СВЕЧЕЙ ЗАЖИГАНИЯ НА МЕЖЦИКЛОВУЮ НЕИДЕНТИЧНОСТЬ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА БЕНЗИНОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ В РЕЖИМЕ ХОЛОСТОГО ХОДА

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: tig@vstu.ru)

Рассмотрены основные причины межцикловой неидентичности в двигателях с искровым зажиганием на режиме холостого хода. Определено влияние положения электродов свечи зажигания на межцикловую неидентичность рабочего процесса.

Ключевые слова: поршневые ДВС, искровое зажигание, межцикловая неидентичность, режим холостого хода.

Principal causes of cycle to cycle variation in a spark ignition engines on the idle conditions are considered. Influence of position of electrode of a spark plug on cycle to cycle variation of burning process is defined.

Keywords: piston ICE, spark ignition, cycle to cycle variation, idle conditions.

В современных городских условиях движения автомобилей их двигатели значительную часть времени работают на холостом ходу. В двигателях с внешним смесеобразованием и искровым зажиганием этот режим является самым неблагоприятным для сгорания топлива: велика доля остаточных газов, низок коэффициент наполнения, недостаточна интенсивность турбулентности. При этом становится особенно заметной негативная роль межцикловой неидентичности (МЦН) рабочего процесса. Для обеспечения устойчивой работы двигателя на холостом ходу приходится или обогащать топливовоздушную смесь, что ведет к повышению содержания оксида углерода в отработавших газах, или увеличивать частоту вращения коленчатого вала, вследствие чего возрастает расход топлива.

Снижение уровня МЦН на холостом ходу является важной задачей, решение которой позволит уменьшить эксплуатационный расход топлива автомобилем в городских условиях

движения, а также снизить выбросы вредных веществ в атмосферу.

Для выбора путей снижения МЦН процесса сгорания на холостом ходу необходимо знать факторы, которые на этом режиме в наибольшей степени влияют на уровень МЦН. Для определения этих факторов нами проведены теоретические и экспериментальные исследования.

Теоретические исследования выполнены на основе стохастического математического моделирования рабочего процесса двигателя. Созданная для таких исследований стохастическая модель [1] позволяет, в частности, воспроизводить случайные вариации в динамике развития начального очага горения, которые, как известно [2], определяют на большинстве режимов работы двигателя стохастичность протекания всего процесса сгорания. В отличие от более ранних исследований природы МЦН [3], было учтено влияние случайных вариаций величины пробивного напряжения на свече зажигания и, соответственно, энергии емкостной фазы искрового разряда.

Как показали результаты теоретических исследований, вариации пробивного напряжения и турбулентность оказывают наиболее существенное влияние на уровень МЦН в режиме холостого хода. Случайные вариации величины коэффициента избытка воздуха в диапазоне, характерном для двигателей с карбюраторным смесеобразованием, также являются одной из причин МЦН, однако в двигателях с впрыскиванием топлива на впуске межцикловые изменения коэффициента избытка воздуха не велики, и влиянием этого фактора можно пренебрегать.

Межцикловые вариации величины коэффициента остаточных газов, как свидетельствуют результаты моделирования, слабо влияют на скорость распространения пламени в основной фазе сгорания, однако изменение доли остаточных газов заметно сказывается [4] как на средней величине, так и на величине вариаций пробивного напряжения.

Проведенные нами специальные опыты, а также опыты, выполненные ранее Ю. И. Моисеевым [4], позволили установить наличие существенной зависимости вариаций пробивного напряжения от интенсивности турбулентности. При этом нами было обнаружено, что количественная мера указанной зависимости оказывается различной при изменении положения бокового электрода свечи зажигания относительно потока. Учитывая последнее обстоятельство можно предполагать, что в условиях камеры сгорания пространственное положение электродов свечи зажигания также может влиять на условия пробоя межэлектродного промежутка и, тем самым, на условия развития начального очага горения.

Для проверки высказанного выше предположения было выполнено экспериментальное исследование влияния положения бокового электрода свечи зажигания на уровень МЦН в режиме холостого хода. Эксперименты проводились на двигателе ВАЗ-21083, который был установлен на испытательном стенде.

Для изменения положения бокового электрода использовались свечные прокладки различной толщины. При этом изменение положения бокового электрода сопровождалось осевым перемещением межэлектродного зазора в пределах 1,25 мм. За исходное (нулевое) положение бокового электрода было принято такое, при котором его стойка расположена диаметрально противоположно от впускного клапана. Исходное положение бокового электрода иллюстрирует рис. 1.

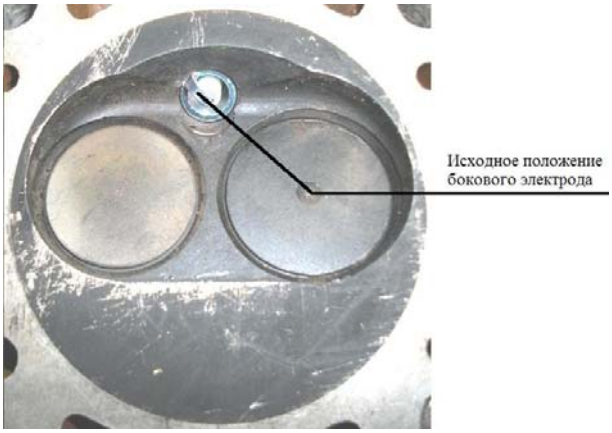


Рис. 1. Нулевое положение бокового электрода

Опыты проводились на холостом ходу полностью прогретого двигателя при поддержании неизменной величины коэффициента избытка воздуха. МЦН оценивалась по вариациям частоты вращения коленчатого вала двигателя.

В результате проведенных экспериментов было подтверждено влияние положения бокового электрода свечи зажигания на уровень МЦН. На рис. 2 приведена построенная с помощью опытных данных круговая диаграмма, показывающая изменение коэффициента вариации частоты вращения коленчатого вала двигателя в зависимости от угловой координаты бокового электрода.

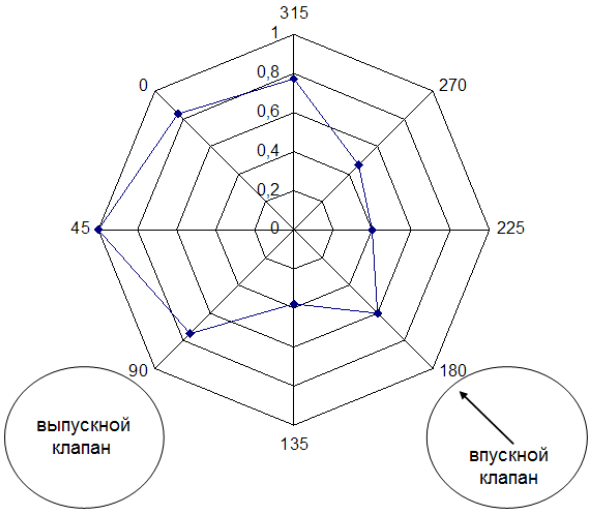


Рис. 2. Влияние положения бокового электрода на межцикловую неидентичность работы двигателя

Как следует из приведенной диаграммы, минимальный уровень МЦН достигается, когда боковой электрод повернут на 135° или на 225° по часовой стрелке от исходного положения.

Для определения возможности снижения минимально устойчивой частоты вращения коленчатого вала двигателя на холостом ходу за счет выбора положения бокового электрода свечи зажигания были проведены опыты, в ходе которых определялась минимально устойчивая частота вращения при двух различных положениях бокового электрода. Первое положение бокового электрода соответствовало максимальному уровню вариаций частоты вращения коленчатого вала – на рис. 2 это положение, при котором боковой электрод повернут на 45° против часовой стрелки от исходного положения. Второе положение соответствует минимальному уровню вариаций МЦН. В этом случае боковой электрод был установлен под углом 135° относительно нулевого положения.

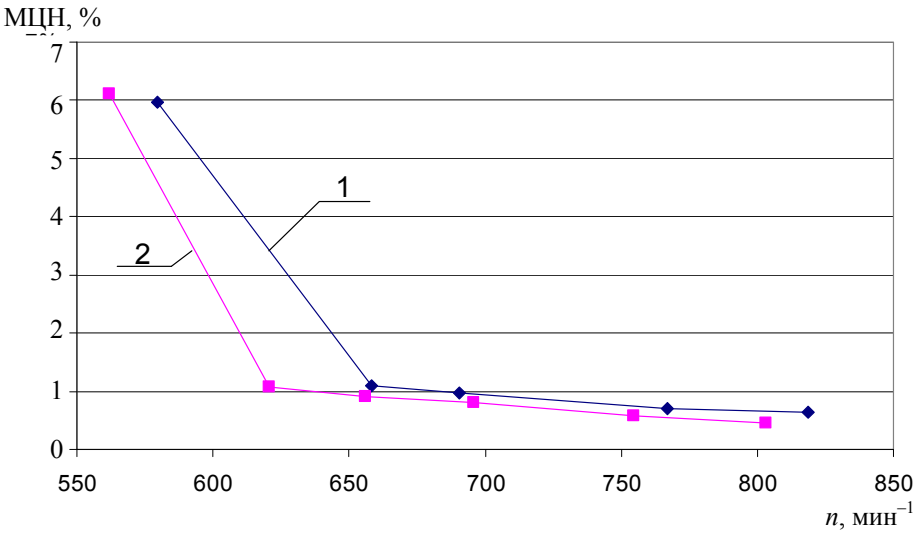


Рис. 3. Зависимость уровня МЦН от частоты вращения коленчатого вала двигателя: *1* – максимальный уровень МЦН; *2* – минимальный уровень МЦН

Результаты опытов представлены на рис. 3. Сравнение минимально устойчивых частот вращения для двух указанных выше положений боковых электродов свечей зажигания позволяет сделать вывод о том, что во втором случае такая частота вращения примерно на 10 % меньше, чем в первом. Снижение частоты вращения коленчатого вала двигателя на указанную величину приводит примерно к такому же по относительной величине сокращению расхода топлива.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Шумский, С. Н.* Моделирование стохастичности рабочего процесса ДВС с искровым зажиганием на режиме холостого хода / С. Н. Шумский, К. В. Приходьков, В. Н. Костычев // Известия ВолгГТУ: Сер. Процессы преобразования энергии и энергетические установки. – 2009. – № 7. – С. 84–86.

2. *Young, M. B.* Cyclic Dispersion in the Homogeneous Charge Spark Ignition Engine – A Literature Survey // SAE Paper. – 1981. – N.810020. – P. 1–20.

3. *Злотин, Г. Н.* Развитие начального очага горения гомогенной топливовоздушной смеси в цилиндре ДВС / Г. Н. Злотин, К. В. Приходьков, С. Н. Шумский // Двигателестроение. – 2007. – № 3. – С. 7–10.

4. *Моисеев, Ю. И.* Статистические характеристики пробивного напряжения на свечах зажигания двигателей легкого топлива : дис. … канд. техн. наук: 05.04.02 : защищена 28.12.1999 / Ю. И. Моисеев. – Волгоград, 2000. – 139 с.

УДК 621.431.74

А. В. Васильев, Д. С. Березюков

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ДИАГНОСТИКИ ТОПЛИВНЫХ ФОРСУНОК ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ С РАСПРЕДЕЛЕННЫМ ВПРЫСКОМ ТОПЛИВА

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: atd@vstu.ru)

Приведены результаты исследований на разработанном безмоторном стенде влияния изменения рабочих показателей топливных форсунок на их производительность на различных эксплуатационных режимах работы. Показана возможность совершенствования способа диагностики форсунок на основе использования датчика давления топлива в системе топливоподачи.

Ключевые слова: диагностика ДВС, система топливоподачи, топливная форсунка, датчик давления топлива.

The article contains research results at the developed motorless stand of the effect changes of the working parameters of fuel injector on their performance in various modes. In the article the possibility of improving the method of diagnosis of fuel injector using a pressure sensor in the fuel system is shown.

Keywords: diagnosis of internal combustion engines, a fuel system, a fuel injector, a fuel pressure sensor.

Ввиду широкого распространения бензиновых двигателей с впрыском топлива во впускной коллектор представляется актуальной задача создания эффективных методов диагностирования системы топливоподачи таких двигателей, эксплуатационное изменение основных рабочих показателей которой оказывает существенное влияние на энергетические и экологические характеристики двигателя.

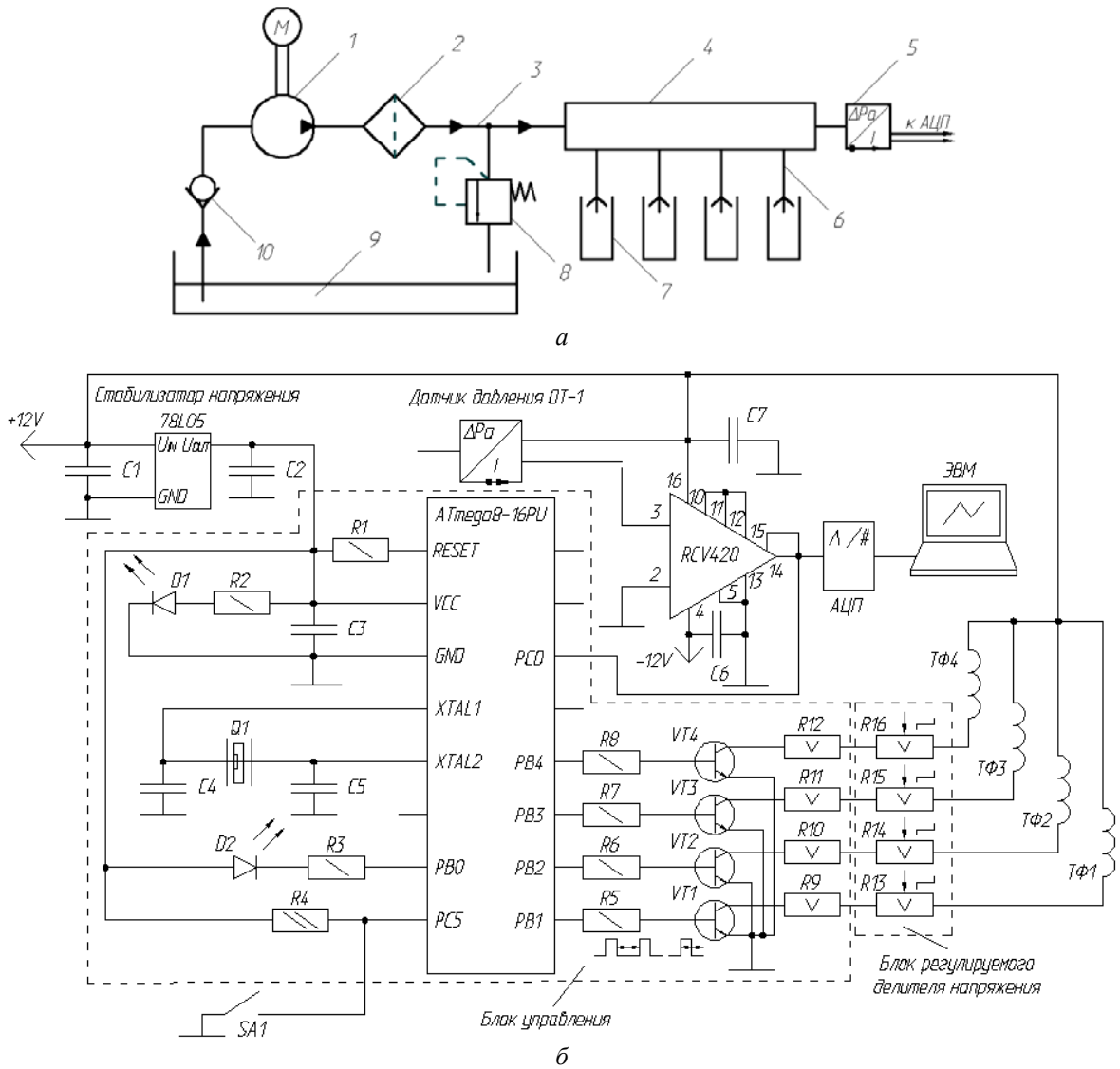
Одним из самых ответственных элементов топливной системы является топливная форсунка. Статистика показывает, что более половины всех ремонтов систем впрыскивания топлива связаны с необходимостью проведения операций по очистке топливных форсунок [1]. Оценка состояния топливных форсунок проводится по следующим диагностическим показателям: статическая производительность, динамическая производительность, равномерность подачи между форсунками, герметичность посадки запирающего элемента, дисперсность распыливания, форма топливного факела, сопротивление обмотки.

В настоящее время выполнение самой полной проверки топливных форсунок с определением всех диагностических показателей возможно способом, предусматривающим их демонтаж с двигателя и установку на специальный диагностический стенд. Разнообразие диагностических режимов такого стенда позволяет оценить состояние топливных форсунок по всем рабочим показателям. К недостаткам использования такого стенда относятся трудоемкость операции диагностирования, связанная с необходимостью проведения демонтажных работ и дороговизна оборудования.

Существуют также безразборные методики диагностирования топливных форсунок [2], [3], требующие меньших трудовых и временных затрат, но они не позволяют в полной мере оценить все рабочие показатели и потому не могут использоваться для комплексной проверки состояния форсунок.

Самым перспективным безразборным способом диагностики топливных форсунок представляется способ, основанный на применении датчика давления топлива (ДДТ) в системе топливоподачи двигателя, рассмотренный в работе [3], позволяющий относительно быстро выполнить диагностические мероприятия. Но предложенная методика не позволяет комплексно оценить техническое состояние форсунок, поскольку предлагает определять их пропускную способность при работе двигателя на каком-либо одном установившемся режиме (рассматривалась работа на холостом ходу). А, как известно, пропускная способность форсунок определяется значениями статической и динамической производительности, степень влияния которых на общее значение производительности существенно меняется на различных режимах работы двигателя по величине цикловой подачи и оборотам.

С целью выявления этих зависимостей было проведено исследование на специально разработанном безмоторном стенде, имитирующем работу топливной системы бензинового двигателя с распределенным впрыском топлива во впускной коллектор, схема которого приведена на рис. 1. Данный стенд собран на базе деталей топливной системы двигателя ВАЗ 21124 и позволяет испытывать топливные форсунки на различных эксплуатационных режимах, задаваемых специальным электронным блоком управления.



а

б

Рис. 1 .Принципиальная схема диагностического стенда:
а – гидравлическая: *1* – ЭБН, *2* – топливный фильтр, *3* –топливопровод, *4* – топливный распределитель, *5* – ДДТ, *6* – форсунки, *7* – мерные емкости, *8* – регулятор давления топлива, *9* – топливный бак, *10* – обратный клапан; *б* – электрическая: R1 = 1кОм, R2, R3 = 300 Ом, R4 = 10 кОм, R5 – R8 = 620 Ом, R9 – R12 = 1,2 Ом, R13 – R16 = 3005 P – 1 – 103 Z 10 Ом, C1, C2, C3 = 0,1 мкФ, C4, C5 = 22 пФ, C6, C7 = 1 мкФ, Q1 типа КХ-3НТ 10 МГц, VT1 – VT4 типа КТ815Г, D1, D2 типа АЛ307БМ

Методика исследования влияния статической и динамической производительности на пропускную способность форсунок заключалась в следующем: форсунки устанавливались на распределитель топлива стенда, затем включался электробензонасос (ЭБН); по достижению давления топлива в системе рабочего значения (срабатывание регулятора давления топлива) ЭБН выключался и на испытываемую форсунку (все форсунки тестируются отдельно) подавались импульсы управления заданной продолжительности и частоты, генерируемые электронным блоком управления. Поскольку подвод топлива прекращался, давление в системе начинало падать с интенсивностью, зависящей от производительности форсунки и текущих параметров импульсов управления, что измерялось установленным на стенде ДДТ. Сигнал с ДДТ через цифровой USB-осциллограф поступал на ЭВМ и выводился на дисплей монитора.

Разработанный стенд позволяет вручную изменять динамическую и статическую производительность исследуемых форсунок. Динамическая производительность изменяется с помощью встроенного в цепь управления форсунками регулируемого делителя электрического напряжения. Известно, что при изменении уровня управляющего напряжения динамическая производительность форсунок отклоняется от номинального значения, что удобно представлять через

коэффициент изменения динамической производительности по напряжению $k_Д$, равному отношению текущей динамической производительности $Q_Д$ к динамической производительности $Q_{Д12D}$ исправной форсунки при 12-вольтовом управляющем сигнале:

$$k_Д = \frac{Q_Д}{Q_{Д12В}}. \quad (1)$$

На рис. 2 показаны кривые падения давления в топливном распределителе, полученные при различных значениях динамической производительности форсунок. Измерения проводились при регламентированных заводом-изготовителем значениях длительности управляющего импульса t_{inj} = 2,5 мс и рабочем давлении в топливном распределителе 3 бара.

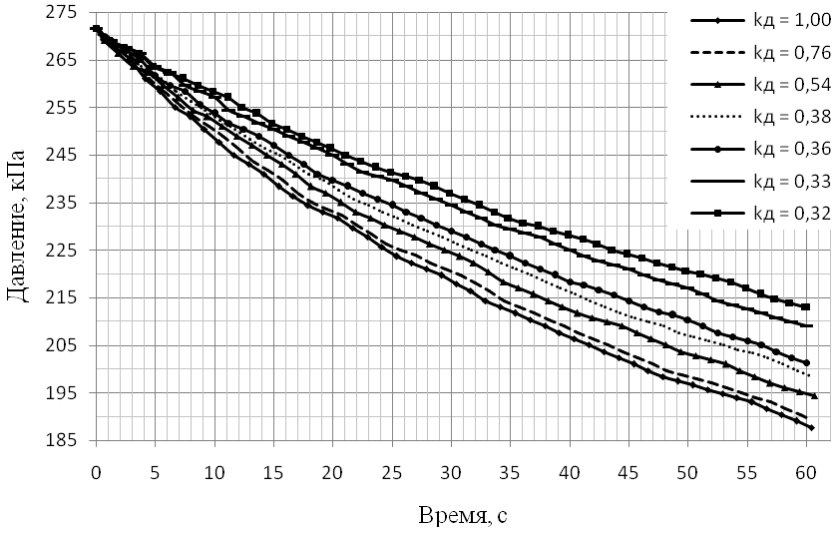


Рис. 2. Влияние динамической производительности форсунки на скорость падения давления в топливной системе при t_{inj} = 2,5 мс, f_{inj}= 20,83 Гц

Как уже было отмечено, влияние изменения динамической производительности на общую производительность форсунки существенно меняется на различных режимах работы по величине цикловой подачи, что показано на рис. 3, на котором изображены области возможного нахождения кривых падения давления в распределителе для $k_Д$, находящегося в диапазоне 1,00–0,32 при различных продолжительностях времени впрыскивания.

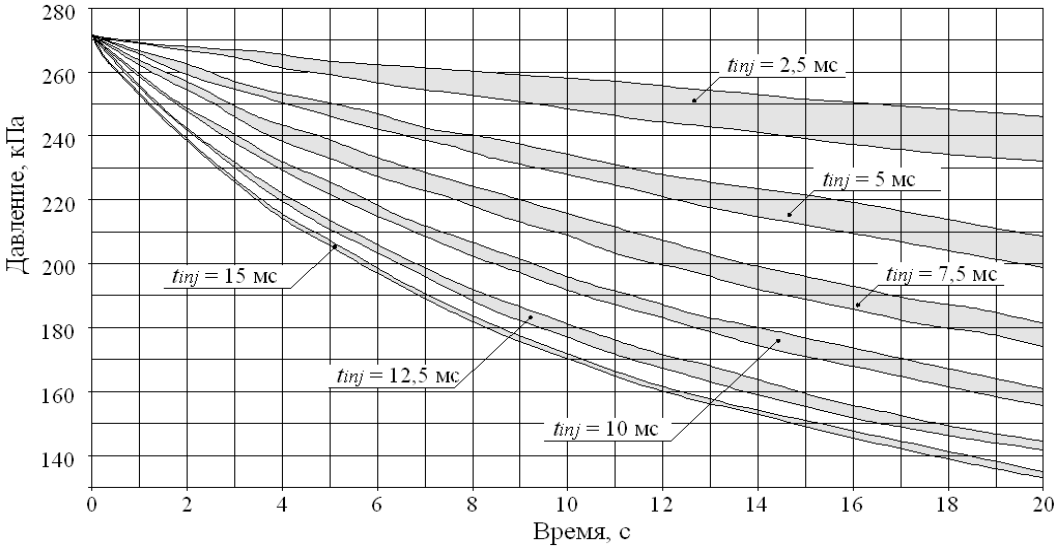


Рис. 3. Влияние динамической производительности форсунки на скорость падения давления в топливной системе при различных значениях t_{inj}

Из рис. 3 видно, что характер получаемых кривых падения давления зависит от режима испытания — при увеличении длительности управляющего импульса влияние изменения динамической производительности на общую производительность форсунки снижается. Это указывает на то, что проведение цикла испытаний для комплекта форсунок на одном режиме является недостаточным для полного установления показателей статической и динамической производительности.

Статическая производительность в ходе исследований изменялась при помощи специальных колпачков с различной пропускной способностью, надеваемых на распылитель форсунки. Измерения падения давления в системе для форсунок с разной статической производительностью проводились последовательно в режиме статической проливки — на испытываемую форсунку подавался единичный управляющий импульс фиксированной продолжительности (3 с) (рис. 4).

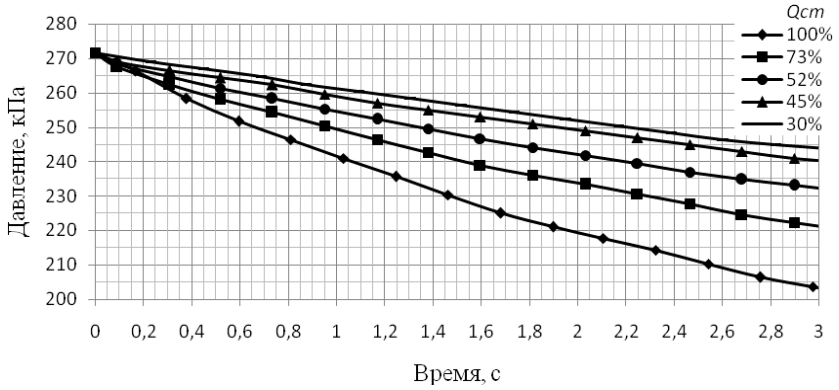


Рис. 4. Влияние статической производительности форсунки на скорость падения давления в топливной системе при t_{inj} = 3,0 с

Выполненные исследования позволили выявить степень влияния изменения статической и динамической производительности на общую производительность форсунок на различных режимах работы двигателя.

На основе полученных в ходе исследований данных предлагается усовершенствованный безразборный метод диагностики топливных форсунок с использованием ДДТ в системе топливоподачи, суть которого заключается в получении кривых падения давления топлива в распределителе на разных диагностических режимах работы для каждой установленной на двигателе форсунки. Полученные зависимости сравниваются с имеющимися в базе данных эталонными кривыми, соответствующими исправным форсункам, и делается вывод о текущем состоянии диагностируемых форсунок.

Данный безразборный метод диагностики топливных форсунок позволит эффективно выполнить оценку технического состояния установленных на двигателе форсунок по параметрам статической, динамической производительности и неравномерности цикловой подачи, существенно повышая эксплуатационные показатели бензиновых двигателей с распределенным впрыском топлива.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Викторов, Н. В.* Инерционность как диагностический параметр инжекторов / Н. В. Викторов // Автомастер. – 2009. – № 6. – С. 16–18.

2. *Овчинников, Г. В.* Влияние загрязнения и износа элементов электромагнитных форсунок на характеристики автомобильного бензинового двигателя : дис. … канд техн. наук: 05.04.02 : защищена 14.04.09 / Г. В. Овчинников. – Владимир, 2009. – 144 с.

3. *Вереютин, А. Ю.* Способ диагностирования электромагнитных форсунок двигателей с впрыскиванием бензина : автореф. дис. … канд. техн. наук / А. Ю. Вереютин. – Тула, 2010. – 22 с.

УДК 621.43.018.2

С. А. Гребенников, М. Г. Петров, А. С. Гребенников

СПОСОБ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ МЕХАНИЗМА ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ АВТОТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Саратовский государственный технический университет

(e-mail: asg@sstu.ru)

Предложен способ диагностирования элементов механизма газораспределения по внутрицикловым изменениям угловой скорости коленчатого вала ДВС при прокручивании коленчатого вала стартером, основанный на выделении составляющей механического трения в элементах газораспределительного механизма в суммарном моменте механических потерь.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания, суммарный момент, составляющие механических потерь, диагностирование, газораспределительный механизм.

The method of diagnosing of gas-distributing mechanism elements on crankshaft transannular angular velocity changes at turning by a starter, based on allocation of a component of mechanical friction in gas-distributing mechanism elements in the total moment of mechanical losses is proposed.

Keywords: engine, total moment, component of mechanical losses, diagnosing, gas-distributing mechanism.

Механизм газораспределения (МГР) современного автотракторного ДВС является одним из ключевых устройств, функциональное назначение и конструкция которого во многом предопределяют технический уровень и потребительские свойства ДВС. В процессе эксплуатации на долю МГР приходится более 25 % отказов и неисправностей, свыше 7 % суммарной трудоемкости технического обслуживания и ремонта ДВС [1, 2]. По причинам, связанным с изменением технического состояния МГР, топливная экономичность, мощность и экологические показатели ДВС снижаются на 3…7 %.

Эффективность работы МГР определяется износостойкостью, неразрывностью кинематических связей между деталями, герметичностью сопряжений «седло–клапан», параметрами фаз газораспределения, «время–сечение» клапанов и мощностью, затрачиваемой на его привод. Последние параметры в основном зависят от степени износа профиля кулачков по высоте – повышенный износ одного, максимум двух кулачков является главной причиной выбраковки распределительных валов ДВС в процессе эксплуатации. Именно контроль параметров «время-сечение» клапанов и мощности механических потерь в МГР современных высокооборотных ДВС, имеющих клапанные пружины повышенной жесткости и значительные контактные нагрузки в кулачковых парах, относят к наиболее важным операциям при доводочных испытаниях ДВС и оценки его технического состояния в процессе эксплуатации.

Затраты мощности на трение в элементах МГР для 4-, 6-цилиндровых автомобильных двигателей составляют 4…10 % от их суммарных механических потерь [2] и не превышают 0,6 кВт [3] при прокручивании двигателя или его работе в режиме холостого хода на минимальной частоте вращения, когда сопротивление сил давления газов в цилиндрах незначительно. Сравнительно малые абсолютные изменения мощности механических потерь (до 0,1 кВт) в процессе эксплуатации предъявляют повышенные требования к средствам и способам диагностирования МГР. Использование для определения степени износа профиля кулачков известных диагностических параметров (виброакустических, пульсаций давлений газовых потоков во впускном и выпускном коллекторах или непосредственно в цилиндрах при работе ДВС) малоэффективно по причине низкой точности и не достаточной информативности.

Цель статьи – обоснование способов определения составляющей механических потерь на привод МГР и диагностирования его кулачковых пар по показателям внутрицикловых изменений угловой скорости коленчатого вала.

Разработанные способы предназначены, прежде всего, для реализации электронными средствами, встроенными в конструкцию 2- и 6-цилиндровых ДВС. Они основаны на зависимости значения момента сопротивления на распределительном валу от технического состояния элементов МГР. Способы реализуются на режиме прокручивания декомпрессированного ДВС стартером с заданной частотой вращения или работе двигателя на одном цилиндре с декомпрессированными остальными [2, 4]. Декомпрессирование ДВС осуществляется вывинчиванием свеч зажигания или форсунок из цилиндров.

Теоретическое обоснование способов заключается в следующем. При прокручивании декомпрессированного двигателя стартером переменный по углу поворота коленчатого вала φ момент механических потерь $M_{C\varphi}$ определяется составляющими

$$M_{C\varphi} = M_{M} + M_{ЦПГ\varphi} + M_{МГР\varphi} + M_{П\varphi}, \qquad (1)$$

где M_{M} – момент от действия сил трения в подшипниках коленчатого вала и приводах вспомогательных механизмов; $M_{ЦПГ\varphi}$ – момент от сил трения в сопряжениях ЦПГ; $M_{МГР\varphi}$ – момент, затрачиваемый на привод МГР; $M_{П\varphi}$ – момент от возвратно-поступательно движущихся масс ДВС.

Отсутствие в (1) составляющих от действия компрессионных сил и насосных потерь упрощает процесс определения среднего момента механических потерь $M_{МГР}$ на привод МГР и повышает точность измерения за счет увеличения относительной его доли в суммарном моменте $M_{C\varphi}$. Значение момента $M_{МГР}$ определяет степень совершенства конструкции МГР и его общее техническое состояние в процессе эксплуатации.

Определение $M_{МГР}$ осуществляется в следующей последовательности [4]. Сначала на декомпрессированном ДВС в режиме прокручивания коленчатого вала стартером измеряют среднее значение механических потерь $M_{C\varphi}$ с работой привода МГР, а затем – с отключенным приводом $M_{C_{без\ МГР}}$, тогда

$$M_{МГР} = M_{C_{\varphi}} - M_{C_{без\ МГР}}. \qquad (2)$$

Отключение привода МГР на двигателе осуществляется снятием ремня (цепи) при его наличии; при других типах приводов – установкой значений «тепловых» зазоров между клапанами и коромыслами (толкателями), превышающих величину хода подъема клапана (для четырехцилиндровых двигателей ЗМЗ – 9,5 мм).

Обоснование способа диагностирования технического состояния кулачковых пар МГР выполнено путем количественного и качественного анализа внутрицикловых изменений отдельных составляющих суммарного момента $M_{C\varphi}$ в соответствии с зависимостью (1) на примере четырехцилиндрового бензинового двигателя ЗМЗ 4Ч 9,2/9,2 (рис. 1).

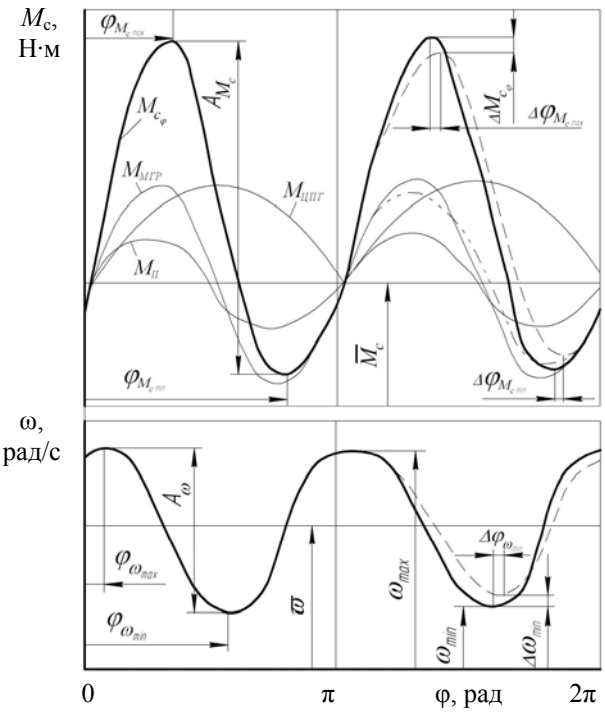


Рис. 1. Изменение суммарного момента M_c и угловой скорости ω по углу поворота φ коленчатого вала при прокручивании декомпрессированного четырехцилиндрового ДВС стартером с исправным (—) и изношенным (---) МГР

Расчетным и экспериментальным путем установлено, что при малых значениях угловой скорости прокручивания коленчатого вала (ϖ = = 15 … 25 рад/с) величина переменного момента инерции $M_{П\varphi}$ от возвратно-поступательно движущихся масс по углу поворота коленчатого вала φ изменяется незначительно (для двигателей ЗМЗ значение $M_{П\varphi}$ периодически колеблется от 0 до ± 5 Н·м). На протяжении всего срока эксплуатации ДВС максимальное значение момента $M_{П\varphi}$ и его фазовые положения экстремумов относительно ВМТ остаются неизменными, так как износ сопряжений возвратно-поступательно движущихся масс пренебрежительно мал.

Момент M_{M} от действия сил трения в подшипниках коленчатого вала и на привод вспомогательных механизмов и систем ДВС (≈ 25 % от $M_{C\varphi}$) считается практически постоянной величиной по углу поворота коленчатого вала, не оказывающей влияния на внутрицикловые изменения суммарного момента $M_{C\varphi}$. Значение M_{M} сказывается только на среднем значении момента $M_{C\varphi}$, которое определяет среднюю угловую скорость ϖ коленчатого вала ДВС при

постоянном моменте M прокручивающего устройства (стартера).

Переменное по φ значение $M_{\text{ЦПГ}\varphi}$ от сил трения в сопряжениях ЦПГ имеет характерную закономерность, особенность которой – постоянное, независящее от технического состояния ЦПГ фазовое положение экстремальных значений по углу φ вала. Для двигателей ЗМЗ переменная составляющая момента $M_{\text{ЦПГ}\varphi}$ изменяется от 0 до 10 Н·м с периодом, равным π (рис. 1). Максимального значения величина $M_{\text{ЦПГ}\varphi}$ достигает при $\varphi \approx 0{,}45\pi$ относительно ВМТ, $M_{\text{ЦПГ}\varphi} = 0$ в положениях коленчатого вала, при которых поршни находятся в ВМТ (НМТ). Эти периодические колебания момента $M_{\text{ЦПГ}\varphi}$ отразятся на величине момента сопротивления прокручиванию $M_{\text{С}\varphi}$, но они будут идентичными относительно ВМТ поршней всех цилиндров, как по амплитуде колебаний $A_{M_{\text{С}\varphi}}$, так и по фазовым положениям их экстремумов $\varphi_{M\text{c max}}$ и $\varphi_{M\text{c min}}$. В процессе эксплуатации ДВС из-за изменения технического состояния сопряжений ЦПГ амплитуда колебаний $A_{M_{\text{С}\varphi}}$ момента сопротивления прокручиванию может незначительно изменяться. По экспериментальным данным при прокрутке декомпрессированного двигателя ЗМЗ 4Ч 9,2/9,2 с предельно изношенными элементами ЦПГ значения амплитуд $A_{M_{\text{С}\varphi}}$ уменьшились на 5…7 % относительно номинальных их значений, однако фазовое положение экстремумов $\varphi_{M\text{c max}}$ и $\varphi_{M\text{c min}}$ оставалось неизменным.

Расчетная величина нормальных усилий на профиль каждого кулачка распределительного вала двигателя ЗМЗ 4Ч 9,2/9,2 от действия сил упругости клапанных пружин (без учета сил трения) в зависимости от φ составляет 400…1015 Н, а значение крутящего момента $M_{\text{МГР}\varphi}$ периодически изменяется от –7 до +7 Н·м (при открытии клапана энергия потребляется, а при закрытии – возвращается). Поскольку в многоцилиндровых ДВС происходит наложение фаз газораспределения из-за одновременной работы впускных и выпускных клапанов в разных цилиндрах, то момент $M_{\text{МГР}\varphi}$ определяется как сумма набегающих моментов на кулачках распределительного вала, действующих в конкретном периоде изменения φ. Для четырехцилиндровых двигателей ЗМЗ период изменения суммарного момента $M_{\text{С}\varphi}$ по углу φ равен π. Следовательно, от действия момента $M_{\text{МГР}\varphi}$, с учетом сил трения в кулачковых парах, на коленчатом валу возникает перепад суммарного момента $M_{\text{С}\varphi}$, достигающий 30 Н·м и более. По данным НАМИ в шестицилиндровых двигателях изменения момента $M_{\text{С}\varphi}$ на распределительном валу превышают 60 Н·м [3].

Приведенные абсолютные и относительные величины $M_{\text{МГР}\varphi}$ по сравнению с другими составляющими $M_{\text{П}\varphi}$ и $M_{\text{ЦПГ}\varphi}$ на 65…70 % определяют суммарное мгновенное значение механических потерь, формирующих амплитуду переменного момента $M_{\text{С}\varphi}$ (рис. 1) декомпрессированного двигателя при его прокрутке, и на 100 % – фазовые сдвиги экстремумов $M_{\text{С}\varphi}$. Учитывая, что 90 % потерь от значения момента $M_{\text{МГР}\varphi}$ приходится на потери от действия сил трения в кулачковых парах [3], то показатели изменения момента $M_{\text{С}\varphi}$ на коленчатом валу характеризуют индивидуальные значения износа кулачков отдельных звеньев МГР – пар впускных и выпускных клапанов, работающих в конкретных интервалах угла φ, равным π, в соответствии с порядком работы цилиндров. При нарушенных значениях фаз газораспределения происходит сдвиг кривых суммарного момента $M_{\text{С}\varphi}$ относительно точек ВМТ на одинаковую величину, поэтому оценка состояния фаз газораспределения должна осуществляется по измеренным значениям приращений угловых интервалов Δφ к нормативным значениям фазовых сдвигов экстремумов $\varphi_{M\text{c max}}$ и $\varphi_{M\text{c min}}$ в каждом периоде изменений $M_{\text{С}\varphi}$.

Таким образом, доказано, что любое отклонение показателей технического состояния МГР от нормативных их значений приводит к неравномерности изменения момента $M_{\text{С}\varphi}$ по углу поворота φ и наличию разности амплитуд колебаний $A_{M_{\text{С}\varphi}}$ момента $M_{\text{С}\varphi}$ на величину $\Delta M_{\text{С}}$ и фазовому сдвигу Δφ экстремальных его значений $\varphi_{M\text{c max}}$ и $\varphi_{M\text{c min}}$ в периодах изменения $M_{\text{С}\varphi}$ по углу φ, относящихся к неисправным клапанным механизмам (на рис. 1 показаны пунктирной линией в угловом интервале $\varphi = \pi\ldots2\pi$).

Однако непосредственное измерение значений момента $M_{C\varphi}$ на коленчатом валу ДВС оперативными методами затруднено. Учитывая, что изменения момента $M_{C\varphi}$ прокручиванию коленчатого вала по углу φ взаимосвязаны с внутрицикловой неравномерностью угловой скорости зависимостью [2]

$$M_{C\varphi} - M_{M} = J\omega \cdot \frac{d\omega}{d\varphi} + \frac{dJ}{d\varphi} \cdot \frac{\omega^2}{2}, \qquad (3)$$

где J – приведенный к оси коленчатого вала момент инерции ДВС; $\frac{dJ}{d\varphi} \cdot \frac{\omega^2}{2} = M_{П\varphi}$ – момент от возвратно-поступательно движущихся масс ДВС, то на практике данный способ диагностирования МГР удобнее и значительно точнее реализуется с помощью электронных средств измерения угловых скоростей коленчатого вала, обладающих высокой помехоустойчивостью, оперативностью и многофункциональностью использования, в том числе для диагностирования других систем и механизмов ДВС [2].

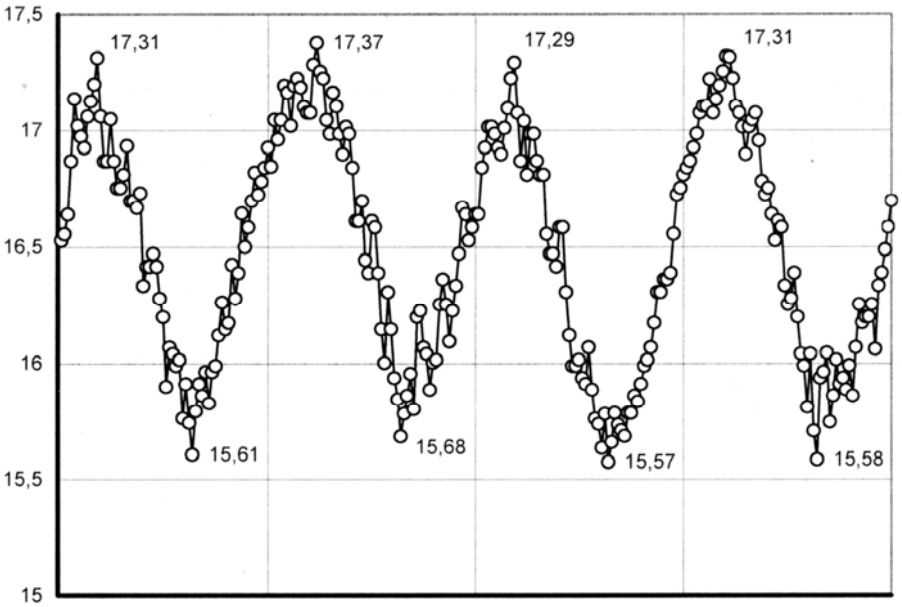


Рис. 2. Изменение угловой скорости ωпо углу поворота φ коленчатого вала при прокручивании декомпрессированного ДВС с технически исправным МГР:
I … IV – номера цилиндров по порядку их работы

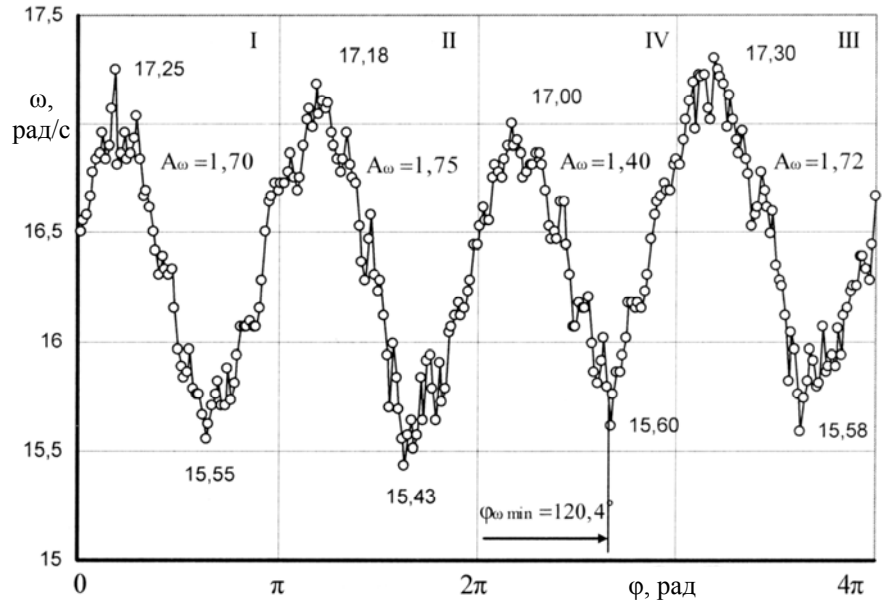


Рис. 3. Изменение угловой скорости ω по углу поворота φ коленчатого вала при прокручивании декомпрессированного ДВС с износом 0,8 мм кулачка впускного клапана 3-го цилиндра:
I … IV – номера цилиндров по порядку их работы

Экспериментальная проверка способа диагностирования МГР осуществлялась на стенде с двигателем ЗМЗ 4Ч 9,2/9,2 с использованием устройства для диагностирования ДВС [2] и датчика угловых перемещений ВЕ-178А, соединенным с коленчатым валом в положении, соответствующего ВМТ поршня I цилиндра. Угловой интервал поворота коленчатого вала, в пределах которого регистрировалась мгновенная угловая скорость, составлял 0,012 рад (0,7 град). При проведении экспериментальных исследований поддерживались постоянными частота вращения коленчатого вала (± 1 мин$^{-1}$) и температура охлаждающей жидкости и масла – ± 5 °С.

Результаты экспериментальных исследований показали, что колебания угловой скорости по амплитуде A_ω и фазовое положение ее экстремумов $\varphi_{\omega max}$, $\varphi_{\omega min}$ периодических изменений $M_{C\varphi}$ практически зависят только от технического состояния кулачков распределительного вала и фаз газораспределения МГР. В качестве примера на рис. 2 и 3 приведены реальные диаграммы внутрицикловых изменений угловой скорости коленчатого вала при прокручивании декомпрессированного ДВС 4Ч 9,2/9,2 с различными техническими состояниями элементов МГР. В устройстве [2] предусмотрена программа обработки диаграмм изменения $\omega = f(\varphi)$ с выводом на табло окончательных показателей A_ω, $\varphi_{\omega max}$, $\varphi_{\omega min}$.

Для двигателя ЗМЗ 4Ч 9,2/9,2 по результатам исследования определены нормативы диагностических параметров и технология диагностирования МГР.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Васильев, А. В.* Синтез характеристик газораспределения поршневого двигателя / А. В. Васильев; ВолгГТУ. – Волгоград, 2006. – 344 с.

2. *Гребенников, А. С.* Диагностирование автотракторных двигателей динамическим методом / А. С. Гребенников; Сарат. гос. техн. ун-т. - Саратов, 2002. – 196 с.

3. *Комарова, Н. И.* Потери мощности в механизмах газораспределения / Н. И. Комарова, Л. В. Корчемный // Автомобильная промышленность, 1990. – № 9. – С. 12–13.

4. Пат. № 2386941, РФ, МКИ G 01 M 15/00. Способ определения составляющих мощности механических потерь ДВС / А. С. Гребенников, С. А. Гребенников, А. В. Косарева, М. Г. Петров, В. В. Фокин // Бюл. № 11, 2010.

УДК 621.431.73.

С. А. Гребенников*, В. В. Фокин, *А. С. Гребенников

РЕЖИМЫ РАБОТЫ И ИЗМЕНЕНИЕ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ДВС В ЭКСТРЕМАЛЬНЫХ УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Саратовский государственный технический университет

(e-mail: asg@sstu.ru)

В работе рассмотрены режимы работы, показатели надежности и неравномерности изнашивания одноименных элементов цилиндропоршневой группы двигателей автомобилей-самосвалов, эксплуатируемых в условиях высокой температуры и концентрации пыли, характерных для пустынь западного Казахстана.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания, режим работы, неравномерность, одноименные элементы, концентрация пыли, температура

The wear process regularities of the same name cylinder-piston group elements of automobile engines exploitable in conditions of high dust concentration in an environment, characteristic for western Kazakhstan are considered.

Keywords: engine, name cylinder-piston group elements, dust concentration, temperature

Эксплуатация автотранспортных средств в условиях, близких к экстремальным, как правило, более явно определяет менее надежные элементы ДВС и автомобиля в целом, требует объективных методов корректирования нормативов периодичности ТО и межремонтного пробега до КР, трудоемкости ТР и затрат на запасные части.

В подобных условиях эксплуатируются автомобили-самосвалы КамАЗ-5511, выполняющие перевозки сыпучих грузов на строительных площадках Атырауской и Мангыстауской областей Казахстана. Работа автомобилей осуществляется на дорогах, не имеющих твердого покрытия (естественные грунтовые и отвальные дороги, временные внутрикарьерные пути) и характеризуется высокой нестационарностью скоростного и нагрузочного режимов ДВС. В летний период (май – сентябрь) условия эксплуатации значительно ухудшаются по причинам высокой запыленности воздуха 0,55…3,0 г/м^3 с большой концентрацией агрессивных солей в пыли и температуры окружающей среды, достигающей + 50 ºС, в сочетании с интенсивной

солнечной радиацией и низкой влажностью (трасса регулярно поливается водой). Для сравнения укажем, что при эксплуатации автомобилей в европейской части России запыленность воздуха на дорогах с усовершенствованным покрытием составляет 0,000025…0,0011 г/м^3, на грунтовых дорогах до 0,3 г/м^3.

Однако в корректировочных коэффициентах нормативов технической эксплуатации автомобилей существующего Положения [4] эти негативные факторы практически не учитываются. Не учитывается и неравномерность сезонных изменений среднегодовых значений температуры окружающей среды, которая для большинства климатических зон носит четко выраженный периодический характер с высокой амплитудой колебаний (рис. 1).

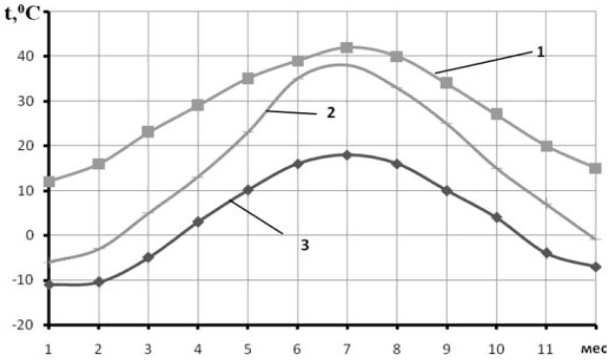


Рис. 1. Изменение температуры воздуха по месяцам года: *1* – г. Термез (Узбекистан), *2* – г. Актау, Мангыстауская обл. (Казахстан), *3* – г. Москва, Московская обл. (Россия)

Поэтому для адаптации потребительских свойств автомобилей, предназначенных для работы в экстремальных условиях, необходимо изучать специфические особенности режимов работы и показатели надежности основных их элементов и, прежде всего, ДВС. Известно [5], что на долю ДВС приходится свыше 1/3 всех отказов и 40 % общих материальных и трудовых затрат на ТО и ремонт автотранспортных средств, работающих в пустынях и полупустынях. Основная причина отказов ДВС – изнашивание деталей цилиндропоршневой группы (ЦПГ) и кривошипно-шатунного механизма (КШМ), следовательно, актуальной задачей является определение факторов и количественных их показателей, влияющих на интенсивность изменения технического состояния этих элементов в конкретных экстремальных условиях эксплуатации.

Опыт ранее выполненных работ показывает, что интенсивность изнашивания деталей ДВС зависит и определяется показателями скоростного, нагрузочного и теплового режимов его работы, исходными зазорами и макрогеометрическими отклонениями поверхностей сопряженных деталей, свойствами смазочного слоя, концентрацией и дисперсным составом абразивных частиц в масле. При характеристике режимов работы ДВС необходимо отмечать не только средние их показатели температуры, давления и частоты вращения элементов ДВС, но и их нестационарность, амплитуде (размахе), а при оценке надежности одноименных элементов ДВС конкретизировать наиболее изнашиваемые звенья или детали.

В статье приведены сравнительные характеристики показателей стационарности режимов и неравномерности изнашивания одноименных элементов дизельных ДВС двух подконтрольных групп автомобилей-самосвалов КамАЗ-5511-016 и Renault Kerax: КамАЗ-740.11-240 (V-8, с турбонаддувом, мощностью 176 кВт и рабочим объемом 10,85 л) и WD615 (Р-6, с турбонаддувом, мощностью 176…240 кВт, рабочим объемом 9,72 л), эксплуатирующихся в идентичных условиях жаркого сухого климата с высокой концентрацией кварца и солей в окружающей среде.

В ходе проведения экспериментального исследования наряду с известными методами и средствами контроля технического состояния и режимов работы ДВС использовались данные системы мониторинга транспортных средств VDO Communicator FM 300. Режимы работы элементов системы «ДВС-трансмиссия», показатели надежности определялись для двух характерных сезонов эксплуатации (лето–зима).

Нестационарность скоростного режима работы ДВС в зависимости от сезона работы автомобилей и нагрузочного режима, оценивали по показателям средней частоты вращения коленчатого вала и ее размахом – амплитудой изменения (табл. 1).

Как следует из табл. 1, при близких значениях мощностных параметров сравниваемых ДВС скоростной режим работы двигателя КамАЗ-740.11-240 на 15 %, а размах изменения частоты вращения – на 40 % выше, чем аналогичные показатели двигателя WD615. При этом различие показателей скоростных режимов двигателя от нагрузки (груженых и порожних автомобилей) в обеих группах составляет незначительную величину (12…15 %) вследствие низкой скорости движения из-за плохих дорог.

Таблица 1

Показатели скоростного режима работы двигателей в различных условиях эксплуатации ДВС автомобилей КамАЗ-5511 и Renault Kerax

Автомобиль, условия эксплуатации	Средняя частота вращения коленчатого вала, n, мин$^{-1}$	Размах изменения частоты вращения вала, A_n, мин$^{-1}$
Летний период		
КамАЗ-5511-016:		
с грузом	1900	770
без груза	1630	840
Renault Kerax:		
с грузом	1650	450
без груза	1420	500
Зимний период		
КамАЗ-5511-016:		
с грузом	1870	670
без груза	1520	780
Renault Kerax:		
с грузом	1600	450
без груза	1350	480

Таблица 2

Показатели режима работы коробки передач и тормозной системы автомобилей КамАЗ-5511-016 и Renault Kerax в зависимости от условий эксплуатации

Автомобиль, условия эксплуатации	Передаточное число КП	Число переключений передач на 1км пути	Число торможений на 1 км пути
Летний период			
КамАЗ-5511-016:			
с грузом	2,47	1,22	0,67
без груза	2,03	1,27	0,43
Renault Kerax:			
с грузом	2,17	1,30	0,61
без груза	2,03	1,25	0,39
Зимний период			
КамАЗ-5511-016:			
с грузом	2,02	1,18	0,73
без груза	1,65	1,16	0,48
Renault Kerax:			
с грузом	1,74	1,20	0,70
без груза	1,71	1,14	0,48

Снижение на 6…8 % средней частоты вращения коленчатого вала ДВС в зимний период эксплуатации автомобилей по сравнению с летним обусловлено наличием влаги в почве: грунт уплотняется, дорожное покрытие становится жестче, а коэффициент сопротивления качению колес – меньше. Несмотря на значительную разницу показателей нестационарности скоростных режимов двигателей автомобилей КамАЗ-5511-016 и Renault Kerax, средние значения переменности режимов работы их коробок передач (КП), сцепления и тормозной системы, были примерно одинаковыми (табл. 2). Тепловой режим работы ДВС контролировали по значениям температуры масла в картере и охлаждающей жидкости. В зависимости от температуры масла в картере интенсивность изнашивания сопряжений изменяется нелинейно и имеет минимум. Неоднозначность поведения параметра обусловлена особенностями вязкостно-температурной характеристики масла и различным его расходом через пары трения при изменении температуры. Зависимость интенсивности изнашивания от температуры масла (охлаждающей жидкости) весьма сложная. Оценивают ее только на основе экспериментальных данных. Для практических целей рекомендована зависимость [3].

$$\alpha = \alpha_0 + a \cdot t_м + c \cdot e^{-b \cdot t_м}, \qquad (1)$$

где α_0 – интенсивность изнашивания поверхности трения при $t_м = 0$; a, b и c – экспериментально полученные параметры, характеризующие свойства масла, узла трения, скоростной и нагрузочный режим.

Согласно экспериментальным данным в диапазоне значений температуры воздуха от –5 до +45 ºС, характерных для данной местности, величины установившихся температур системы охлаждения ДВС автомобиля КамАЗ-5511-016 менее стабильны и имеют в два раза больший размах, чем у автомобиля Renault Kerax (табл. 3).

Таблица 3

Зависимость температуры системы охлаждения двигателя $t_{дв}$ от температуры окружающей среды t_o автомобилей КамАЗ-5511-016 и Renault Kerax

Автомобиль, условия эксплуатации	Температура окружающей среды, t_o, ºС					
	-5	5	15	25	35	45
	Температура двигателя, $t_{дв}$, ºС					
КамАЗ-5511-016:						
с грузом	75	80	87	90	95	98
без груза	73	78	82	85	90	94
Renault Kerax:						
с грузом	85	85	85	85	92	96
без груза	83	83	85	85	85	92

Анализ отказов двигателей КамАЗ-740.11-240 автомобилей-самосвалов показал, что свыше 55 % отказов приходится на причины, связанные с интенсивным изнашиванием элементов ЦПГ, и более 25 % – подшипников КШМ. Часто наблюдаются задиры на гильзах цилиндров, проворачивание вкладышей в постелях шатунных подшипников при пробегах 50…85 тыс. км в 2…3,5 раза меньше нормативных. Число отказов двигателей WD615 по этим причинам в 6,5 раз меньше.

Характер и численные значения неравномерности изнашивания одноименных элементов ЦПГ и КШМ двигателей КамАЗ-740.11-240 иллюстрируются результатами наблюдений, отображенных в табл. 4, 5. За значение неравномерности изнашивания $S_н$ одноименных элементов принимается разность величин износа (зазора) между максимально S_{max} и минимально S_{min} изношенными деталями (сопряжениями) в одном ДВС, соответствующая конкретному пробегу l, а величину коэффициента неравномерности изнашивания определяли по [2]

$$K_{Sн} = (S_{max} - S_{min})/S_{ср}, \qquad (2)$$

где $S_{ср}$ – среднеарифметическое значение износа одноименных сопряжений.

Таблица 4

Неравномерность изнашивания шеек коленчатого вала двигателя КамАЗ-740-11-240 автомобиля КамАЗ 5511-016 с пробегом 25 тыс. км после первого КР

Номера шатунных шеек	1 и 5	2 и 6	3 и 7	4 и 8		$S_н$	$K_{Sн}$
Диаметр шеек, мм	79,44	79,30	79,30	79,36			
Износ шеек, мм	0,06	0,20	0,20	0,14		0,14	0,93
Номера коренных шеек	1	2	3	4	5		
Диаметр шеек, мм	94,40	94,22	94,12	94,31	94,36		
Износ шеек, мм	0,10	0,28	0,38	0,19	0,14	0,28	1,28

Таблица 5

Износ элементов ЦПГ двигателя КамАЗ - 740-11-240 автомобиля КамАЗ 5511-016, пробег 25 тыс.км после первого КР

Номера цилиндров	1	2	3	4	5	6	7	8	$S_н$	$K_{Sн}$
Износ гильз, мм.	0,10	0,09	0,08	0,08	0,10	0,07	0,09	0,25	0,18	1,67
Зазор в стыке кольца, мм										
1-го компрессионного	0,50	0,45	0,70	0,50	0,65	0,50	0,70	1,20	0,75	1,15
2-го компрессионного	0,47	0,45	0,60	0,40	0,42	0,42	0,50	1,00	0,60	1,13
маслосъемного	0,47	0,50	0,50	0,60	0,50	0,50	0,50	0,80	0,33	0,64

Анализ результатов износа одноименных элементов ЦПГ, КШМ, механизма газораспределения (МГР), 14 двигателей КамАЗ-740.11-240, поступивших в ремонт, свидетельствует об увеличенных в 2 раза значениях коэффициентов неравномерности их изнашивания по сравнению с автомобилями, эксплуатирующимися по III–IV категории в городах Уральской и Саратовской областей, и в 3,5…4,5 раза по сравнению с двигателями WD615.

Установлено, что в условиях сильной запыленности динамика изнашивания элементов ЦПГ, подшипников коленчатого и распределительного валов ДВС от пробега l подчиняется экспоненциальной зависимости [1]

$$S = S_0 \cdot e^{bl}, \qquad (3)$$

где S_0 – начальные (номинальные) значения параметра после приработки; b – коэффициент, характеризующий интенсивность изменения исследуемого параметра технического состояния на единицу пробега.

Значение текущей неравномерности изнашивания одноименных сопряжений ЦПГ, КШМ и МГР по пробегу также увеличивается по экспоненциальной зависимости

$$S_н = S_{н.о} \cdot e^{b_н l}, \qquad (4)$$

где $S_{н.о}$ – значение исходной неравномерности зазоров в одноименных сопряжениях ДВС после этапа приработки; $b_н$ – коэффициент интенсификации неравномерности изнашивания.

Практика эксплуатации ДВС автотракторной техники в условиях сильной запыленности показывает, что в большинстве случаев снятие двигателей в ремонт происходит по причине достижения предельного состояния деталей одного или двух сопряжений. Состояние остальных одноименных элементов ЦПГ и КШМ ДВС, как правило, удовлетворительно и имеет достаточный запас ресурса. Высокая неравномерность изнашивания одноименных элементов двигателей КамАЗ, особенно сопряжений «гильза цилиндров – поршневые кольца», приводит к значительному недоиспользованию их потенциального ресурса и повышению затрат на поддержание их работоспособности в процессе эксплуатации.

Взаимосвязь неравномерности ресурсов l_1, l_2 по отношению к неравномерности изнашивания одноименных элементов сравниваемых ДВС в соответствии с формулой (4) также экспоненциальная и зависит от соотношения их текущих значений структурных параметров (зазоров) S_{01} и S_{02} к предельно допустимым S_n

$$l_1 = l_2 \cdot \ln\left(\frac{S_n}{S_{o_1}}\right) \Big/ \ln\left(\frac{S_n}{S_{o_2}}\right). \qquad (5)$$

Таким образом, на ресурс взаимосвязанных одноименных элементов ДВС оказывают влияние не только условия агрессивной среды, но и неравномерность исходных структурных параметров в их сопряжениях. Сравнительный аналитический и количественный анализ показателей режимов работы, интенсивности и неравномерности изнашивания элементов ДВС автомобилей КамАЗ-5511-016 и Renault Kerax показал, что у первых требуются конструктивные изменения систем охлаждения и очистки воздуха (интенсивность изнашивания элементов ЦПГ двигателей КамАЗ в крайних цилиндрах выше, чем в средних (табл. 5), из-за более контрастного режима охлаждения поверхности гильз и значительной доли, проникающих в них абразивных частиц). Отмечены более высокая нестационарность скоростных режимов и неравномерности изнашивания одноименных элементов двигателей КамАЗ-740.11-240 относительно двигателей WD615. Экспоненциальный рост исходной неравномерности структурных параметров одноименных элементов в процессе эксплуатации (4), определяет высокие требования к точности изготовления деталей на стадии производства и технологии сборки ДВС.

Установленные количественные характеристики переменности режимов работы и зависимости (2), (4), (5) износа элементов двигателей от пробега автомобилей, эксплуатирующихся в экстремальных условиях пустынь, позволяют более точно прогнозировать ресурс, расход запасных частей, корректировать нормативы регламентных обслуживаний и целенаправленно разрабатывать защитные мероприятия для снижения абразивно-коррозионного износа ЦПГ и КШМ ДВС указанной категории автомобилей.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Авдонькин, Ф. Н.* Теоретические основы технической эксплуатации автомобилей / Ф. Н. Авдонькин. – М.: Транспорт, 1985. – 215 с.

2. *Гребенников, А. С.* Диагностирование автотракторных двигателей динамическим методом / А. С. Гребенников; Сарат. гос. техн. ун-т. – Саратов, 2002. – 196 с.

3. *Денисов, А. С.* Обеспечение надежности автотракторных двигателей / А. С. Денисов, А. Т. Кулаков; Сарат. гос. техн. ун-т. – Саратов, 2007. – 422 с.

4. Положение о техническом обслуживании и ремонте подвижного состава автомобильного транспорта. – М.: Транспорт, 1986. – 78 с.

5. *Эфендиев, А. М.* Особенности изнашивания автотракторных двигателей в условиях пустынь и полупустынь / А. М. Эфендиев, А. Е. Николаенко // Двигателестроение. – 1991. – № 10–11. – С. 69–73.

УДК 629.113.004.67

А. С. Денисов, А. Р. Асоян, В. П. Захаров

АНАЛИЗ ИЗМЕНЕНИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ РЕСУРСООПРЕДЕЛЯЮЩИХ ЭЛЕМЕНТОВ ДИЗЕЛЕЙ КАМАЗ В ПРОЦЕССЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Саратовский государственный технический университет
(e-mail: denisov0307@yandex.ru)

В работе рассмотрено изменение технического состояния подшипников коленчатого вала (ПКВ) и цилиндропоршневой группы (ЦПГ) двигателей семейства КамАЗ, в процессе эксплуатации. Определено, что интенсивность изменения показателей технического состояния ПКВ и ЦПГ в процессе эксплуатации по двигателям КамАЗ-Евро в 1,4–1,6 раза ниже, чем у базовых.

Ключевые слова: техническое состояние, подшипники коленчатого вала, цилиндропоршневая группа, макрогеометрические отклонения, сопряжение, интенсивность изнашивания.

This article examines the change in the technical state of crankshaft bearings (CPR) and the piston group (CPG) family of engines KAMAZ, during the operation. Determined that the intensity changes in the indices of technical state of CPR and CPG in the operation of engines KAMAZ-Euro in 1,4-1,6 times lower than that of the base.

Keywords: technical condition, crankshaft bearings, piston group, makrogeometricheskie deviations, coupling, the wear rate.

Основными ресурсоопределяющими элементами двигателей являются подшипники коленчатого вала (ПКВ) и цилиндропоршневая группа (ЦПГ). Подшипники коленчатого вала являются динамически нагруженными, и интенсивность изнашивания их деталей в процессе эксплуатации возрастает. Поэтому зависимость таких показателей технического состояния, как износ, макрогеометрические отклонения, зазор в сопряжении, от наработки экспоненциальная [1, 2]:

$$Y = Y_0 e^{bl}, \quad (1)$$

где Y_0 – значение показателя в конце приработки, приведенное к началу эксплуатации (пробег $l = 0$); b – изменение интенсивности изнашивания на единицу износа деталей.

Вследствие повышения зазора в коренных подшипниках возрастает расход масла через него. Поэтому зависимость давления в смазочной системе на конкретном скоростном, тепловом, нагрузочном режиме от наработки снижающаяся экспоненциальная [2]

$$p = p_0 e^{-b_p l}, \quad (2)$$

где p_0 – давление в конце приработки, приведенное к началу эксплуатации (пробег $l = 0$; b_p – параметр интенсификации.

В цилиндропоршневой группе сопряжение кольцо – гильза является саморазгружающимся, в котором интенсивность изнашивания деталей снижается [1]. Поэтому зависимость таких показателей, как износ, макрогеометрические отклонения, зазор в стыке, от наработки может быть аппроксимирована полиномом второй степени [1, 2]

$$S = S_0 + al - bl^2, \quad (3)$$

где a, b – экспериментальные параметры; l – наработка, тыс. км.

Сопряжение кольцо – канавка поршня относится к динамически нагруженным, в которых по мере изнашивания интенсивность изнашивания возрастает, следовательно, износ возрастает по экспоненциальной зависимости от наработки (1).

Техническое состояние этого сопряжения определяет величину расхода масла на угар, который обусловлен насосным действием колец в канавках поршня. Поэтому зависимость расхода масла на угар после приработки в процессе эксплуатации возрастает также по экспоненциальной зависимости (1).

Собранные экспериментальные статистические данные по износу и макрогеометрии деталей ПКВ и ЦПГ двигателей КАМАЗ-ЕВРО (48 двигателей) позволили построить кривые изменения показателей технического состояния в процессе эксплуатации.

Кривые изнашивания и изменения макрогеометрии деталей ПКВ частично приведены на рис. 1–4, а параметры зависимостей показателей технического состояния ПКВ – в табл. 1. Дисперсионный анализ проводили по критерию Фишера.

Таблица 1

Параметры кривых изменения показателей технического состояния ПКВ дизелей КАМАЗ-ЕВРО в процессе эксплуатации

Показатели технического состояния	Параметры		Критерии	
	Y_0	b	R^2	F_p
Износ коренных шеек, мкм	14,98	0,0039	0,954	2,96
Износ шатунных шеек, мкм	9,73	0,0042	0,833	3,41
Износ коренных вкладышей, мкм	24,95	0,0046	0,975	3,92
Износ шатунных вкладышей, мкм	13,40	0,0048	0,986	3,25
Овальность коренных шеек, мкм	5,62	0,0050	0,976	5,11
Овальность шатунных шеек, мкм	4,44	0,0048	0,967	3,27
Зазор в коренных подшипниках, мкм	109,03	0,0025	0,983	3,01
Зазор в шатунных подшипниках, мкм	95,77	0,0025	0,983	2,64
Прогиб шатунных вкладышей, мкм	7,93	0,0069	0,967	4,78
Корсетность нижней головки шатуна, мкм	14,52	0,0062	0,970	3,83
Давление в системе смазки, МПа:				
при 2200 мин$^{-1}$ (во всем диапазоне пробега)	0,545	0,0020	0,951	2,18
(при пробеге более 50 тыс. км)	0,547	0,0022	0,976	2,97
при 600 мин$^{-1}$	0,256	0,0019	0,861	3,61

Примечание: R^2 – коэффициент детерминации (параметр достоверности); F_p – расчетное значение критерия Фишера; критическое (табличное) значение критерия Фишера F_p при доверительной вероятности 0,95 и объеме выборки $n = 48$ составляет 2,03, а при $n = 64$ – 1,97.

Давление в системе смазки на номинальном режиме работы двигателя практически не изменяется до наработки 50 тыс. км. Это обусловлено работой редукционного клапана [2]. В дальнейшем наблюдается закономерное снижение давления масла, что отражено в табл. 1.

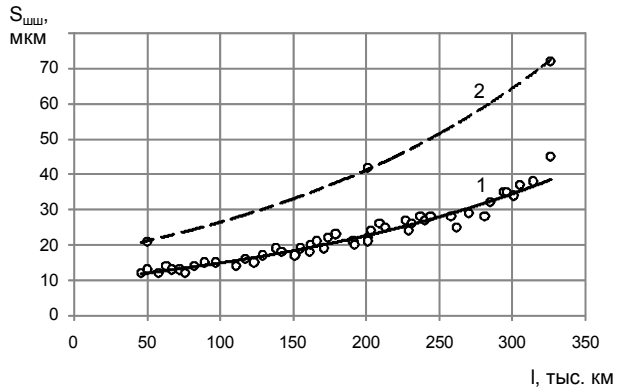


Рис. 1. Зависимость износа шатунных шеек двигателей КамАЗ от наработки:
1 – КамАЗ-Евро; *2* – КамАЗ-740

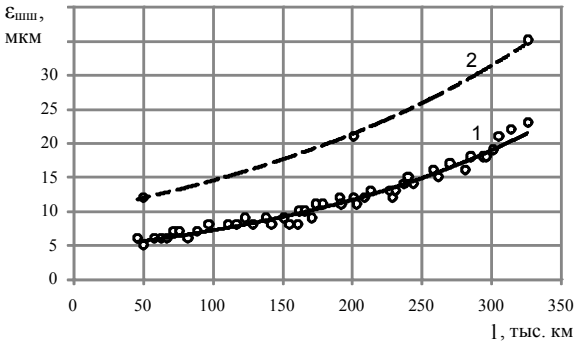


Рис. 2. Зависимость овальности шатунных шеек двигателей КамАЗ от наработки:
1 – КамАЗ-Евро; *2* – КамАЗ-740

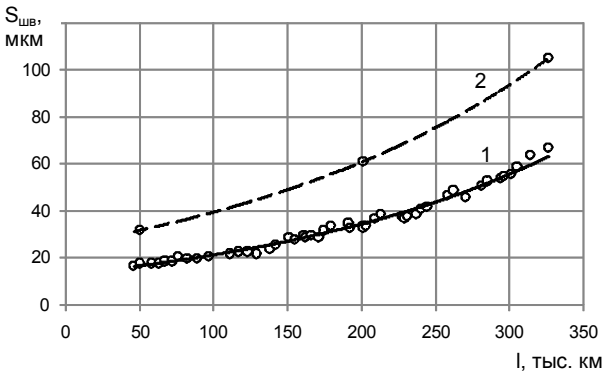


Рис. 3. Зависимость износа шатунных вкладышей двигателей КамАЗ от наработки:
1 – КамАЗ-Евро; *2* – КамАЗ-740

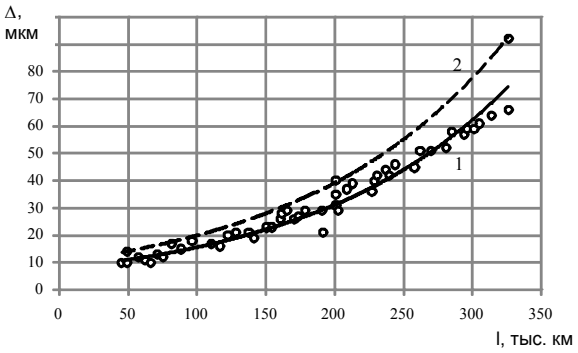


Рис. 4. Зависимость остаточного прогиба Δ шатунного вкладыша двигателей КамАЗ от наработки:
1 – КамАЗ-Евро; *2* – КамАЗ-740

Для прогнозирования ресурса целесообразно использовать параметры, полученные обработкой данных после 50 тыс. км. Для режима холостого хода давление масла снижается сразу с начала эксплуатации.

Таблица 2

Параметры зависимости показателей технического состояния ПКВ и ЦПГ от наработки двигателей КАМАЗ-ЕВРО

Наименование показателей технического состояния	Параметры		Критерии	
Экспоненциальная зависимость	S_0	b	R^2	F_p
Зазор в сопряжении первое компрессионное кольцо – канавка поршня, мкм	95,44	0,0047	0,983	3,53
Расход масла на угар, % от расхода топлива	0,349	0,0067	0,965	4,14

Квадратичная зависимость	b	a	S_o	R^2	F_p
Диаметральный износ гильз цилиндров в верхнем поясе, мкм	0,0004	0,787	11,91	0,981	2,85
Радиальный износ верхних компрессионных колец, мкм	0,0012	1,69	5,53	0,991	2,72
Зазор в стыке верхнего компрессионного кольца в калибре Ø120, мм	-0,0001	0,012	0,301	0,984	2,16
Овальность гильз цилиндров, мкм	-0,0003	0,341	5,14	0,966	2,71

Примечание: R^2 – коэффициент детерминации (параметр достоверности); F_p – расчетное значение критерия Фишера; критическое (табличное) значение критерия Фишера F_p при доверительной вероятности 0,95 и объеме выборки $n = 48$ составляет 2,03, а при $n = 64$ – 1,97.

Параметры зависимостей показателей технического состояния ЦПГ от наработки – в табл. 2.

Дисперсионный анализ проводили по критерию Фишера. Судя по параметру R^2, экспериментальные данные с высокой степенью достоверности соответствуют аналитическим зависимостям. Расчетные значения критерия Фишера значительно выше табличных (критических). Следовательно, с доверительной вероятностью 0,95 можно утверждать, что изменение приведенных показателей технического состояния ПКВ и ЦПГ в процессе эксплуатации значимо, а не обусловлено случайным сочетанием факторов.

На рис. 1–4 приведены также зависимости показателей технического состояния ЦПГ по базовым двигателям КамАЗ-740, которые получены ранее [2]. Из сравнения кривых по обеим модификациям двигателей видим, что интенсивность изменения показателей технического состояния ПКВ и ЦПГ в процессе эксплуатации по двигателям КамАЗ-Евро в 1,4–1,6 раза ниже, чем базовых. Это обусловливает соответствующее повышение ресурса ПКВ и ЦПГ силовых агрегатов КамАЗ-Евро и изменение структуры эксплуатационно-ремонтного цикла.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Авдонькин, Ф. Н.* Теоретические основы технической эксплуатации автомобилей / Ф. Н. Авдонькин. – М.: Транспорт, 1985. – 215 с.

2. *Денисов, А. С.* Основы формирования эксплуатационно-ремонтного цикла автомобилей / А. С. Денисов; Сарат. гос. техн. ун-т. – Саратов, 1999. – 352с.

УДК 621.43

В. М. Славуцкий*, *З. В. Каныгин*, *В. И. Липилин*, *Ю. В. Белозубов

ИССЛЕДОВАНИЕ ВОЗМОЖНОСТЕЙ ДОЗИРОВАНИЯ ПОДАЧИ ТОПЛИВА В МОДЕРНИЗИРОВАННОЙ СИСТЕМЕ НЕПОСРЕДСТВЕННОГО ДЕЙСТВИЯ

Волгоградский государственный технический университет
(e-mail: atd304@vstu.ru)

Приведены результаты исследования топливной системы, представляющей собой традиционную систему, дополненную запирающим устройством, установленным перед форсункой. Специфика конструкции позволяет разделить процессы нагнетании и дозирования. Заметно улучшены энергетические свойства системы: повышено, в сравнении с традиционной системой, максимальное давление.

Ключевые слова: модернизация системы, запирающее устройство, задержка открытия, дозирование топлива.

Results of probe of the fuel system representing traditional system, added with the locking device installed before a injector are resulted. Specificity of a design allows to divide processes a pumping and batching. Power properties of system are considerably improved: increase, in comparison with traditional system, the maximum pressure.

Keywords: modernization of the system, locking device, the delay of the opening, dispensing fuel.

Одним из недостатков традиционной топливной системы разделенного типа считают совмещение процессов отсечки и нагнетания топлива. Сотрудниками кафедры «Автотракторные двигатели» ВолгГТУ запатентована система топливоподачи дизелей, лишенная указанного недостатка [1–4]. Это модернизированная традиционная топливная система. Нагнетательная магистраль системы разделена на два контура. Первый контур – участок от штуцера насоса до запирающего устройства, установленного перед форсункой. Второй контур – участок от запирающего устройства до форсунки. В качестве запирающего устройства используется электромагнитный клапан.

Система исследовалась как в штатном режиме, так и на режиме, когда форсунка сообщается с нагнетательной магистралью с некоторым запаздыванием, относительно начала рабочего хода плунжера.

Исследовалось влияние запаздывания начала открытия запорного устройства относительно начала движения плунжера, что выражено углом поворота вала топливного насоса ($\varphi_{зап}$). Путем численных экспериментов установлено следующее. При частоте вращения вала насоса $n_в$ = 1000, 1500 и 2000 мин$^{-1}$ можно выделить две области регулирования. При $\varphi_{зап}$ меньше 32 градусов не отмечено ярко выраженного влияния этого параметра на максимальное давление впрыскивания $P_ф$ и цикловую подачу $Q_ц$. Для второй области регулирования ($\varphi_{зап}$>32 градуса) характерно заметное изменение показателей процесса впрыскивания топлива. Начало резкого уменьшения цикловой подачи топлива $Q_ц$, при угле запаздывания открытия запорного устройства $\varphi_{зап}$=32 градуса, объясняется началом отсечки при этом положении вала насоса. По мере увеличения $\varphi_{зап}$, все большее количество топлива, сжатого в первом контуре за вре-

мя рабочего хода плунжера, перетекает через отсечное отверстие. При этом уменьшается количество топлива, поступающего в полость форсунки.

Предлагаемый механизм подачи топлива предполагает, что топливо, вытесненное плунжером при его рабочем ходе, накапливается сначала в первом контуре нагнетательной магистрали. После начала отсечки топливо перетекает только в полость низкого давления. В этих условиях, момент открытия запорного устройства, то есть момент начала сообщения первого контура с форсункой, определяет цикловую подачу и максимальное давление впрыскивания топлива. Это подтверждают результаты экспериментов при уменьшенном до 0,15 мм, против 0,302 (штатная система), диаметре отсечного отверстия $D_{от}$. При тех же углах запаздывания открытия запорного устройства увеличиваются и цикловая подача $Q_ц$, и максимальное давление впрыскивание топлива $P_ф$, что является, при прочих равных условиях, следствием меньшего количества топлива, перетекающего в отсечную полость.

При каждом скоростном режиме, путем изменения рабочего хода плунжера, в штатной системе обеспечивалась цикловая подача топлива, равная таковой в опытной системе. Диаметр отсечного отверстия для обеих систем – $D_{от}$ = 0,302 мм.

В результате численного эксперимента установлено, что максимальное давление впрыскивания $P_ф$ в опытной системе превышает этот показатель для штатной системы, и тем больше, чем меньше цикловая подача топлива. По мере повышения частоты вращения вала насоса разница в давлениях впрыскивания увеличивается. Так, при $n_в$ = 1000 мин$^{-1}$ она составляет 10 МПа, при $n_в$ = 1500 мин$^{-1}$ – 15 МПа ($Q_ц$=19 мм^3), а при $n_в$ = 2000 мин$^{-1}$ – 15 МПа ($Q_ц$=23 мм^3). На скоростных режимах 1000 и 1500 мин$^{-1}$ начало превышения максимального давления впрыскивания отмечено при угле запаздывания открытия запорного устройства – 26 градусов, то есть, с момента, когда запорное устройство начинает открываться позднее начала активного хода плунжера. Это можно объяснить накапливанием энергии сжатого топлива в первом контуре нагнетательной магистрали. По мере увеличения $\varphi_{зап}$, вплоть до значения 32 градуса, наблюдается рост максимального давления впрыскивания при практически неизменной цикловой подаче. При $n_в$ = 1000 мин$^{-1}$ в диапазоне изменений угла запаздывания $\varphi_{зап}$ от 26 до 32 градусов, превышение давления впрыскивания изменяется от нуля до 9 МПа. Аналогично, при $n_в$ = 1500 мин$^{-1}$ превышение давления впрыскивания составляет 4 МПа. При $n_в$ = 2000 мин$^{-1}$ превышение давления впрыскивания отмечено только при угле запаздывания $\varphi_{зап}$, большем 32 градусов.

Результаты проведенных исследований указывают на возможность дозирования цикловой подачи топлива путем изменения угла запаздывания открытия запорного устройства. Это тем более оправдано, что давления впрыскивания топлива в данной системе на всех скоростных режимах превышают таковые в штатной системе.

Как видно из рис. 1–3, демонстрирующих связь цикловой подачи с давлением впрыскивания, последнее, в зоне малых подач, существенно выше в опытной системе, чем в штатной. А это обстоятельство позволяет с большей эффективностью использовать дизель при частичном его нагружении.

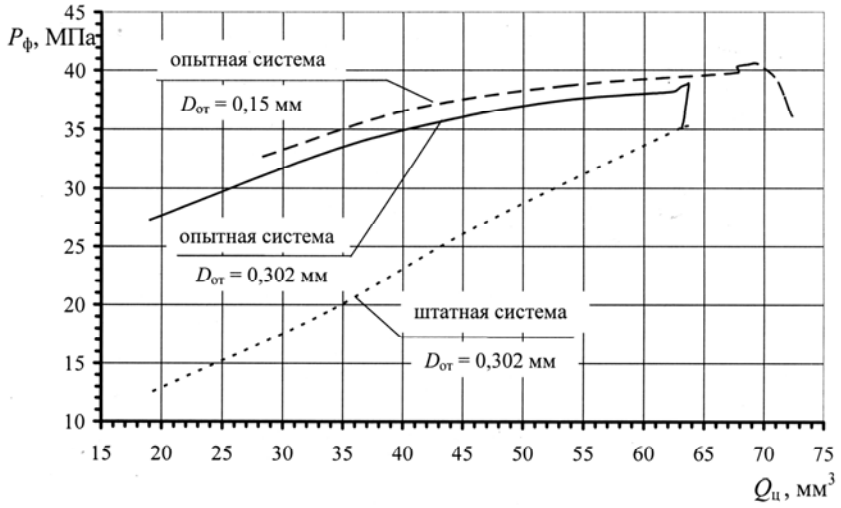


Рис. 1. Зависимость максимального давления впрыскивания топлива $P_ф$ от величины цикловой подачи $Q_ц$ при $n_в$ = 1000 мин$^{-1}$

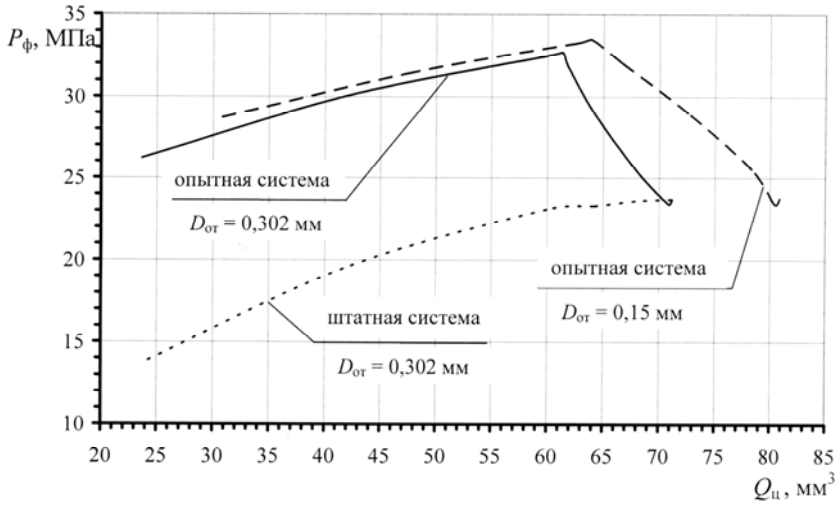


Рис. 2. Зависимость максимального давления впрыскивания топлива $P_ф$ от величины цикловой подачи $Q_ц$ при $n_в$ = 1500 мин$^{-1}$

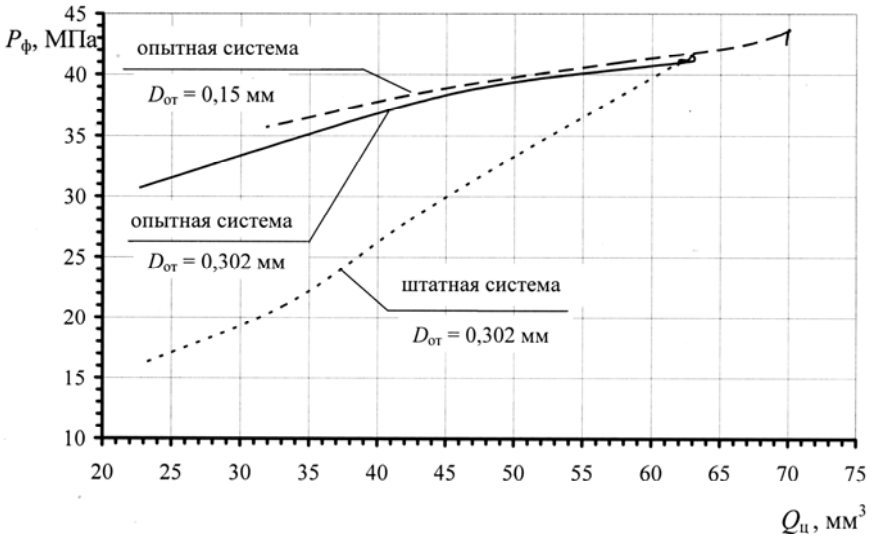


Рис. 3. Зависимость максимального давления впрыскивания топлива $P_ф$ от величины цикловой подачи $Q_ц$ при $n_в$=2000 мин$^{-1}$

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Пат. 2330176 РФ, МПК F 02 M 63/04. Способ регулирования подачи топлива в цилиндры дизеля / В. М. Славуцкий, Ю. В. Белозубов, З. В. Каныгин, З. Х. Харсов; ВолгГТУ. – 2008.

2. *Салыкин, Е. А.* Улучшение показателей процесса топливоподачи в дизеле путем скоростного форсирования насоса высокого давления: специальность 05.04.02: дис. ... канд. техн. наук / Е. А. Салыкин; ВолгГТУ. – Волгоград, 2003. – 264 с.

3. *Агеев, Б. С.* Исследование способов форсирования впрыскивания топлива топливовпрыскивающей аппаратурой среднеоборотных дизелей / Б. С. Агеев, А. Е. Припоров, Г. И. Савенкова // Двигателестроение. – 1989. – № 6. – С. 18–22.

4. *Астахов, И. В.* Топливные системы и экономичность дизелей / И. В. Астахов, Л. Н. Голубков, В. И. Трусов. – М.: Машиностроение, 1990. – 288 с.

УДК 621.436

Е. А. Салыкин, А. М. Ларцев, В. В. Славуцкий, В. Ю. Соснин

ОПЫТ МОДЕРНИЗАЦИИ ДИЗЕЛЬНЫХ СИСТЕМ ТОПЛИВОПОДАЧИ НЕПОСРЕДСТВЕННОГО ДЕЙСТВИЯ

Волгоградский государственный технический университет
(e-mail: atd304@vstu.ru)

Приведены обобщенные сведения по вариантам модернизации дизельных систем топливоподачи непосредственного действия.

Ключевые слова: модернизация, топливоподача, дизель.

The generalized data by variants of modernization of diesel systems of fuel delivery of direct action are resulted.
Keywords: modernization, fuel feed, diesel.

Эффективные, экологические и экономические показатели современного дизельного двигателя во многом определяются совершенством используемой системы топливоподачи. К системам топливоподачи в основном предъявляются требования, связанные с интенсификацией процесса подачи топлива, возможностями гибкого регулирования угла опережения впрыскивания, цикловой подачи топлива и характеристики впрыскивания во всем диапазоне эксплуатационных режимов двигателя. Приведенным требованиям полностью соответствуют современные аккумуляторные системы топливоподачи типа Common Rail. Однако, аккумуляторным системам присущи и недостатки. Особо следует отметить относительно высокую стоимость изготовления, ремонта и обслуживания, а также повышенные требования к качеству используемого топлива.

В современных условиях представляется актуальной задача модернизации традиционных систем топливоподачи непосредственного действия, изначально лишенных отмеченных недостатков. При модернизации систем может быть использован и опыт, накопленный на кафедре «Автотракторные двигатели» ВолгГТУ.

Действенным методом интенсификации процесса впрыскивания топлива, в системе непосредственного действия разделенного типа, является скоростное форсирование топливного насоса высокого давления (ТНВД) [1]. Схема такой системы приведена на рис. 1. Удваивание скорости вращения вала ТНВД и уравнивание ее со скоростью вращения коленчатого вала двигателя позволяет увеличить скорость плунжера на ходе нагнетания в 2 раза, что повышает объемную скорость подачи и, соответственно – среднее давление впрыскивания в 1,4–1,6 раза. При этом обеспечивается сокращение продолжительности впрыскивания по углу поворота коленчатого вала [2]. Возрастание нагрузок в механизме привода плунжера ТНВД с увеличением скорости вращения, отрицательно сказывающееся на долговечности системы, может быть уменьшено путем специального профилирования кулачков привода плунжера [2].

При скоростном форсировании ТНВД (удваивании скорости вращения вала ТНВД) на один рабочий цикл четырехтактного дизеля приходится два нагнетающих хода плунжера. При дополнительном ходе плунжера через клапан перепускается определенная часть топлива в полость низкого давления. Это позволяет изменять начальное давление в нагнетательной магистрали при основном ходе плунжера. Регулирование начального давления обеспечивает снижение межцикловой нестабильности впрыскивания топлива и одновременно, при увеличении начального давления, некоторое повышение среднего давления впрыскивания топлива.

При исследовании систем топливоподачи, модернизированных за счет скоростного форсирования ТНВД, рассматривались различные варианты исполнения перепускного клапана. Один из вариантов – клапан в виде распределителя с механическим приводом от вала ТНВД (рис. 1, *б*). Изменением диаметров и углового расположения окон в распределителе удается получать как оптимальные начальные давления, так и необходимые скоростные характеристики системы топливоподачи [3]. Использование же в качестве перепускного устройства клапана с электромагнитным управлением потенциально позволяет значительно расширить возможности системы изменять характеристики впрыскивания топлива на различных скоростных и нагрузочных режимах работы дизеля.

Описанные варианты модернизации систем топливоподачи непосредственного действия обладают существенным недостатком – значи-

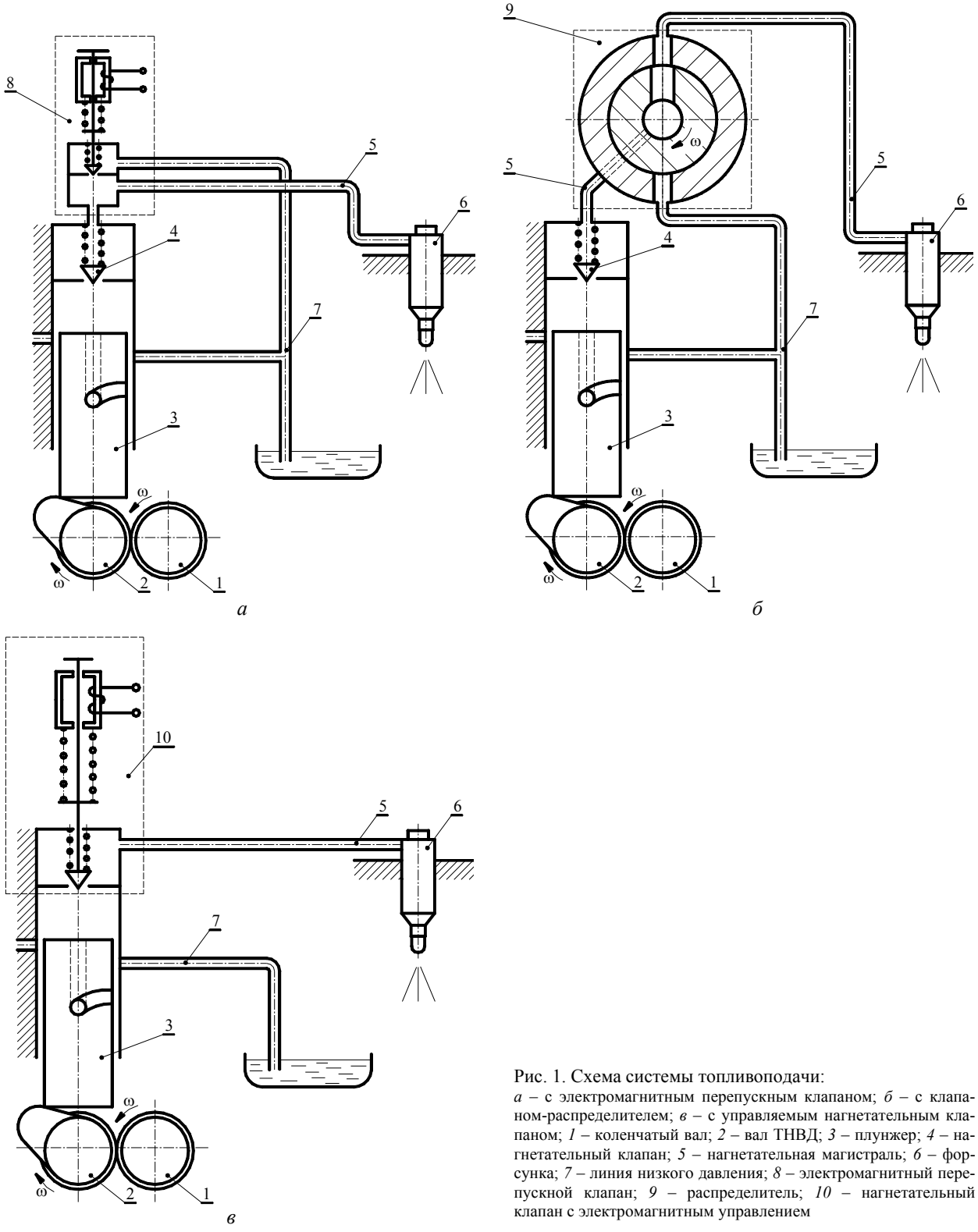


Рис. 1. Схема системы топливоподачи:
а – с электромагнитным перепускным клапаном; *б* – с клапаном-распределителем; *в* – с управляемым нагнетательным клапаном; *1* – коленчатый вал; *2* – вал ТНВД; *3* – плунжер; *4* – нагнетательный клапан; *5* – нагнетательная магистраль; *6* – форсунка; *7* – линия низкого давления; *8* – электромагнитный перепускной клапан; *9* – распределитель; *10* – нагнетательный клапан с электромагнитным управлением

тельными потерями энергии. Бóльшая или меньшая части топлива, сжатого до высокого давления при дополнительном ходе плунжера, перепускается на слив. Эти потери сравнимы с расходом на управление в аккумуляторных системах типа Common Rail первого поколения. Такого недостатка лишена система топливоподачи разделенного типа с управляемым нагнетательным клапаном (рис. 1, *в*). Управление движением нагнетательного клапана, направленное в основном на регулирование его закрытия, позволяет дозировать цикловую пор-

цию топлива и формировать требуемые скоростные характеристики системы [4]. Однако имеются затруднения по реализации в такой системе скоростного форсирования ТНВД, из-за необходимости перепуска части топлива на слив при дополнительном ходе плунжера. Установка дополнительного перепускного клапана приводит к усложнению системы и увеличению ее стоимости.

Существуют и другие возможные способы модернизации систем топливоподачи непосредственного действия. Практически все они, исходя из нашего опыта и опыта других исследователей, основаны на широком внедрении электронного управления. При этом основное внимание, по нашему мнению, следует уделять не только повышению давления впрыскивания топлива, но и возможностям регулирования процессов подачи топлива для получения требуемых значений цикловой подачи, угла опережения впрыскивания и закона подачи.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Пат. № 2187688 Рос. Федерация, МПК7 F 02 M 63/04 Способ регулирования подачи топлива в цилиндры дизеля / В. М. Славуцкий, В. В. Славуцкий, В. А. Зубченко, А. В. Курапин, В. И. Липилин, А. М. Ларцев, В. О. Ульянов, Е. А. Салыкин; заявитель и патентообладатель Волгоград. гос. техн. ун-т. – № 2000128585/06; заявл. 15.11.2000; опубл. 20.08.2002. Бюл № 23.

2. *Салыкин, Е. А.* Улучшение показателей процесса топливоподачи в дизеле путем скоростного форсирования насоса высокого давления дис. ... канд. техн. наук: 05.04.02/ Е. А. Салыкин; ВолгГТУ. – Волгоград, 2003. – 264 с.

3. *Черныш, А. Г.* Исследование дизельной топливной аппаратуры с регулируемым начальным давлением / А. Г. Черныш, В. В. Славуцкий, З. Х. Харсов // Известия Волгоградского государственного технического университета: межвуз. сб. науч. ст. – 2008. – № 6 (44). – С. 59–63.

4. *Славуцкий, В. М.* Дозирование подачи топлива в дизеле путем управления нагнетательным клапаном / В. М. Славуцкий, Е. А. Салыкин, О. Д. Косов, В. И. Липилин // Известия Волгоградского государственного технического университета: межвуз. сб. науч. ст. – 2008. – № 3. – С. 40–45.

УДК 621.43

В. М. Славуцкий, О. Л. Хуранов, З. Х. Харсов, З. В. Каныгин

УЛУЧШЕНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ПРОЦЕССА ПОДАЧИ ТОПЛИВА ПРИ ЧАСТИЧНЫХ НАГРУЗКАХ ДИЗЕЛЯ

**Волгоградский государственный технический университет,
Северо - Кавказский филиал Московского автомобильно-дорожного
государственного технического университета (МАДИ)**

(e-mail: atd304@vstu.ru)

Изучены особенности механизма подачи малой порции топлива в дизеле. Для улучшения показателей процесса подачи топлива на частичных нагрузках дизеля использованы скоростное форсирование топливного насоса и изменение конструктивно-регулировочных параметров топливной системы.

Ключевые слова: интенсификация, нагнетательная магистраль, частичные нагрузки, номинальный режим, топливная система, регулировочные параметры.

Features of the feeder of a small portion of fuel in a diesel engine are studied. For improvement of indicators of process of fuel delivery at partial loadings high-speed speeding up and change of is constructive-adjusting parameters of a fuel system are used.

Keywords: intensification, pressure line, partial load, the nominal mode, fuel system, adjusting the settings.

Важной особенностью запатентованной сотрудниками кафедры «Автотракторные двигатели» топливной системы (далее опытной) [1,3], отличающей ее от штатной, является уменьшение цикловой подачи при повышении частоты вращения вала насоса. Система обеспечивает скоростную характеристику с положительной коррекцией. Снижение цикловой подачи топлива с повышением частоты вращения вала насоса $n_в$ при частичных нагрузках, указывает на правомерность предлагаемых механизмов, объясняющих это явление на режиме полной нагрузки [2,5].

При общей тенденции к снижению цикловой подачи требуется анализ довольно сложного характера изменения $Q_ц$ как функции $n_в$, что особенно заметно при $Q_ц$ = 75 %, 50 % и 30 %. Это, по нашему мнению, связано с особенностями действия искажающих факторов. Тем более это вызывает интерес, что при восстановлении (увеличении) цикловой подачи другим становится характер изменения $Q_ц$. По сложному закону изменяется $Q_ц$ при нагрузке 50 и 30 %. Во всяком случае, уменьшение объема штуцера насоса и повышение жесткости пружины нагнетательного клапана, как и при

полной нагрузке, приводят к восстановлению (увеличению) цикловой подачи. Это доказывает схожесть изменений механизма подачи при скоростном форсировании топливного насоса в случае полной и частичной нагрузок [4,5].

В соответствии с принятым механизмом подачи топлива в опытной системе, рассчитано отношение объема топлива, сжатого в отдельных полостях системы $V_{сж}$, к объему цикловой подачи V_c.

При 100 %-ной нагрузке (рис. 1) в штуцере насоса при $n_в = 2000$ мин$^{-1}$ сжимается больше 100 % поданного плунжером топлива, то есть сжимается в одной из полостей системы топлива больше, чем подано плунжером (цикловая подача). Это однозначно объясняется высоким остаточным давлением в нагнетательной магистрали, что характерно для системы топливоподачи разделенного типа. Меньшее количество топлива сжимается в форсунке. В нагнетательном трубопроводе сжимается до 70 % топлива (рис. 1).

При нагрузке 75 % и $n_в = 2000$ мин$^{-1}$ в штуцере насоса сжимается 120 % топлива, в нагнетательном трубопроводе – от 70 до 80 %. В полости форсунки сжимается от 25 до 40 % топлива во всем диапазоне изменения частоты вращения вала насоса.

Если нагрузка двигателя 50 %, то в полости штуцера сжимается от 100 до 150 % топлива, поданного плунжером в нагнетательную магистраль. В нагнетательном трубопроводе – 80...100 % топлива. В полости форсунки – 40…50 % топлива.

Максимальное количество топлива, сжимаемое в полостях системы, отмечено при нагрузке 30 % (рис. 2). Многими исследователями отмечена особенность разделенной системы подачи, заключающаяся в значительном повышении остаточного давления в нагнетательной магистрали, что особенно выражено на частичных нагрузках и на режиме холостого хода. Это объясняет, во-первых, уменьшение цикловой подачи топлива большим количеством его (топлива), сжимаемого в полостях системы, а, во-вторых, оправдывает уменьшение, например, объема штуцера насоса для восстановления цикловой подачи [3].

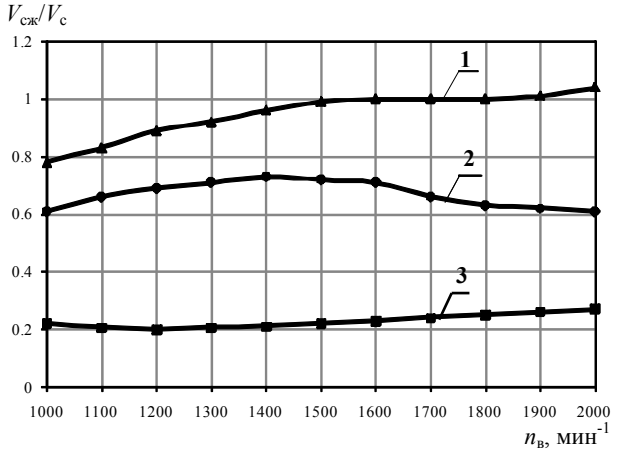


Рис. 1. Зависимость относительного количества топлива, сжимаемого в полостях системы, от частоты вращения вала насоса: $Q_ц = 100$ %:
1 – штуцер насоса; *2* – трубопровод; *3* – форсунка

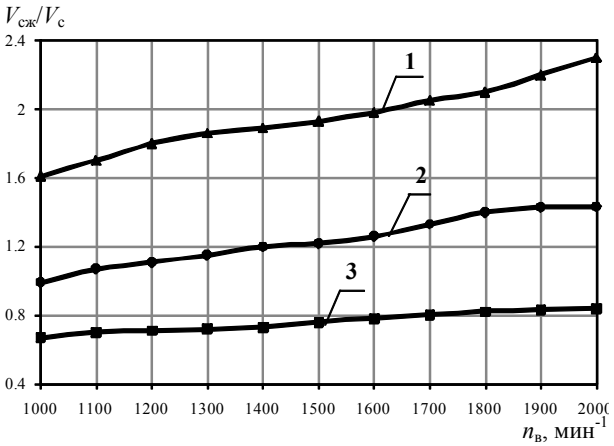


Рис. 2. Зависимость относительного количества топлива, сжимаемого в полостях системы, от частоты вращения вала насоса: $Q_ц = 30$ %:
1 – штуцер насоса; *2* – трубопровод; *3* – форсунка

Проведенные численные эксперименты имеют практическое значение. Общеизвестно, что при малых цикловых подачах заметно ухудшается процесс смесеобразования из-за некачественного распыления топлива. Таким образом, изменение конструктивных параметров системы можно рекомендовать как действенный метод интенсификации процесса подачи топлива при частичных нагрузках.

Очень информативным показателем степени интенсивности подачи является давление начала впрыскивания. Обычно при этом, как и в нашем случае, имеют в виду давление перед сопловыми отверстиями распылителя.

Установлено повышение P_{max} и $P_{ср}$ по мере скоростного форсирования топливного насоса. Особенно это касается нагрузок 100 и 75 %, и менее заметно при нагрузках 50 и 30 %. Среднее давление впрыскивания $P_{ср}$ при нагрузке 50 % незначительно повышается по сложному закону и практически не изменяется при нагрузке 30 %.

Отношение среднего давления впрыскивания к максимальному $P_{ср}/P_{max}$, во всем диапа-

зоне исследуемых нагрузок, уменьшается. Особенно это заметно при нагрузке 30 %.

Предпринята попытка повысить давление впрыскивания топлива при нагрузке 30 %. Поскольку, как уже можно считать доказанным, при скоростном форсировании насоса изменение в механизме подачи топлива, при полной и частичной нагрузках, качественно одинаково, то вполне оправдано использование таких же (по существу) перенастроек системы, что и при восстановлении подачи, когда нагрузка полная [6].

Уменьшался объем штуцера от 2,74 до 0,5 см^3. Уменьшался диаметр отсечного отверстия от 3 до 1 мм. Повышалась жесткость пружины нагнетательного клапана от 82 до 200 Н/см.

В результате численных экспериментов выяснено следующее. При $Q_ц$ = 30 % наибольшее значение P_{max} = 45 МПа достигается при уменьшении объема штуцера (рис. 3). Среднее давление $P_{ср}$ = 18,2 МПа можно обеспечить путем уменьшения диаметра отсечного отверстия до 1,0 мм, или путем уменьшения объема штуцера до 0,5 см^3. Высокое значение $P_{ср}/P_{max}$ во всем диапазоне $n_в$ отмечено при диаметре отсечного отверстия 0,15 мм (рис. 3). Наибольшее отношение $P_{ср}/P_{max}$ – при диаметре отсечного отверстия 0,10 мм, но только в диапазоне изменения $n_в$ от 1000 до 1400 мин$^{-1}$. Очень незначительно на P_{max} влияет жесткость пружины нагнетательного клапана. В диапазоне частот вращения вала от 1200 до 1700 мин$^{-1}$ увеличение жесткости пружины повышает P_{max} на 3–5 МПа. Очень мало изменяется этот параметр при изменении $n_в$ от 1800 до 2000 мин$^{-1}$.

Среднее давление впрыскивания топлива по мере повышения жесткости пружины увеличивается на 2–3 МПа в диапазоне изменения $n_в$ от 1300 до 1900 мин$^{-1}$.

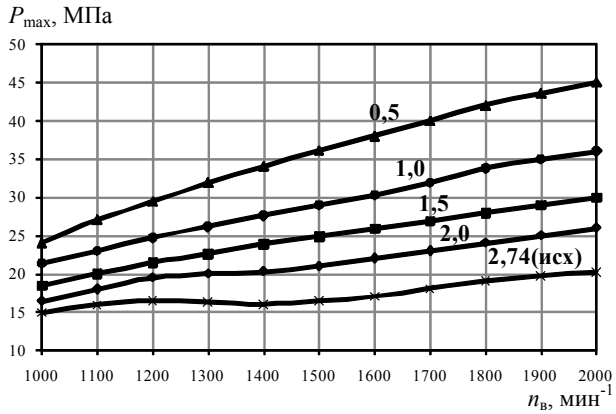


Рис. 3. Зависимость максимального давления P_{max} от частоты вращение вала насоса $n_в$: опытная система (уменьшался объем штуцера насоса); $Q_ц$ = 30 %

Отношение $P_{ср}/P_{max}$ повышается по мере увеличения жесткости пружины нагнетательного клапана в диапазоне изменения $n_в$ от 1200 до 1800 мин$^{-1}$.

Давление, при котором начинается подъем иглы распылителя называют давлением начала подачи топлива $P_ф$. Исследовалось влияние давления начала подачи топлива $P_ф$ на максимальное давление впрыскивания P_{max} при различных нагрузках. Если нагрузка дизеля 100 %, то во всем исследуемом диапазоне $n_в$ увеличение $P_ф$ приводит к повышению P_{max}. Наибольшее влияние оказывают $P_ф$ в диапазоне изменения $n_в$ от 1000 до 1300 мин$^{-1}$ и в диапазоне от 1800 до 1900 мин$^{-1}$. При нагрузке 75 % и изменении частоты вращения вала насоса $n_в$ от 1400 до 2000 мин$^{-1}$ повышение $P_ф$ приводит к увеличению максимального давления впрыскивания от 17 до 25 МПа. Несколько больше влияет $P_ф$ на P_{max} в том же диапазоне изменения $n_в$ при нагрузке 50 %. Обратное влияние $P_ф$ = 25 МПа оказывает на P_{max} при нагрузке 30 %. В диапазоне изменения $n_в$ от 1300 до 1700 мин$^{-1}$ повышение $P_ф$ до 25 МПа приводит к снижению P_{max} на 1,3 МПа. Следовательно, увеличение давления начала подачи для повышения максимального давления впрыскивания можно рекомендовать только при нагрузках 100, 75 и 50 % [6].

При нагрузке 30 % повышение давления впрыскивания топлива $P_ф$ в диапазоне изменения $n_в$ от 1000 до 2000 мин$^{-1}$ приводит к сокращению продолжительности процесса впрыскивания. Максимальное сокращение продолжительности процесса впрыскивания составляет 0,5...0,8 градуса при $n_в$ = 1200, 1600 и 2000 мин$^{-1}$.

По результатам численных экспериментов, с использованием математических моделей и программного комплекса (разработаны на кафедре АТД ВолгГТУ), можно заключить, что в качестве методов интенсификации процесса подачи топлива в дизеле при частичных нагрузках, следует применять скоростное форсирование топливного насоса и изменение конструктивных и регулировочных параметров топливной системы. Эффективным способом интенсификации является уменьшение объема штуцера насоса и диаметра отсечного отверстия.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Пат. № 2187688 Рос. Федерация, МПК7 F 02 M 63/04 Способ регулирования подачи топлива в цилиндры дизеля / В. М. Славуцкий, В. В. Славуцкий, В. А. Зубченко, А. В. Курапин, В. И. Липилин, А. М. Ларцев, В. О. Ульянов, Е. А. Салыкин; заявитель и патентообладатель Вол-

гоград. гос. техн. ун-т. – № 2000128585/06; заявл. 15.11.2000; опубл. 20.08.2002. Бюл № 23.

2. Пат. 2330176 РФ, МПК F 02 M 63/04. Способ регулирования подачи топлива в цилиндры дизеля / В. М. Славуцкий, Ю. В. Белозубов, З. В. Каныгин, З. Х. Харсов; ВолгГТУ. – 2008.

3. *Салыкин, Е. А.* Улучшение показателей процесса топливоподачи в дизеле путем скоростного форсирования насоса высокого давления дис. ... канд. техн. наук: 05.04.02 / Е. А. Салыкин; ВолгГТУ. – Волгоград, 2003. – 264 с.

4. Показатели тракторного дизеля при скоростном форсировании топливного насоса / В. М. Славуцкий, А. М. Ларцев, Н. Н. Косырева, З. Х. Харсов // Известия ВолгГТУ. Сер. Процессы преобразования энергии и энергетические установки : межвуз. сб. науч. ст. / науч. ред. Е. А. Федянов; ВолгГТУ. – Волгоград, 2008. – Вып. 1, № 6. – С. 63–68.

5. *Зубченко, В. А.* Исследование возможности интенсификации процесса подачи топлива дизеля дис. ... канд. техн. наук: 05.04.02 / В. А. Зубченко; ВолгГТУ. – Волгоград, 1998. – 260 с.

6. Дозирование цикловой порции топлива в дизеле при интенсификации процесса подачи / В. М. Славуцкий, В. И. Липилин, З. Х. Харсов, О. Л. Хуранов // Известия Нижневолжского агроуниверситетского комплекса. Наука и высшее профессиональное образование. – 2009. – № 2. – С. 130–138.

УДК 621.43.068

М. Н. Покусаев, Х. Х. Нгуен, О. И. Теренин, А. В. Шевченко

ИЗМЕРЕНИЕ ЭКОЛОГИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ГЛАВНОГО ДВИГАТЕЛЯ СУДНА ТИПА «ЯРОСЛАВЕЦ» ПРИ РАБОТЕ НА ДИЗЕЛЬНОМ И ПЕЧНОМ ТОПЛИВАХ

ФГОУ ВПО «Астраханский государственный технический университет»

(e-mail: oleg_terenin@mail.ru)

Натурные испытания проводились при работе дизеля на дизельном и печном топливах на четырех режимах по винтовой характеристике, в акватории реки Волги, Астрахань. В работе приведены удельный эффективный расход топлива, массовый расход воздуха, коэффициент избытка воздуха, температура отработавших газов (ОГ); представлены концентрации NOx, CO, SO_2, NO_2, NO, удельные выбросы NOx, CO, дымовое число, также содержания CO_2 и O_2 в ОГ. Все эти результаты представлены в графическом виде. На основании полученных экспериментальных результатов были сделаны следующие выводы: главный двигатель (дизель 3Д6) судна «РК – 2091» типа «Ярославец» не соответствует ГОСТ Р 51249–99 по NOx и CO; ГОСТ Р 51250–99 по дымности; плотность топлива заметно влияет на содержание токсичных компонентов в отработавших газов, чем больше плотности, тем больше содержание токсичных компонентов; при проведении анализа соответствия токсичных выбросов дизелей требованиям нормативных документов, необходимо проведение испытаний на стандартном дизельном топливе.

Ключевые слова: испытание, судовые дизели, норматив выбросов, газоанализатор, дымомер, удельный средневзвешенный выброс, режим испытания.

Field tests were conducted at a diesel for diesel and heating oils in the four modes of helical characteristics, in the waters of the Volga River, Astrakhan. The paper presents the effective specific fuel consumption, air mass flow rate, coefficient of excess air, temperature of exhaust gases (CG) are the concentration of NOx, CO, SO2, NO2, NO, specific emissions of NOx, CO, smoke number, as CO2 and O2 OG. All these results are presented in graphical form. Based on these experimental results the following conclusions: the main engine (diesel 3D6) vessel "Kazakhstan - 2091" of type "Yaroslavets does not comply with GOST 51249-99 for NOx and CO; GOST 51250-99 by smoke; fuel density significantly affect the content of toxic components of defects in the exhaust gas, the higher the density, the greater the toxic content of the components, the analysis of compliance of toxic emissions diesel requirements of normative documents necessary to conduct tests on standard diesel fuel.

Keywords: test, marine diesel engines, emission standard, Gas Analyzer, opacimeter, specific average emissions, the test mode.

Объектом исследования является теплоход «РК – 2091» типа «Ярославец» проекта Р-376. Суда типа «Ярославец» проекта Р-376, Р-376У, РМ-376, РВМ-376 строились большой серией в течение нескольких десятилетий на разных предприятиях, в вариантах буксирного, разъездного, водолазного и других судов. Главные характеристики судна и технические данные силовой установки представлены в табл. 1.

Натурные испытания проводились при работе дизеля на дизельном и печном топливах на четырех режимах по винтовой характеристике, в акватории реки Волги, Астрахань. Основные характеристики топлив при испытаниях представлены в табл. 2.

Таблица 1

Главные характеристики судна и технические данные энергетической установки [1, 2]

Класс Речного Регистра	«О»	
Длина габаритная	м	21,0
Ширина габаритная	м	3,98
Высота борт	м	2,1
Осадка средняя в грузу	м	1,15
Осадка средняя порожнем	м	1,03
Водоизмещение полное	т	39,9
Водоизмещение порожнем	т	33,6
Скорость	узлов	10,4
Главный двигатель	3Д6	
Число главных двигателей	ед.	1
Общая мощность силовой установки	кВт	110
Реверс-редуктор с передаточным числом: на передний ход на задний ход	1: 2,02 1: 2,96	
Число гребных винтов	ед.	1
Тип гребных винтов	ВФШ	
Типоразмер	6Ч 15/18	
Год выпуска	2001	
Место выпуска	Россия	
Тактность	4-тактный	
Диаметр цилиндра	мм	150
Ход поршня	мм	180
Номинальная частота вращения	мин$^{-1}$	1500
Номинальная мощность	кВт	110
Среднее эффективное давление	МПа	0,71
Удельный расход топлива на номинальном режиме	г/кВт·ч	224

Определение часового расхода топлива производилось объемным способом (штихпробером). Для измерения состава отработавших газов (ОГ) использовался портативный газоанализатор testo 350-MARITIME, сертифицированный Germanischer Lloyd и дымомер testo 308. Для измерения частоты вращения используются штатные приборы-тахометры и бесконтактный цифровой тахометр DT6234P+. Такие приборы входят в приборную базу «Испытательный центр “Marine technology service”» Астраханского государственного технического университета (ИЦ MTS АГТУ).

Точка отбора ОГ расположена на расстоянии шести диаметров прямого участка трубы от присоединительного фланца выпускного коллектора (по [3, 4, 5]).

Таблица 2

Основные характеристики дизельного (ДТ) и печного (ПТ) топлив

Показатель	Топливо	
	ДТ (ГОСТ 305-82)	ПТ (ТУ 38.101656–99)
Цетановое число	45	40
Фракционный состав:		
50 % перегоняется при температуре, °С, не выше	280	
96 % перегоняется при температуре (конец перегонки), °С, не выше	360	
10 % перегоняется при температуре, °С, не ниже		160
90 % перегоняется при температуре, °С, не выше		360
Вязкость кинематическая при 20 °С, мм^2/с (сСт)	1,5–6,0	8,0
Низшая теплота сгорания, кДж/кг	42700	41200
Плотность при 20 °С и 0, 1 МПа – жидкость, кг/м^3	840	860
Содержание углерода, %	87	
Содержание водорода, %	12,6	
Содержание кислорода, %	0,4	
Содержание воды	Отсутствие	Следы

Результаты испытаний представлены на рис. 1 и 2, где приняты следующие обозначения: *Ne* – эффективная мощность дизеля, кВт; B_f – часовой расход топлива, кг/ч; b_e – удельный эффективный расход топлива, г/кВт·ч; t_g – температура ОГ в точке отбора, °С; NOx, CO – измеренная концентрация NOx, CO, ppm соответственно; С – измеренное дымовое число, FSN; O_2, CO_2 – концентрация O_2, CO_2, % в сухих ОГ соответственно.

Коэффициент избытка воздуха определяется по результатам газового анализа по нижеприведенным упрощенным формулам, полученным с условием допущения, что весь углерод топлива окислялся до двухокиси углерода CO_2 (для судовых дизелей, где неполнота сгорания топлива редко достигает 1%, такое допущение вполне приемлемо) [6]

$$\alpha_{CO_2} = \frac{A + B\mathrm{CO}_2}{\mathrm{CO}_2}$$

где $A = \dfrac{\mathrm{C}}{12L_0}$, $L_0 = \dfrac{1}{0.21}\left(\dfrac{\mathrm{C}}{12} + \dfrac{\mathrm{H}}{4} + \dfrac{\mathrm{S}}{32} - \dfrac{\mathrm{O}}{32}\right)$,

B = 0,21 – A, C, H, S, O – компоненты элементного состава топлива, кг/кг топлива, CO_2 – содержание диоксида углерода в сухих ОГ дизеля, объемные доли.

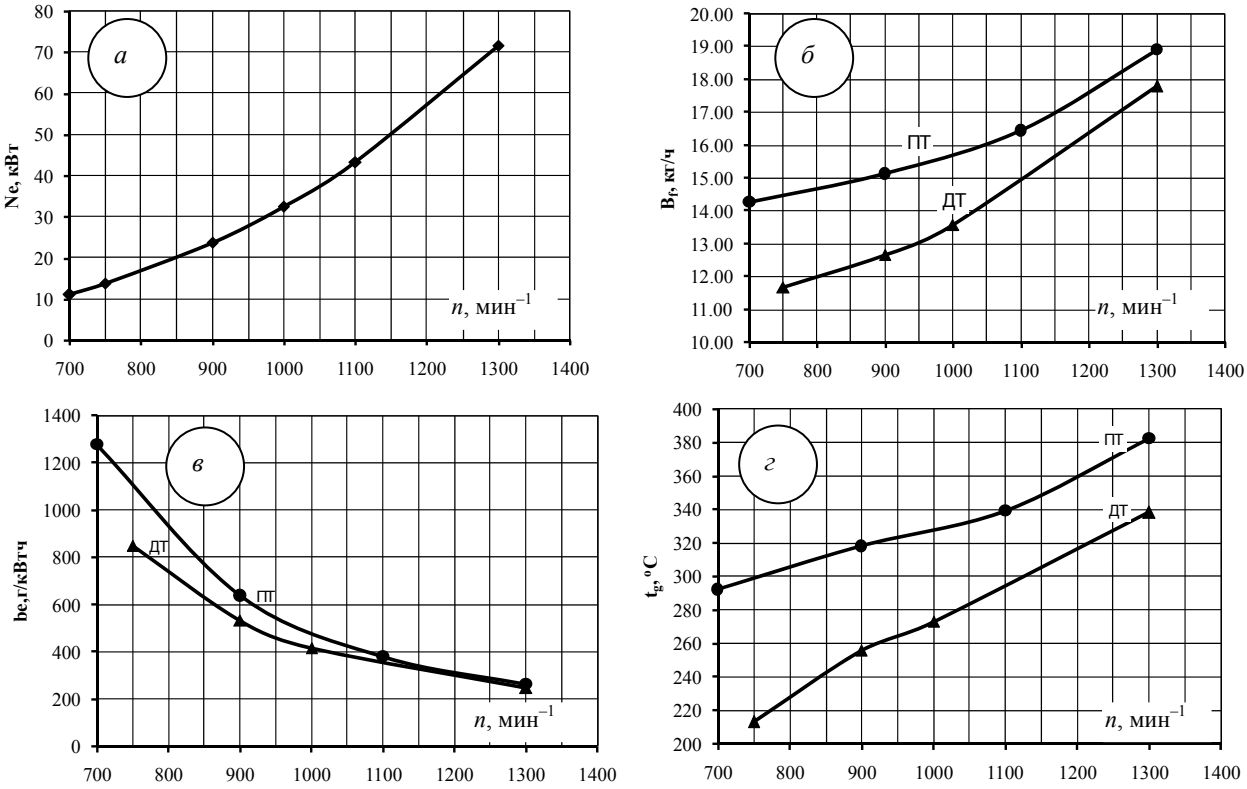


Рис. 1. Эксплуатационная винтовая характеристика дизеля 3Д6 судна РК-2091

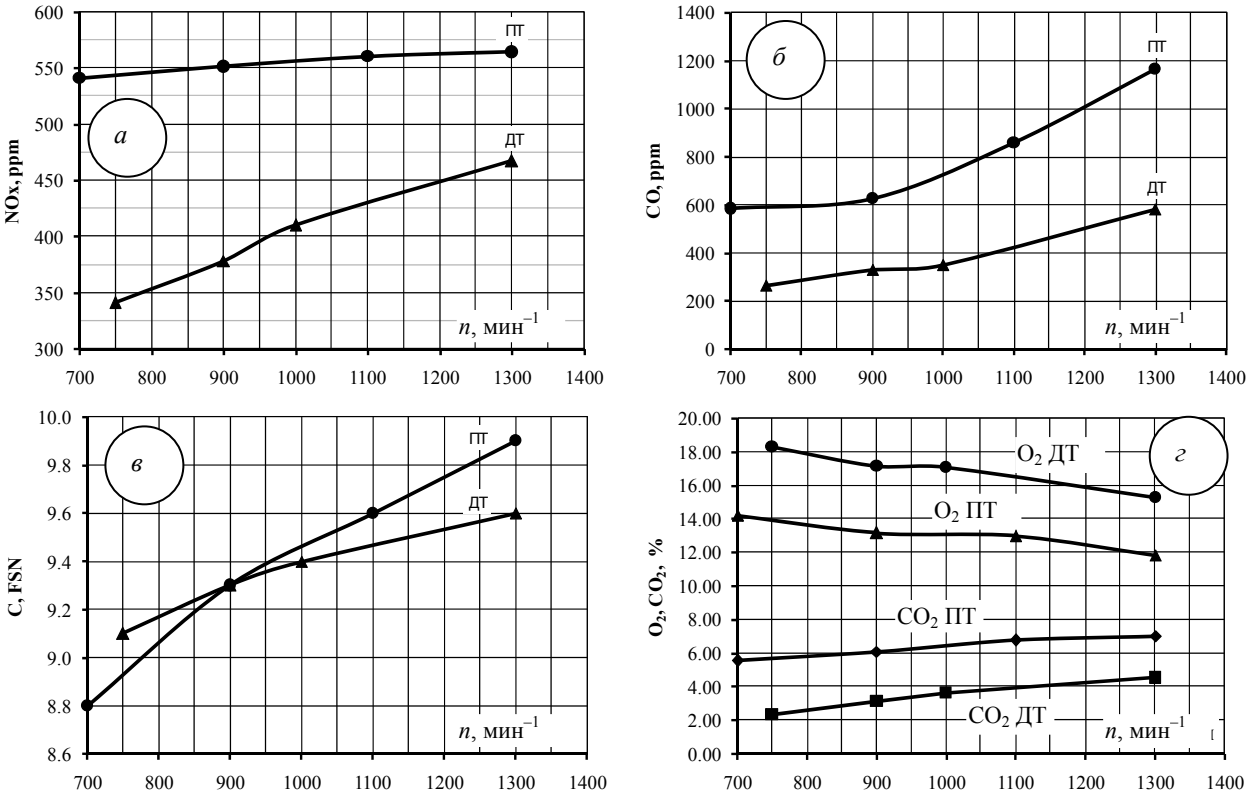


Рис. 2. Экологические показатели дизеля 3Д6 при испытаниях на ДТ и ПТ

На основе полученных результатов расчета коэффициентов избытка воздуха и измерения расхода топлива проводится расчет расхода воздуха, после этого рассчитывается объемный расход ОГ по формуле [3, 4, 5]

$$V_{exh} = V_{air} + F_f B_e,$$

где V_{air} – объемный расход воздуха, приведенный к нормальным атмосферным условиям (p_o = 101,3 кПа, T_o = 273 К), м^3/ч; F_f – коэффициент состава топлива, выбирается по [3].

Расчет удельных выбросов на каждом режиме испытаний проводится по формуле [3, 5]

$$e_i^p = 0,446\mu_i \frac{C_{ij} V_{exh\,j}}{N_{e\,j}},$$

где e_i^p – удельный выброс i-го вредного вещества, г/кВт·ч; μ_j – молекулярная масса i-го загрязняющего вещества либо его эквивалента по приведению, кг/кмоль ($\mu_{NO_2} = 46$, $\mu_{CO} = 28$); j – порядковый номер режима испытаний в испытательном цикле; i – индекс загрязняющего вещества; C_{ij} – измеренная при испытаниях в j-м заданном режиме концентрация i-го загрязняющего вещества в ОГ, %, N_{ej} – эффективная мощность дизеля j-го режима, кВт.

Результаты расчета удельных выбросов представлены на рис. 3. На рис. 4 представлена зависимость дымового числа от расхода ОГ.

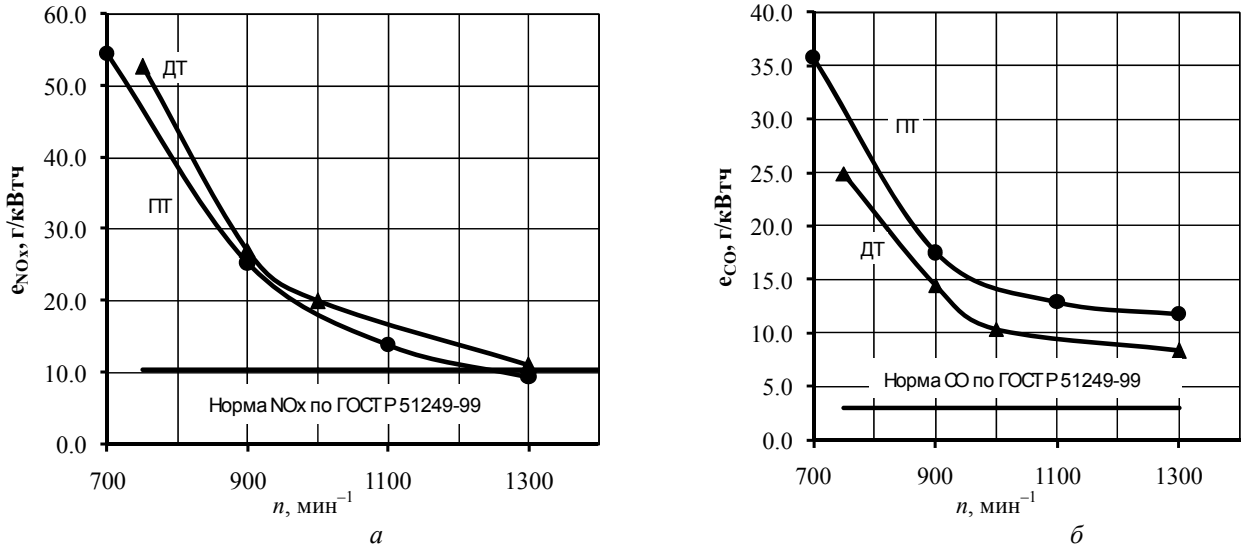


Рис. 3. Удельные выбросы NOx и CO

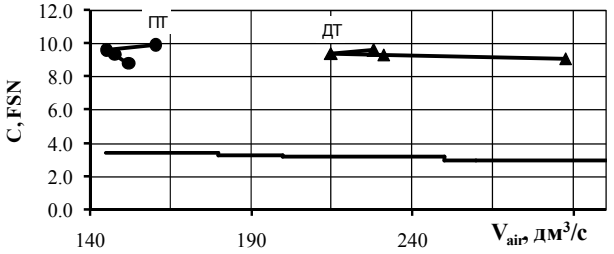


Рис. 4. Зависимость дымового числа от расхода ОГ дизеля 3Д6

Процесс смесеобразования и сгорания в дизеле зависит от следующих свойств топлива: плотности, фракционного состава (характеристика разгонки) типа углеводородов, входящих в топливо; вязкости, склонности к самовоспламенению (характеризуемой цетановым числом). В значительно большей степени выделение токсичных веществ зависит от плотности, цетанового числа и фракционного состава топлива.

Плотность топлива заметно влияет на характер топливоподачи в дизеле. Например, при переходе с дизельного топлива на бензин для сохранения мощности двигателя неизменной необходимо увеличить продолжительность впрыска топлива. Это, в свою очередь, повышает содержание сажи в ОГ. Улучшение испаряемости топлива при переходе на бензин не компенсирует ухудшения процесса сгорания из-за увеличения продолжительности впрыска топлива, что уменьшает концентрацию NO_x в ОГ [7].

Анализируя графики рис. 1, следует отметить, что низшая теплота сгорания у ПТ меньше, чем у ДТ, поэтому для выведения дизеля на одинаковую мощность на каждом режиме, необходимо увеличить расход ПТ (рис. 1, *а*, *б*, *в*). Продолжительность впрыска топлива имеет обратную зависимость со значением расхода топлива (например, на режиме 900 мин$^{-1}$,

B_f ДТ = 12,8 кг/ч, B_f ПТ = 15,1 кг/ч, следовательно, для впрыска 1 кг ДТ продолжительность впрыска составляет 281 с, ПТ – 238 с). Компонентым вредных выбросов, такие как NO_x, CO и дымности (рис. 2, *а*, *б*, *в*) при работе на тяжелом топливе превышают значения работы дизеля на ДТ. Для CO и дымности (твердым частицам) это объяснимо некоторым ухудшением степени воспламенения и сгорания тяжелого топлива.

Увеличение температуры ОГ при работе на тяжелом топливе (рис. 2, *г*) объясняется тем, что продолжительность сгорания тяжелого топлива больше, чем ДТ, поэтому продолжительность процесса расширения увеличивается. При выходе из цилиндров двигателя отработавшие газы имеют повышенную температуру. При работе на ПТ значение NOx больше, чем при работе на ДТ. Это объясняется возможностью наличия азота в тяжелом топливе. На рис. 4 видно, что испытания проводились на ДТ и ПТ при одинаковой мощности на каждом режиме, но из-за различного выделения токсичных компонентов их удельные выбросы существенно отличаются.

На основе результатов эксперимента можно сделать следующие выводы:

– главный двигатель (дизель 3Д6) судна «РК – 2091» типа «Ярославец» не соответствует ГОСТ Р 51249–99 по NOx и CO; ГОСТ Р 51250–99 по дымности;

– плотность топлива заметно влияет на содержание токсичных компонентов в ОГ. Чем больше плотности, тем больше содержание токсичных компонентов;

– при проведении анализа соответствия токсичных выбросов дизелей требованиям нормативных документов, необходимо проведение испытаний на стандартном дизельном топливе.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Официальный сайт Российского Речного Регистра, URL: http://www.rivreg.ru (дата обращения: 30.09.2010).

2. Судовой дизельмотор 3Д6. Приложение к руководству по эксплуатации дизельмотора Д6. –М. : 1989. – 95с.

3. ГОСТ Р 51249–99. Двигатели внутреннего сгорания поршневые. Выбросы вредных веществ с отработавшими газами. Нормы и методы определения (с изменением № 1). – М. : Стандартинформ, 2005. – 36 с.

4. ГОСТ Р 51250–99. Двигатели внутреннего сгорания поршневые. Дымность отработавших газов. Нормы и методы определения (с изменением № 1). – М.: Стандартинформ, 2005. – 38 с.

5. Временное руководство по техническому наблюдению за судовыми двигателями при их изготовлении, капитальном ремонте и эксплуатации в целях предотвращения загрязнения атмосферы с судов. – М. : Российский речной регистр, 2009. – 38 с.

6. *Гедгаудас, А*. Определение выбросов оксидов азота двигателей морского парома в условиях эксплуатации / А. Гедгаудас, В. Смайлис, Р. Страздаускене // Двигателестроение. – 2005. –№ 4. – С. 33–38.

7. *Звонов, В. А*. Токсичность двигателей внутреннего сгорания / В. А. Звонов. – М. : Машиностроение. – 2-е изд., 1981. – 155 с.

УДК 621.436:539.3

А. Ф. Дорохов, В. В. Шахов

НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ БИМЕТАЛЛИЧЕСКОГО ОГНЕВОГО ДНИЩА ЦИЛИНДРОВЫХ КРЫШЕК СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Астраханский государственный технический университет

(e-mail: dorokhovaf@rambler.ru)

В статье приводятся примеры различных методов расчета биметаллической конструкции крышки цилиндров на прочность в зависимости от сложности метода, погрешности его использования и применимости в практических инженерных расчетах. Располагая заявленными характеристиками двигателей и зная распределение нагрузок, тепловых потоков и полей температур в аналогичных конструкциях можно решать прочностные задачи для достаточно сложных конструкций (биметаллических, многослойных, композитных) с учетом свойств составляющих их материалов, что, в конечном итоге, позволит, с большой долей уверенности, прогнозировать показатели надежности, как конструкции отдельных элементов, так и машины в целом.

Ключевые слова: биметаллическая крышка цилиндров, расчет на прочность, метод конечных элементов.

This article contains examples of different methods of calculation of bimetallic design cover cylinder strength depending on the complexity of the method of error and application to business engineering calculations. With its stated performance engines and knowing distribution of loads, heat flow and temperature fields in similar applications to solve mechanical problems for complex structures (bi-metal, multi-layer, composite) with their constituent materials, which ultimately will allow, to anticipate dependability as design elements and machine as a whole.

Keywords: bi-metal cylinder cover, calculation of the strength, finite element method.

Объектом исследования, материалы которого излагаются в данной статье, является судовой дизельный двигатель 4Ч9,5/11 с камерой сгорания в поршне и, в частности, его крышка цилиндров, как один из важных конструктивных элементов машины.

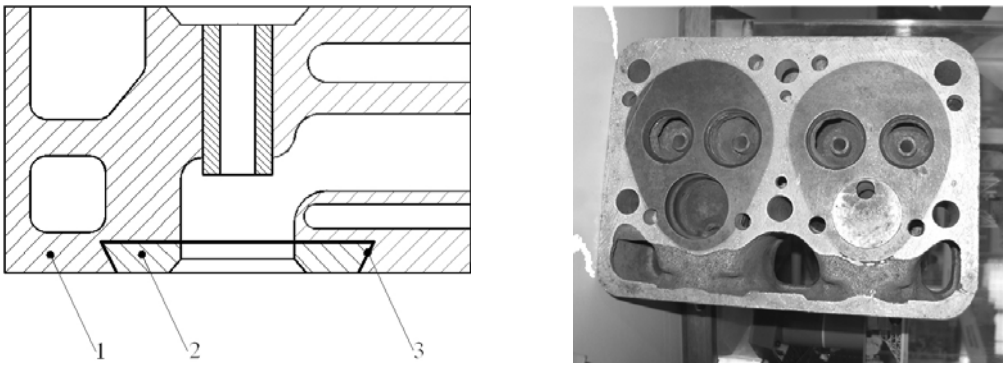
Таблица 1

Показатели технического уровня малоразмерных дизелей

Марка дизеля (Производитель)	$N_{ел}$ Вт/л	$N_{ем}$ Вт/кг	n мин$^{-1}$	g_e кг/кВт·ч	g_m г/кВт·ч	T ч	C уб.	M г	$N_{e\,ном}$ кВт
4Ч9,5/11	7,05	0,06	1500	0,243	0,00108	8000	94400	390	22
4ЧН9,5/11* (Дагдизель)	24	0,19	3000	0,238	0,00108	18000	104000	400	75

* Гипотетический перспективный двигатель ОАО «Завод «ДАГДИЗЕЛЬ»

Приведенный анализ показывает, что судовой малоразмерный дизель 4Ч9,5/11, серийно производимый ОАО «Завод «Дагдизель», характеризуется самым низким техническим уровнем по сравнению с однотипными двигателями, изготавливаемыми другими производителями. Поэтому совершенно естественным является то, что это предприятие, совместно с ГНЦ РФ ФГУП Центральным научно-исследовательским автомобильным и автомоторным институтом «НАМИ» приступило к разработке двигателя нового поколения, основные технические характеристики которого приведены в табл. 1. Однако, для того чтобы обеспечить такие технические характеристики, в конструкции и технологии изготовления машины необходимо предусмотреть новые технические решения как по применяемым материалам, так и по методике расчета конструкции и проектированию технологии изготовления. В качестве примера такого комплекса технических решений предлагается конструкция крышки цилиндров перспективного дизеля из алюминиевого сплава с биметаллическим (чугунно-алюминиевым) огневым днищем (рис. 1).



а *б*

Рис. 1. Крышка цилиндров:
а – сечение крышки; *б* – общий вид; *1* – алюминиевый корпус крышки; *2* – чугунная вставка огневого днища; *3* – алитированный слой

Для алюминиевых крышек с биметаллическим (чугунно-алюминиевым) «огневым» днищем [1], которые позитивно зарекомендовали себя с точки зрения конструкции, технологии изготовления и эксплуатации, по сравнению с серийными чугунными [2, 3], есть еще ряд факторов характеризующих достоинства рассматриваемого варианта конструкции, а именно:

– масса заготовки алюминиевой КЦ составляет 9 кг, против 25 кг массы чугунной КЦ, а масса готовых деталей соответственно 6,5 и 19 кг, что характеризуется соответствующими уровнями трудоемкости в процессе их механической обработки и сборки двигателя;

– технологичность методов получения заготовок (литье в кокиль и в землю), их механической обработки и условия труда значительно разнятся в пользу алюминиевой конструкции.

Проведенные исследования в цеховых условиях по оценке станкоемкости обработки заготовок на различных видах технологического оборудования показали результаты, которые приведены в табл. 2.

Таблица 2

Станкоемкость мехобработки при различных вариантах техпроцесса

Сравниваемые варианты конструкции	Техпроцесс с использованием ИР-500ПМФ4	Техпроцесс с использованием универсального оборудования	Обработка на линии из агрегатных станков
1. Чугунная крышка	–	160 мин	53 мин
2. Алюминиевая крышка	58,6 мин	103 мин	33,8 мин

Приближенный расчет напряженно-деформированного состояния крышек цилиндров производится на основании известных методик [4, 5] и других в которых конструкция рассчитывается, как сплошная, заделанная по краям пластина, работающая на изгиб и воспринимающая температурные воздействия. Биметаллическое днище содержит чугунные элементы в виде вставок.

В работе [6] представлен аналитический метод расчета напряженно-деформированного состояния КЦ.

Более точным, а главное способным учесть больше особенностей конструкции головок, является метод конечных элементов, реализованных в трехмерном моделировании. Инженеру достаточно создать трехмерную модель детали (учесть полости охлаждения, надклапанные полости и т. д.) задать свойства материалов и граничные условия (температурные нагрузки, механические нагрузки и т. д.) и можно получить напряженно деформированное состояние головки цилиндров и в графическом виде отобразить самые нагруженные области.

Так на следующих рисунках представлен пример проектирования и дальнейшего представления результатов в программе FEMAP.

Для начала создается трехмерная геометрическая модель КЦ. С помощью стандартных примитивов и операций «вырезание», «добавление» мы получаем более сложные геометрические объекты. На рис. 2 представлена геометрическая модель КЦ. Прозрачным изображено непосредственно тело КЦ, более темное, дисковой формы – вставка.

После создания геометрической модели, на ее основе в автоматическом режиме создается сетка конечных элементов.

Предварительно задаем свойства материалам (механические, термические). Так как распространение деформации и напряжений в крышке цилиндров не имеет направленного характера ввиду ее сложной конструкции и нагрузок, строим сетку из тетраэдальных элементов. После чего задаем граничные условия в виде давления на поверхность вставки (8МПа), силы затяжки болтов КЦ в виде силового воздействия на узлы по оси Y. Сила затяжек болтов составляет 88 кН и ограничение по степеням свободы по узлам элементов нижней части КЦ. В местах, где должно было проходить болтовое соединение, устанавливаем ограничения по всем степеням свободы (отсутствует возможность перемещаться узлам в направлении трех осей координат, а также ограничение возможности вращения вокруг этих осей). В остальных узлах нижней поверхности крышки цилиндров ограничиваем перемещение узлов по осям, лежащим в нижней плоскости крышки (оси X и Z), а также возможность вращения в этой плоскости (вокруг оси Y). Объясняется это тем, что под действием давления газов крышку будет отрывать от блока цилиндров, поэтому ограничений по оси Y не должно быть. А ограничения по осям X и Z появляются ввиду сил трения между крышкой и блоком, возникающих в результате сил затяжки шпилек.

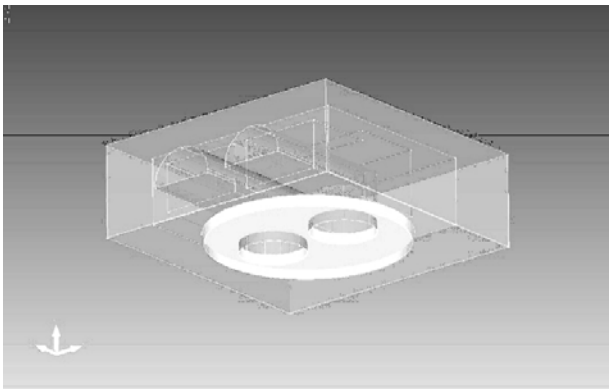


Рис. 2. Геометрическая модель КЦ

На рис. 3 представлена конечно-элементная модель КЦ с граничными условиями.

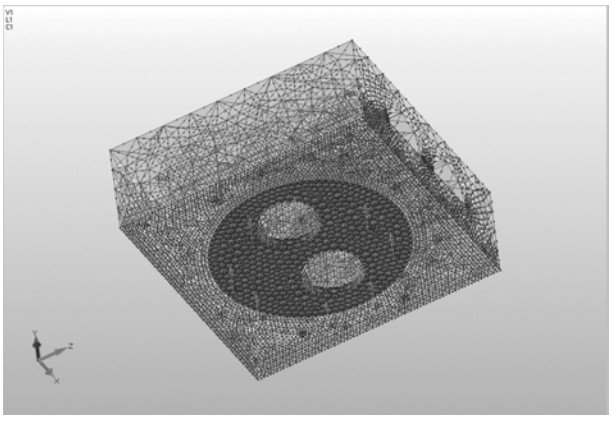


Рис. 3. Конечно-элементная модель КЦ

Анализируя полученную модель, варьируя нагрузками и граничными условиями, свойствами материалов, мы получаем различные результаты.

Так на рис. 4 показаны результаты анализа алюминиевой крышки цилиндров с чугунным огневым днищем. На этом рисунке мы видим, что максимальные растягивающие напряжения идут на границе раздела двух металлов и составляют 101 МПа. Максимальные напряжения сжатия находятся вблизи тепловоспринимающей поверхности днища и составили 173 МПа, что в 5,5 раза меньше предела прочности серого чугуна на сжатие. При детальном изучении полученных результатов анализа обнаружено, что растягивающие напряжения больше концентрируются в теле чугунной вставки. Предельные напряжения на растяжение составляют 300 МПа. Предел текучести алюминия составляет 160 МПа. То есть данные значения напряжений удовлетворяют условиям прочности.

Также стоит отметить, по результатам анализа были получены перемещения узлов. Максимальное перемещение составило 0,15 мм.

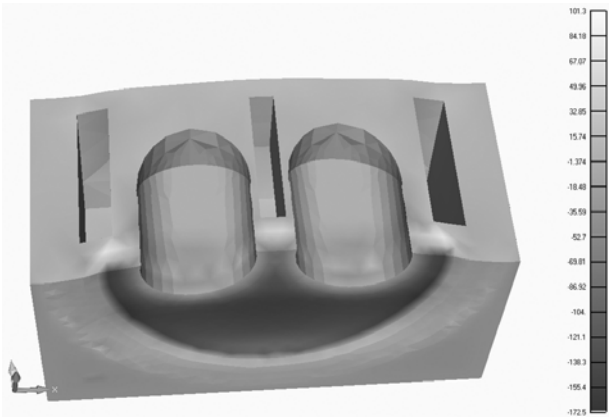


Рис. 4. Результаты анализа напряженно-деформированного состояния крышки цилиндров в FEEMAP

Таким образом, в статье приводятся примеры различных методов расчета биметаллической конструкции крышки цилиндров на прочность. Из этих методов выделяется метод конечных элементов, который дает наиболее точные результаты анализа конструкции. Располагая заявленными характеристиками двигателей и зная распределение нагрузок, тепловых потоков и полей температур в аналогичных конструкциях, можно решать прочностные задачи для достаточно сложных конструкций (биметаллических, многослойных, композитных). При этом необходимо учесть свойства составляющих их материалов, что, в конечном итоге, позволит, с большой долей уверенности, прогнозировать показатели надежности, как конструкции отдельных элементов, так и машины в целом.

Приведенные данные могут способствовать принятию решения при выборе конструкционного решения при проектировании перспективного судового дизеля 4ЧН9,5/11.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. А.с. СССР № 1666795. Кл. F02F1/24. Головка цилиндров дизеля из алюминиевого сплава / А. Ф. Дорохов, С. А. Алимов, А. А. Аливердиев [и др.]; заявл. 03.07.89; опубл. 30.07.1991. Бюл. № 28.

2. *Дорохов, А. Ф.* Исследование влияния конструктивных и эксплуатационных факторов на температурное состояние головки цилиндров вспомогательного дизеля / А. Ф. Дорохов, М. М. Аливагабов // Двигателестроение, 1980. – № 8. – С. 50–51.

3. *Дорохов, А. Ф.* Анализ технологичности различных конструкционных вариантов головки цилиндров малоразмерного дизеля / А. Ф. Дорохов, В. Н. Бочкарев, К. Ф. Крыжановский // Двигатели внутреннего сгорания. – Вып. 4. – № 13. – М.: ЦНИТЭИтяжмаш, 1983. – С. 6–8.

4. *Ваншейдт, В. А.* Конструирование и расчеты прочности судовых дизелей / В. А. Ваншейдт. – Л.: Судостроение, 1969. – 639 с.

5. *Анурьев, В. И.* Справочник конструктора-машиностроителя / В. И. Анурьев. – В 3-х т. Т. 1. – М.: Машиностроение, 1979. – 728 с.

6. *Алимов, С. А.* Исследование прочностных и эксплуатационных характеристик биметаллических головок цилиндров судовых дизелей: дис. ... канд. техн. наук: 05.08.05 / С. А. Алимов. – Астрахань, 2001. – 112 с.

УДК 621.436.323:62-224.7

А. П. Исаев

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧЕГО ЦИКЛА СУДОВОГО ДВС С КОМБИНИРОВАННЫМ СМЕСЕОБРАЗОВАНИЕМ И ВОСПЛАМЕНЕНИЕМ ОТ СЖАТИЯ

Астраханский государственный технический университет

(e-mail: isaevalexx@yandex.ru)

В статье представлены результаты комплексных исследований судового ДВС с комбинированным смесеобразованием и воспламенением от сжатия. Экспериментальные данные представлены в сравнении с базовой моделью дизеля 2Ч9,5/11. Также получены экспериментальные индикаторные диаграммы базового и опытного двигателей с использованием метода индицирования малоразмерных дизелей.

Ключевые слова: рабочий процесс, смесеобразование, индицирование, индикаторная диаграмма.

Results of the complex researches of marine ICE with combined formation of a mix and ignition from compression are presented in article. Experimental data are presented in comparison with base model of the diesel 2Ч9,5/11. Also experimental indicating diagram of the base and experienced engines are received with use of the indicating method of small size diesels.

Keywords: working process, formation of a mix, indicating process, indicating diagram.

С каждым годом проблема экономии природных ресурсов (в частности, нефтепродуктов) и экологической безопасности транспортной энергетики (в частности, судовой) становится все более острой. Постоянно ужесточающиеся требования к судовым двигателям в плане экономичности, экологической безопасности и энергетической эффективности заставляют двигателестроителей искать пути решения данных задач.

Разработка новых конструкций двигателей – процесс трудо- и капиталоемкий. Использование в проектируемом двигателе большинства современных тенденций двигателестроения влечет за собой удорожание выпускаемой агрегатной единицы, вследствие чего конкурентоспособность такого двигателя несколько снижается, однако, это снижение компенсируется снижением эксплуатационных затрат на двигатель. Для потребителя любой конкретной продукции важно соотношение «цена–качество». Качество двигателя определяется надежностью конструкции в целом и отдельных элементов и систем, адаптивностью двигателя к различным типам судов, а также экономичностью и энергетической эффективностью, что во многом определяется качеством протекающего в цилиндре двигателя рабочего процесса.

Для высокооборотных дизелей это положение играет существенную роль, поскольку время, отведенное на смесеобразование, очень мало. В современных ДВС применяются различные способы интенсификации смесеобразования с целью снизить период задержки самовоспламенения, который является основной по продолжительности фазой смесеобразования.

При поддержке РФФИ (грант № 08-08-00105а) в Лаборатории проблем моторной энергетики (ЛПМЭ) Астраханского государственного технического университета ведутся научные исследования в области организации рабочих процессов в судовых ДВС, в частности, в направлении интенсификации смесеобразования и повышения качества рабочей смеси в судовых малоразмерных дизелях (СМД). Одним из основных направлений работы является исследование принципа комбинированного смесеобразования. Основные этапы разработки освещены в работах [1, 2, 3].

Устройство для осуществления комбинированного смесеобразования показано на рис. 1. Устройство работает следующим образом. При запуске двигателя *1* в смесительную камеру *5*, выполненную в виде эллипсоида вращения с соотношением D/d = 1,6, которая служит также для снижения уровня колебаний всасываемой в цилиндр двигателя топливовоздушной смеси, подают часть топлива, в объеме 20 % от полной цикловой подачи, соответствующей коэффициенту избытка воздуха $\alpha = 1{,}05–1{,}1$, посредством форсунки *6*, установленной в верхней части смесительной камеры, с помощью дополнительной секции *7* топливного насоса высокого давления (ТНВД). К смесительной камере в плоскости большой оси эллипсоида тангенциально крепится воздухоподводящий патрубок *8*. Всасывающий патрубок *4*, соединяющий смесительную камеру с впускным коллектором двигателя, крепится в нижней части смесительной камеры соосно малой оси эллипсоида. Испарившееся и хорошо перемешавшееся с воздухом топливо подают через всасывающий кла-

пан в камеру сгорания, где, после его закрытия, уже рабочую смесь сжимают, чем еще более улучшают качество смесеобразования. В конце такта сжатия в камеру сгорания *1* через форсунку *2*, связанную с основной секцией *3* ТНВД, впрыскивают основную часть топлива, объемом 80 % от общего объема цикловой подачи. При этом происходит обогащение уже образовавшейся гомогенной смеси вследствие добавки вновь впрыснутого топлива, которое, попадая в уже возникшие очаги воспламенения, активно испаряется, смешивается с избыточным воздухом и сгорает.

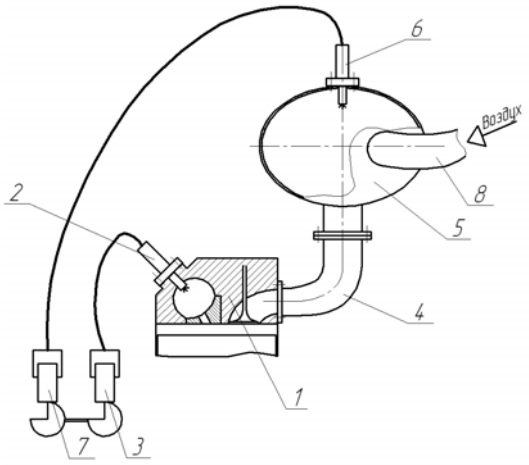


Рис. 1. Схема устройства для осуществления комбинированного смесеобразования

Исследования проводились на экспериментальной установке на базе СМД 2Ч9,5/11. Экспериментальная лабораторная установка имеет в своем составе опытный двигатель 2Ч9,5/11 с комбинированным смесеобразованием; генератор постоянного тока типа П–62–М; устройство для создания нагрузки двигателя с щитом управления; системы, обслуживающие дизель, и контрольно-измерительные приборы. Двигатель и генератор базируются на общей раме и соединяются между собой посредством втулочно-пальцевой муфты. Рама установлена на бетонном фундаменте.

В ходе экспериментальных исследований переоборудованы системы двигателя: охлаждения, газовыпуска, топливная и впускная. Наибольшие изменения претерпела топливная система, принципиальная схема которой показана на рис. 2. *Принцип работы*. Дизельное топливо из расходной цистерны *1* самотеком через штихпробер *2* по трубопроводу низкого давления *3* подается к топливоподкачивающему насосу *7*. Насос *7* подает топливо через ФТО 4 к дополнительной *5* и основной *6* секциям ТНВД. Из основной секции ТНВД по трубопроводам высокого давления 13 топливо подается к основной форсунке *9*, установленной на дизеле *8*, из дополнительной секции – к дополнительной форсунке *12*, установленной на смесительной камере *11*. По отсечным трубопроводам *14* излишки топлива возвращаются в систему низкого давления. Обедненная топливовоздушная смесь поступает из смесительной камеры *11* в двигатель *8* через всасывающий патрубок *10*.

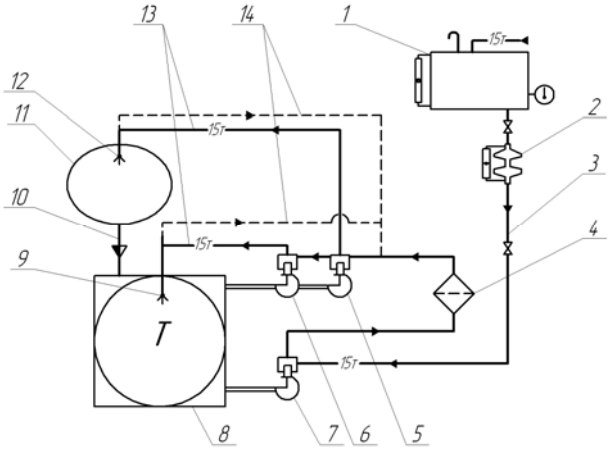


Рис. 2. Принципиальная схема топливной системы двигателя с комбинированным смесеобразованием и самовоспламенением

Действительную индикаторную диаграмму при индицировании позволяют получить различные пневмоиндикаторы. Кроме того, регистрация давления производится при помощи датчиков динамического давления (ДДД) различных конструкций, а регистрация сигнала, вырабатываемого датчиком, лучевыми или электронными осциллографами при помощи соответствующего программного обеспечения. Пневмоиндикаторы имеют ряд недостатков: большие массогабаритные показатели, сложность обеспечения индикаторного привода, затрудненность их использования на СМД [4].

ДДД типа PS01 компании ООО «Глобал-Тест» по своим техническим характеристикам не уступают зарубежным. Датчики PS01 не требуют системы водяного охлаждения. Однако установка непосредственно в камере сгорания (КС) или на индикаторные краны высокофорсированных дизелей требует специальных конструктивных решений [5].

Для регистрации сигнала, вырабатываемого ДДД, используются различного типа осциллографы. В исследовании применяется электронный двухканальный осциллограф PCSU1000

фирмы Velleman Instruments. Индицируемый двигатель оборудован отметчиком верхней мертвой точки (ВМТ). Визуализация сигналов с ДДД и отметчика ВМТ осуществляется посредством программного обеспечения (программа PCLab2000).

В исследовании предлагается система индицирования СМД, которая работает следующим образом. Сигнал, вырабатываемый ДДД, через усилитель заряда AP5000, переходную коробку AG01 регистрируется в канале CH1 осциллографа PCSU1000. Сигнал, вырабатываемый отметчиком ВМТ, регистрируется в канале CH2 осциллографа. Оба сигнала синхронно отображаются в окне программного продукта PCLab2000. Программа PCLab2000 позволяет сохранять зарегистрированный с ДДД и отметчика ВМТ сигнал в виде вольт-временной функции, которая после соответствующих преобразований может быть представлена в виде зависимости $p = f(\varphi_{п.к.в.})$.

С целью предотвращения выхода из строя ДДД предлагается следующее. Для СМД с вихревой КС в головку цилиндров устанавливается ввертыш, в который монтируется охлаждаемый переходник с датчиком PS01. Охлаждение осуществляется водой на проток. Для СМД с КС в поршне разработан способ доступа к КС – через индикаторный канал в неохлаждаемом переходнике конструкции, разработанной в ЛПМЭ, который монтируется в головку цилиндров в перегородку между полостью охлаждения и выпускным каналом.

Авторами проведены комплексные экспериментальные исследования СМД 2Ч9,5/11 с вихревой КС и КС в поршне, а также при организации рабочего процесса с комбинированным смесеобразованием с теми же КС. При испытаниях использовался описанный метод индицирования. Запись индикаторных диаграмм производилась на каждом режиме работы двигателя. Испытания проводились по нагрузочной и винтовой характеристикам. Полученные индикаторные диаграммы были обработаны с помощью программы Microsoft Excel. Свернутые индикаторные диаграммы приведены на рис. 3. Сравнительные характеристики результатов экспериментальных исследований приведены в табл. 1.

Таблица 1

Основные параметры работы двигателей

Параметр	Вихревая КС		Δ, %	Камера в поршне		Δ, %
	Дизель	Двигатель с комбинированным смесеобразованием		Дизель	Двигатель с комбинированным смесеобразованием	
Эффективная мощность, N_e, кВт	10,50	11,6	10,5	10,48	11,56	10,3
Индикаторная мощность, N_i, кВт	14,51	15,75	8,55	15,09	15,58	3,25
Среднее эффективное давление, p_e, МПа	0,542	0,587	8,30	0,543	0,593	9,21
Среднее индикаторное давление, p_i, МПа	0,749	0,797	6,41	0,782	0,799	2,17
Максимальное давление сгорания, p_z, МПа	6,753	5,652	16,3	7,39	7,35	0,54
Давление в конце сжатия, p_c, МПа	3,727	3,782	1,48	4,277	7,35	30,7
Удельный эффективный расход топлива, g_e, кг/(кВт·ч)	0,240	0,233	2,92	0,222	0,219	1,35
Эффективный КПД, η_e	0,358	0,369	3,07	0,388	0,393	1,29
Индикаторный КПД, η_i	0,496	0,501	1,00	0,558	0,506	5,20
Коэффициент избытка воздуха, α	1,47	1,45	1,36	1,89	1,66	12,2
Механический КПД, $\eta_м$	0,723	0,737	1,94	0,695	0,776	6,76

Данные приведены для номинальных режимов работы двигателей.

Из табл. 1 видно, что двигатель с комбинированным смесеобразованием развивает в среднем на 10 % большую мощность по сравнению с прототипом, что обусловлено лучшей организацией смесеобразования. Поскольку рабочие объемы двигателей не изменялись, выигрыш в удельной мощности также составляет в среднем 10 %. Соответствующее увеличение значений отмечается также для p_e, p_i, η_e и η_i. Кроме того, отмечается снижение α, что является положительной тенденцией применения комбинированного смесеобразования.

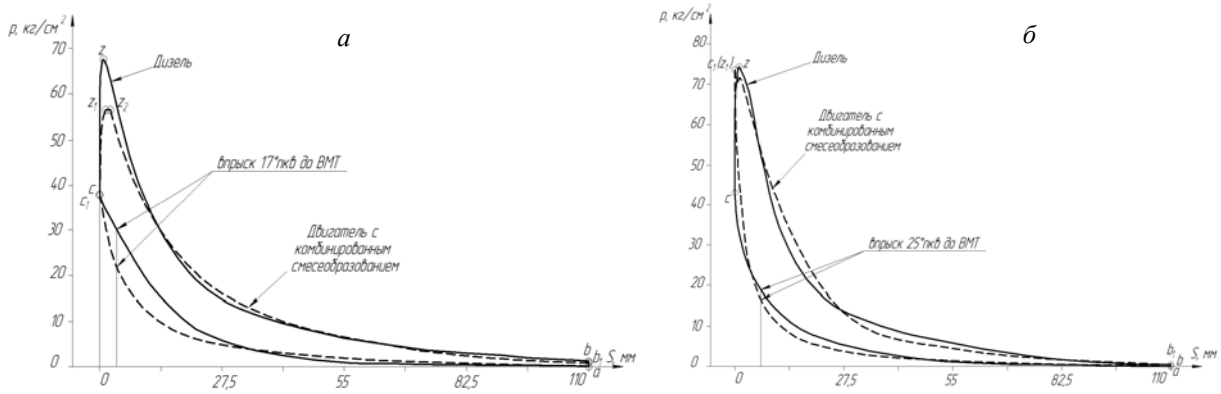


Рис. 3. Свернутые индикаторные диаграммы:
а – двигатель с вихревой КС, *б* – двигатель с КС в поршне

После обработки свернутых индикаторных диаграмм получены значения индикаторной мощности N_i дизеля и двигателя с комбинированным смесеобразованием. В табл. 2 приведены значения N_i, полученные при обработке экспериментальных данных и индикаторных диаграмм.

Таблица 2

Значения N_i (кВт), полученные при обработке экспериментальных данных и индикаторных диаграмм

Тип двигателя / Тип КС	Дизель			Двигатель с комбинированным смесеобразованием		
	Эксперимент	Метод индицирования	Δ, %	Эксперимент	Метод индицирования	Δ, %
Вихревая КС	14,51	14,33	1,24	15,75	15,70	0,32
Камера в поршне	15,09	14,98	0,73	15,58	14,90	4,36

Как видно из табл. 2, расхождение результатов, полученных разработанным методом индицирования, и результатов, полученных при обработке экспериментальных данных, не превышает 5 %.

Из рис. 3, *а* видно, что снижение p_z получено за счет снижения скорости нарастания давления от начала сгорания до достижения точки z_1. Кроме того, участок диаграммы z_1–z_2 представляет собой изобарный процесс, что приближает рабочий цикл двигателя с комбинированным смесеобразованием и вихревой КС к циклу Тринклера-Сабатэ. Заметим, что индикаторная диаграмма дизеля с КС в поршне, как и дизеля с вихревой КС, имеет характерную для современных дизелей форму. На индикаторной диаграмме двигателя с комбинированным смесеобразованием и КС в поршне (рис. 3, *б*) точки c_1 и z_1 совпадают, что говорит о том, что в данном рабочем цикле полностью исключена задержка самовоспламенения.

Другие экспериментальные данные, касающиеся двигателей с комбинированным смесеобразованием, такие как теплобалансовые характеристики и показатели токсичности отработавших газов, находятся на стадии обработки. Результаты их обработки вместе с представленными выше показателями будут освещены в следующих научных работах.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Дорохов, А. Ф.* Расчетный и экспериментальный анализ показателей рабочего процесса для различных способов организации рабочего процесса в ДВС / А. Ф. Дорохов, С. А. Каргин, А. П. Исаев // Вестник АГТУ. – Астрахань: Изд-во АГТУ, 2006. – № 2 (31). – С. 196–201.

2. *Дорохов, А. Ф.* Анализ показателей рабочего цикла, полученных расчетным и экспериментальным путем, при различных способах организации рабочего процесса в ДВС / А. Ф. Дорохов, С. А. Каргин, А. П. Исаев // Вестник машиностроения, 2007. – № 2. – С. 11–17.

3. *Исаев, А. П.* Направления повышения технического уровня судовых энергетических установок / А. П. Исаев, К. К. Колосов, Е. В. Климова // Вестник № 1 АГТУ. – Астрахань: Изд-во АГТУ, 2009. – С. 199–202. (Сер. Морская техника и технология).

4. *Каргин, С. А.* Метод индицирования малоразмерных дизелей / С. А. Каргин, А. П. Исаев // Материалы международной научно-практической конференции «Прогресс транспортных средств и систем», 13–15 октября 2009 г., г. Волгоград. Ч. 1 / Волгоград. гос. техн. ун-т; редкол.: М. В. Ляшенко (отв. ред.) [и др.]. – Волгоград: Изд-во ВолгГТУ, 2009. – С. 261–262.

5. *Кирпичев, А.* Датчики динамического давления: продукция компании «ГлобалТест» / А. Кирпичев, А. Симчук, Ю. Тищенко // Электроника: Наука, Технология, Бизнес. – 2008, № 1. – С. 88–91.

УДК 621.44(045)

А. Р. Бисенов

АНАЛИЗ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ СОВРЕМЕННЫХ ФОРСИРОВАННЫХ МАЛОРАЗМЕРНЫХ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Каспийский государственный университет технологий и инжиниринга им. Ш. Есенова
(e-mail: aigali-@mail.ru)

Приведен анализ эксплуатационных показателей форсированных малоразмерных судовых дизелей российского и зарубежного производства. Показаны преимущество использования метода форсирования малоразмерных судовых дизели типа Ч9,5/11 – по частоте вращения коленчатого вала.

Ключевые слова: малоразмерные дизели, форсирования, эксплуатационные показатели.

The analysis of operational indicators forced small size ship diesel engines of the Russian and foreign manufacture is resulted. Diesel engines of type «F9,5/11» – on frequency of rotation of a cranked shaft are shown advantage of use of a method of speeding up small size ship.

Keywords: small size diesel engines, speeding up, operational indicators.

Выбор основных эксплуатационных показателей для перспективного форсированного малоразмерного судового дизеля должен базироваться на предварительном изучении современных российских и зарубежных двигателей этого типа.

Анализируя уровни форсирования малоразмерных дизелей по частоте вращения коленчатого вала n и среднему эффективному давлению p_e необходимо, прежде всего, отметить, что основная их масса выпускается в настоящее время без наддува (рис. 1). Так из рассмотренных в данной работе 80 модификаций дизелей с диаметром цилиндра до 100 мм производства примерно 30-и различных фирм наддув имеют только девять моделей или 11 %. Модификации

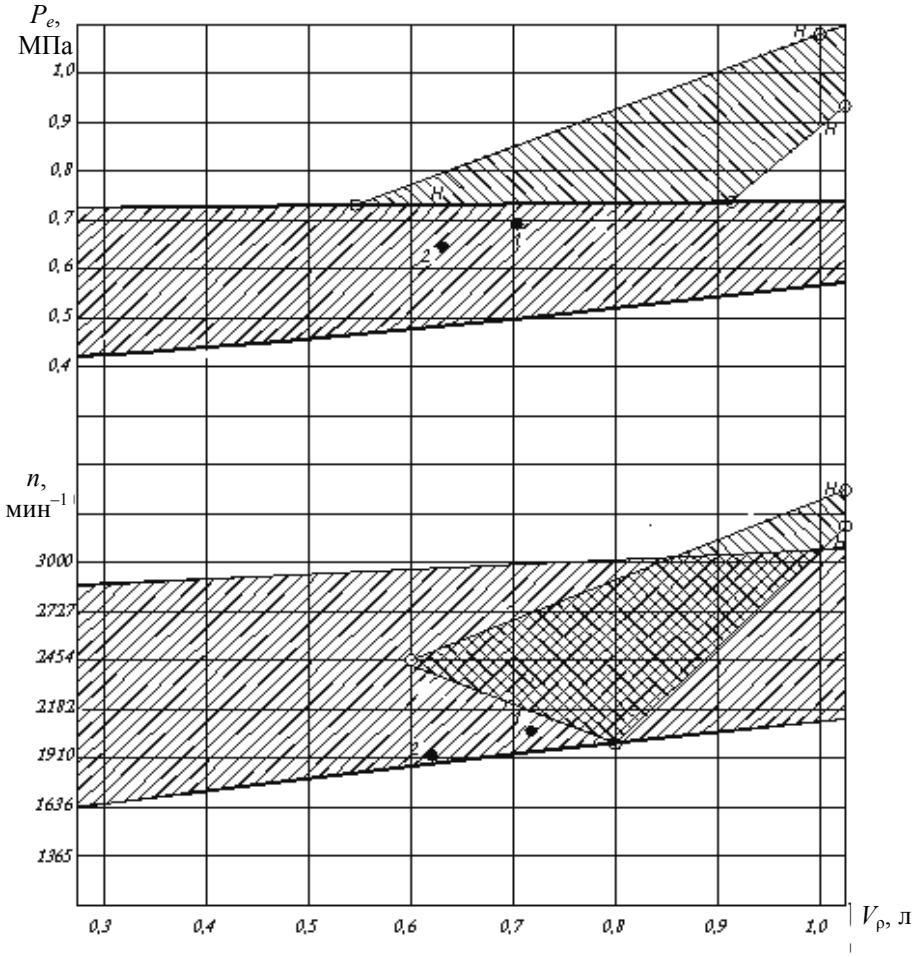


Рис. 1. Уровни форсирования малоразмерных дизелей по среднему эффективному давлению и частоты вращения коленчатого вала:
1 – 2Ч9,5/10; *2* – 4ЧСП9,5/11«Каспий-30М»; Н – двигатели с наддувом

с наддувом появляются при объеме цилиндра свыше 0,8 литра, все они выпускаются в шестицилиндровом исполнении. Отсутствие наддува на дизелях с меньшим общим рабочим объемом объясняется, с одной стороны, трудностью реализации эффективного смесеобразования в камере сгорания, с другой стороны – относительно невысокими значениями коэффициента полезного действия агрегатов наддува.

Указанные обстоятельства предопределяют целесообразность повышения мощности малоразмерных судовых дизелей за счет форсирования по n и p_e [1, 2].

Номинальные значение среднего эффективного давления дизелей без наддува колеблются в пределах от 0,45 до 0,73 МПа, причем значения выше 0,70 МПа имеет, только относительно небольшая группа двигателей.

Обеспечивая на своих малоразмерных дизелях наибольшую мощность при максимальном скоростном режиме зарубежные фирмы, предлагают целый ряд дефорсированных модификаций, причем номинальные значения n в каждом случае выбираются в зависимости от назначения дизеля. Значения n зарубежных малоразмерных дизелей колеблются в пределах 1600–3000 мин$^{-1}$, а на ряде дизелей с рабочим объемом в один литр, достигают свыше 3000 мин$^{-1}$.

Производящиеся в российской промышленности малоразмерные судовые дизели в зависимости от назначений также имеют различные уровни форсирования по частоте вращения коленчатого вала.

Сопоставление уровней форсирования по n и p_e малоразмерных дизелей российского и зарубежного производства показывают, что российские двигатели находятся на современном уровне. В то же время, если малоразмерные дизели российского производства, имеющие значения p_e на режиме номинальной мощности 0,65–0,72 МПа, оказываются в группе наиболее форсированных, то по достигнутым значениям n заметно уступают наиболее форсированным зарубежным модификациям.

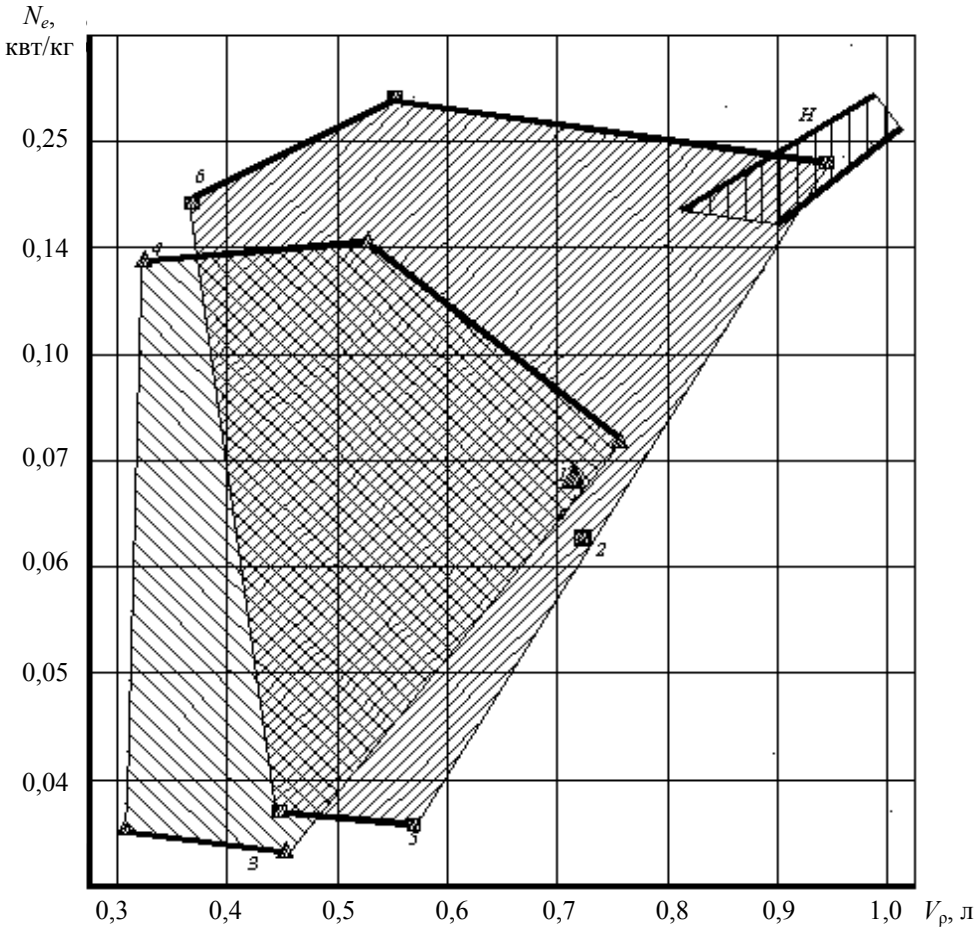


Рис. 2. Удельные мощности малоразмерных дизелей:
1 – 2Ч9,5/10; *2* – 4ЧСП9,5/11«Каспий-30М»; *3, 4* – нижние и верхние границы удельной мощности 2-х цилиндровых дизелей; *5, 6* – нижние и верхние границы удельной мощности 4-х цилиндровых дизелей: ▲ – двухцилиндровые малоразмерные дизели; ■ – четырехцилиндровые малоразмерные дизели; *H* – двигатели с наддувом

Относительно невысокие уровни форсирования по частоте вращения коленчатого вала являются одной из основных причин повышенной металлоемкости российских малоразмерных дизелей.

Сравнение их удельных масс с массами наиболее форсированных зарубежных модификаций показывает (рис. 2), что для достижения современного уровня по затратам металла на единицу производимой энергии, необходимо повышение мощности российских малоразмерных дизелей (при сохранении неизменной их массы) на 30–35 %. Такой прирост мощности, может быть, достигнут при форсировании по частоте вращения коленчатого вала до 3000 мин$^{-1}$.

Значение удельного расхода топлива, как на режиме номинальной мощности, так и на других эксплуатационных режимах, приводимые в информационных материалах, колеблются в довольно широких пределах.

Расходы топлива на двух режимах показывают (рис. 3), что минимальные g_e для дизелей с разделенными камерами сгорания составляют 256–258 г/(кВт·ч) но, по мере повышения частоты вращения топливная экономичность ухудшается, и на режимах номинальной мощности g_e достигают 280–290 г/(кВт·ч). При этом расходы топлива дизелей с непосредственным впрыском минимальные, и по скоростной характеристике еще ниже.

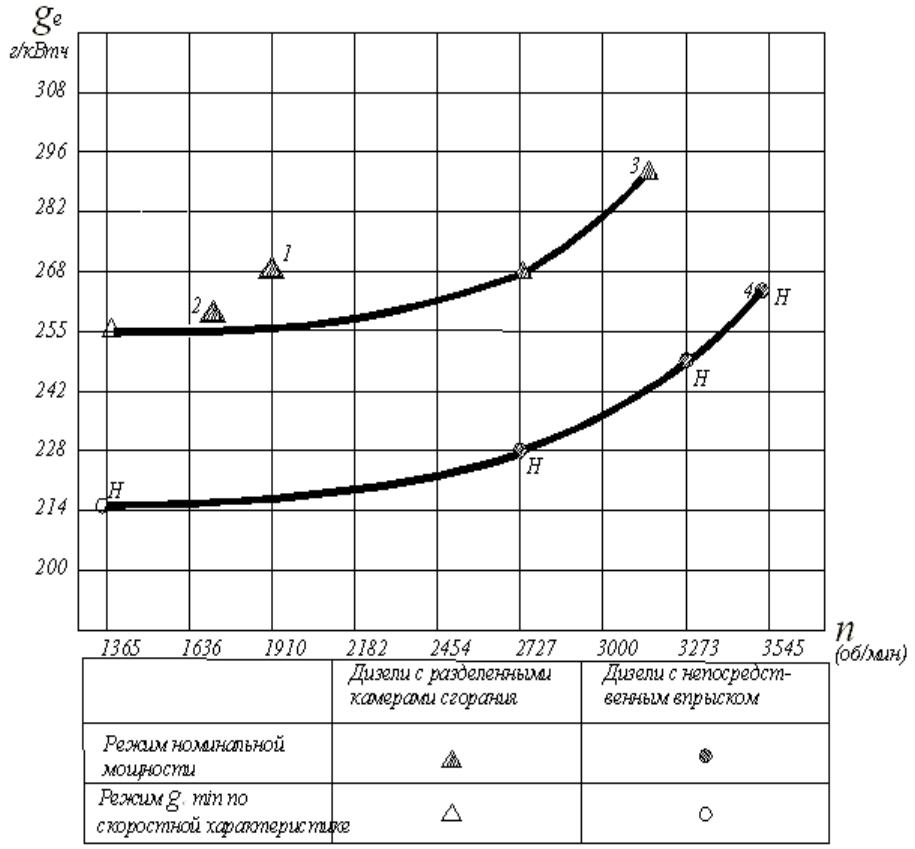


Рис. 3. Топливная экономичность малоразмерных дизелей:
1 – 2Ч9,5/10; *2* – 4ЧСП9,5/11«Каспий-30М»1-2Ч; *3* – нижние границы расходов топлива дизелей с разделенными камерами сгорания; *4* – нижние границы расходов топлива дизелей с непосредственным впрыском; Н – двигатели с наддувом

Малоразмерные дизели российского производства имеют вихревые камеры сгорания, и расходы топлива на режиме номинальной мощности находятся на уровне 260–270 г/(кВт·ч). По топливной экономичности они находятся в группе ведущих двигателей аналогичного типа, т. е. дизелей с разделенными камерами сгорания, однако существенно отстают от дизелей с непосредственным впрыском. Перевод на непосредственный впрыск является, таким образом, значительным резервом для повышения топливной экономичности малоразмерных судовых дизелей российского производства.

Как показывает выполненный анализ, основными направлениями дальнейшего совершенствования малоразмерных судовых дизелей

российского производства являются, повышение мощности за счет форсирования по частоте вращения коленчатого вала и улучшение топливной экономичности на основе перехода с разделенных (вихревых) камер сгорания на неразделенные камеры сгорания, то есть на непосредственный впрыск топлива [3, 4, 5].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Завлин, М. Л.* Основные направления развития отечественных судовых и промышленных маломерных дизелей / М. Л. Завлин, Б. Н. Семенов // Двигателестроение. – Л., 1980. – С. 5–8.

2. *Дорохов, А. Ф.* Принцип формирования эксплуатационного качества при производстве судовых дизелей / А. Ф. Дорохов // Проблемы машиностроения и надежности машин. – М., 1999. – № 6. – С. 54–58.

3. *Озимов, П. Л.* Основные направления развития дизелестроения в России / П. Л. Озимов // Двигателестроение, 2004. – № 1. – С. 3–5.

4. *Султанова, Л. М.* Исследование динамики механизма газораспределения судовых высокооборотных дизелей и оптимизация конструкции его элементов: автореф. дис. ... канд. техн. наук. 05.08.05. – Астрахань: АГТУ, 2002.

5. Информационные материалы фирм Caterpillar, Mitsubishi, Perkins, Volvo-Penta, GMT, MAN, MTU и др.

УДК 621.43

А. А. Музаев, К. К. Колосо, П. А. Дорохов

СРАВНИТЕЛЬНАЯ ОЦЕНКА КАЧЕСТВА СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ И ВЫБОР ЭТАЛОНА

Астраханский государственный технический университет

(e-mail: kolosovkk@yandex.ru)

Рассмотрены вопросы предварительной оценки технического уровня судовых дизелей на стадии их проектирования и связанные с этим задачи сопоставимости параметров и показателей при выборе эталона. Рассмотрена задача ориентировочного определения стоимости дизелей по совокупности их основных показателей.

Ключевые слов: оценка качества, эталон, коэффициенты весомости, коэффициент качества, стоимость.

The Considered questions of the preliminary estimate technical level marine diesels on stage of their designing and connected with this problems collations parameter and factors at choice of the standard. The Considered problem of the approximate determination of the cost of the diesels on the basis of their leading indexes.

Keywords: estimation quality, stnadard, factor to value, factor quality, cost.

Сравнительная оценка качества машин по определенной совокупности их параметров относится к числу задач, с которыми машиностроителям приходится часто сталкиваться (например: при аттестации качества; обосновании планов создания новой техники; анализе конкурентоспособности и т. п.). Независимо от конечных целей, общий алгоритм решения задачи один и тот же – для оцениваемой машины подбирается один или несколько аналогов, после чего производится сопоставление числовых значений их показателей. Получаемые единичные оценки рассматриваются дифференцированно или сводятся к суммарному показателю и служат основанием для принятия решения об уровне качества и конкурентоспособности этой машины. Наиболее объективная и достоверная оценка могла бы быть получена путем проведения сравнительных испытаний машин-аналогов по единой методике и в одинаковых условиях, а также на основании обобщенных данных об опыте их эксплуатации. Однако на практике часто не имеется ни самих образцов машин, ни исчерпывающих, документально подтвержденных, данных о них, а основными информационными источниками выступают проспектно-каталожные материалы фирм-изготовителей. Более того, фирмы выпускают рекламные проспекты новых моделей еще на стадии проектирования, до изготовления опытных образцов.

Отсюда следует, что при комплексной оценке качества конкретной машины прежде всего следует исходить из экспертной оценки значимости (коэффициента весомости) того или иного показателя в зависимости от атмосферных и внешних условий, характерных показателей режима эксплуатации, возможности выполнения квалифицированного и своевременного технического обслуживания и затребованного потребителем ресурса безотказной работы. Экспертный метод определения коэффициентов весомости показателей путем их ранжирования рекомендован в теории и практике квалиметрии [1].

При оценке технического уровня и качества судовых дизелей широко применяются комплексные показатели, основанные на усреднении относительных показателей учитываемых свойств. Переход от абсолютных показателей K_i, выраженных в различных единицах измерения, к безразмерным относительным q_i обычно осу-

ществляется с привлечением базовых или эталонных показателей $K_{i.э}$, под которыми понимают показатели качества продукции, принятой за базу при сравнительных испытаниях. В общем виде можно записать

$$q_i = f(K_i, K_{iэ}),\ i = 1, 2, 3, \ldots, n,$$

где i – порядковый номер показателя свойства; n – число свойств, характеризующих качество. В большинстве современных методик q_i определяется как отношение показателя K_i к показателю $K_{i.э}$. Очевидно, что при этом единичные оценки свойств и, следовательно, обобщенный показатель качества будут существенно зависеть от принятых эталонных значений. В связи с этим установление последних представляет ответственный этап в процессе комплексной оценки качества машин.

В теоретических исследованиях и практических разработках существуют два принципиально разных подхода к определению эталонных значений показателей. В первом случае за эталон принимаются показатели реальной, серийно выпускаемой машины, которые в определенной мере отражают современный мировой уровень [2]. При этом принято считать, что оцениваемая машина сопоставляется с лучшим из существующих аналогов. Однако такой подход правомерен, когда эталонная машина лучше других аналогов по всем учитываемым параметрам. Как показывает опыт, на практике такие случаи крайне редки, поскольку многие показатели качества (масса, ресурс, экономичность, экологические показатели и др.) связанны между собой, и принципиально невозможно сочетание в одном образце всех их наилучших значений.

При другом подходе к выбору эталонных значений за базовый принимается условная гипотетическая машина, обладающая такой совокупностью показателей, которую в действительности не имеет ни один из существующих аналогов. Одна из возможностей создания искусственного эталона заключается в том, что по каждому единичному показателю качества берется среднее, для всей группы аналогов, значение. При этом, в зависимости от цели оценки, сравнивать можно со средним мировым уровнем, средним уровнем по стране, по отрасли и т. п. Однако, как и при использовании любого другого статистического метода, одно из важных, но трудно реализуемых в практике оценки качества машины, требований – наличие достаточно большой выборки машин-аналогов. Кроме того, применение того или иного вида средней величины потребует специального обоснования [3]. В литературе предлагаются и другие способы выбора эталонных показателей. Так, они могут браться из действующих стандартов и нормативных документов, а в зарубежной практике чаще всего назначаются лицом, проводящем оценку.

Для многих случаев оценки качества машин наиболее предпочтителен принцип формирования гипотетического эталона, в соответствии с которым набор $K_{i.э}$ включает в себя наилучшие значения по каждому из учитываемых параметров. В числе преимуществ, обусловленных применением такого идеального эталона, можно отметить следующие:

– максимальное соответствие целям управления качеством поскольку эталонные значения будут стимулировать разработчиков и изготовителей машины к повышению уровня качества продукции по всем показателям;

– возможность избежать произвола в выборе аналога для сравнительной оценки и тем самым повысить ее объективность, так как существует базовый образец, символизирующий на данный момент времени наилучшее качество;

– ясное толкование эталона, так как качество оцениваемого двигателя рассматривается как степень приближения к идеальному качеству, соответствующему значению обобщенного показателя $K_\Sigma = 1{,}0$;

– наибольшая универсальность идеального эталона, так как он может быть в равной мере применен к любой из машин, аналогичных оцениваемой, обеспечивая при этом сопоставимость результатов;

– наибольшая доступность данных о наилучших показателях, достигнутых на зарубежных машинах общего назначения (прежде всего по рекламным соображениям).

Следует отметить, что выбор исходных аналогов играет важную роль при всех способах назначения эталона. Накопленный в двигателестроении опыт позволяет сформулировать ряд требований, соблюдение которых необходимо при подборе отечественных и зарубежных аналогов:

– одинаковая область применения аналога и оцениваемого двигателя;

– близкие значения классификационных показателей (различия по номинальной мощности и частоте вращения коленчатого вала не должны превышать 30 %);

– параметрическая сопоставимость аналогов и оцениваемого двигателя (необходимо при-

ведение сравнительных параметров к сопоставимому виду – в первую очередь это касается таких показателей, как мощность, удельный эффективный расход топлива, удельная масса, ресурс и др.);

– полнота и достоверность информации об аналогах, включая сроки поставки и производство сервисного обслуживания.

Следовательно, наиболее приемлемым для оценки качества машин представляется применение гипотетического эталона, сочетающего в себе наилучшие значения по каждому из показателей. Такой эталон объективен, состоятелен, универсален и удобен в расчетах, а проблема подбора объективного аналога для сопоставления качественных показателей оцениваемой машины методически не представляет каких-либо принципиальных затруднений. Трудности связаны лишь с недостатком информации и необходимостью приведения имеющейся информации к сопоставимому виду.

Авторами были отобраны основные показатели судовых малоразмерных дизелей с диаметром цилиндра ≤ 100 мм (агрегатная мощность, среднее эффективное давление, частота вращения коленчатого вала, средняя скорость поршня, удельные расходы топлива и масла, масса, габаритные размеры, ресурс) наиболее известных фирм США, Великобритании, Японии, Швеции, Франции, Финляндии, Чехии и др., которые могут быть использованы в качестве аналогов по своим классификационным данным и времени постановки на производство. В качестве оцениваемого был принят перспективный судовой дизель 4ЧН9,5/11, разрабатываемый совместно ОАО «Завод «ДАГДИЗЕЛЬ» и ФГУП НЦ «НАМИ» (номинальная мощность, $N_{e\ ном}$ = 75 кВт, номинальная частота вращения коленчатого вала, $n_{ном}$ = 3000 мин$^{-1}$).

Как принято в мировой практике и в согласии с требованиями квалиметрии оценка коэффициентов весомости показателей качества была осуществлена экспертным методом. Экспертная комиссия, состоящая из авторов и ведущих технических специалистов предприятия-изготовителя, исходя из назначенных квалификационных данных, условий производства и эксплуатации, а также конъюнктуры рынка, оценила значимость показателей качества СМД (табл. 1).

Таблица 1

Экспериментальная оценка значимости показателей качества СМД

Показатели качества ДВС	Коэффициенты весомости экспонатов, *mi*		
	№ 1	№ 2	№ 3
Удельная мощность, кВт/кг	0,15	0,14	0,15
Литровая мощность, кВт/л	0,09	0,05	0,06
Удельная габаритная мощность, кВт/м^3	0,057	0,05	0,05
Удельный расход топлива, кг/кВт·ч	0,22	0,22	0,21
Удельный расход масла, кг/кВт·ч	0,073	0,1	0,12
Наработка на отказ, ч	0,07	0,08	0,08
Ресурс непрерывной работы, ч	0,04	0,05	0,05
Ресурс до первой переборки, ч	0,07	0,07	0,07
Ресурс до капитального ремонта, ч	0,06	0,05	0,05
Удельная себестоимость, руб./кВт·ч	0,06	0,06	0,05
Удельная трудоемкость, н-ч/кВт·ч	0,03	0,06	0,05
Эргономические и эстетические показатели, балл	0,08	0,07	0,06
Сумма коэффициентов $\sum_{1}^{12} m_i$	1,0	1,0	1,0

В связи с отсутствием данных для аналогов по всем показателям, для дальнейшего анализа использованы следующие основные показатели и усредненные значения коэффициентов их весомости: удельная массовая мощность – $N_м$, кВт/кг (m_1 = 0,145); литровая мощность – $N_л$, кВт/л (m_2 = 0,09); удельная габаритная мощность – $N_г$, кВт/м^3 (m_3 = 0,055); удельный расход топлива – g_e, кг/(кВт·ч) (m_4 = 0,22); удельный расход масла – $g_м$, кг/(кВт·ч) (m_5 = 0,1); ре-

сурс до первой переборки – T_1, час (m_6 = 0,07); ресурс до капитального ремонта – T_2, час (m_7 = = 0,06); удельная себестоимость – C, руб./кВт·ч (m_8 = 0,057).

Значение стоимости двигателя авторами предлагается определять по формуле:

$$C = 0,023\frac{N_e^{0,073}\cdot T^{0,086}\cdot M^{0,763}}{g_e^{2,446}\cdot g_m^{1,138}\cdot S^{0,466}}, \qquad (1)$$

где N_e – эффективная мощность двигателя, кВт; T – ресурс до капитального ремонта, ч; M – масса двигателя, кг; g_e, удельный эффективный расход топлива, кг/(кВт·ч); $g_м$ – удельный эффективный расход масла, кг/(кВт·ч); S – серийность выпуска дизеля (серийность для судовых дизелей 10, для береговых 25). При этом средняя квадратичная погрешность модели не превышает 7 %. Данная модель позволяет обосновать расчетным путем стоимость двигателя по заданным показателям или определить величину одного из показателей по заданной стоимости и принятым значениям остальных показателей. Для оцениваемого двигателя стоимость, определенная по формуле (1), равна 190620 при стоимости «идеального» двигателя 126000 руб.

На основе показателей выбранных двигателей были рассчитаны удельные показатели оцениваемого дизеля, дизелей-аналогов и идеального дизеля.

Обобщенный коэффициент качества идеального гипотетического двигателя будет равен сумме коэффициентов весомости восьми учитываемых показателей (n = 8), т. е.

$$K_{\sum Э} = \sum m_i = 0,797. \qquad (2)$$

Недостающее до единицы значение суммы, равное 0,203, относится к показателям, для которых практически невозможно найти данные для аналогов (наработка на отказ, трудоемкость и др.).

Обобщенный коэффициент качества оцениваемого двигателя.

$$K = N_м\, m_1/N_{мэ} + N_л\, m_2/N_{лэ} + N_г\, m_3/N_{гэ} + g_{eэ}\, m_4/g_e + g_{мэ}\, m_5/g_м + T_1\, m_6/T_{1э} + T_2\, m_7/T_{2э} + C\, m_8/C_э = 0,994, \qquad (3)$$

где N – значения удельной массовой, литровой и габаритной мощности; g – значения удельных расходов топлива и масла; T – значения ресурсов; C – значение стоимости.

Отношение коэффициентов качества

$$a = (0,203 + K_\Sigma)/(0,203 + K_{\Sigma Э}) = 1,198 \approx 1,2$$

показывает, что оцениваемый двигатель по своему техническому уровню превосходит идеальный гипотетический двигатель на 20 %.

Таким образом, приведенный метод сравнительной оценки качества создаваемого судового дизеля и принцип выбора эталона показал реальные конкурентные преимущества оцениваемой машины еще на стадии проектирования. Действительный же качественный уровень будет определяться степенью соответствия реальных показателей новой машины заданным и сроком постановки ее на производство.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Бордуков, В. Т.* Проблемы сопоставимости параметров при сравнительной оценке отечественных и зарубежных дизелей / В. Т. Бордуков [и др.] // Двигателестроение, 1988. – № 7. – С. 37–39.

2. Единая методика оценки технического уровня продукции машиностроения. – М.: ГКНТ СССР, 1987. – 86 с.

3. *Федышин, В. И.* О выборе эталона при оценке качества ДВС / В. И. Федышин // Двигателестроение, 1980. – № 7. – С. 48–50.

УДК 621.43.068:621.431

Е. В. Климова

ВЛИЯНИЕ ТИПА КОНСТРУКЦИИ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ НА УРОВЕНЬ ТОКСИЧНОСТИ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ СУДОВОГО ДИЗЕЛЯ

Астраханский государственный технический университет

(e-mail: katuwaastu@yandex.ru)

Приведен анализ влияния типа конструкции камеры сгорания на количественный состав вредных составляющих в отработавших газах судовых дизелей.

Ключевые слова: отработавшие газы, камера сгорания, судовой дизель.

The article analyzes the influence of form combustion chamber on quantities ingredients in exhaust gases of ship diesel.

Keywords: exhaust gases, combustion chamber, ship diesel.

Последние три десятилетия XX в. и первое десятилетие XXI в. характеризуются бурным развитием морского судоходства. Однако одновременно с усовершенствованием конструкций с целью повышения мощностных показателей судовых дизелей увеличивается количество вредных выбросов с отработавшими газами (ОГ), оказывающих негативное воздействие на состояние окружающей среды. Вместе с тем соблюдение жестких нормативов является необходимым условием при эксплуатации судна. С целью повышения конкурентоспособности необходимо соблюдать все предписания российских и мировых экологических стандартов.

Судовой дизель, вырабатывая механическую энергию за счет сгорания топливовоздушной смеси, в процессе работы осуществляет теплообмен с окружающей средой. В результате происходит выброс ОГ, состоящих из части воздуха и продуктов окисления топлива. Воздух, поступающий в цилиндр дизеля, совершает определенный термодинамический цикл, претерпевая при этом химические изменения и превращаясь в результате в сложную газовую смесь с множеством компонентов. Четыре компонента – N_2, O_2, CO_2 и H_2O составляют свыше 99–99,9 % объема газа, остальные 0,1–1,0 % объема – это примеси, которые не представляют интереса с технической точки зрения, но являются вредными для окружающей среды, живой природы и человека.

В апреле 2006 г. рабочая группа IMO пришла к выводу о том, что с 2010 г. нормы выбросов NO_X (IMO Tier II) могут быть снижены по отношению к нормам IMO Tier I примерно на 30 %. Приложение VI к Международной конвенции МАРПОЛ 73/78 было ратифицировано Россией в мае 2004 г. [1]. Проходившая в Лондоне в октябре 2008 г. 58-я сессия Комитета по защите морской среды (МЕРС) Международной морской организации в числе прочих документов приняла новую редакцию Правил предотвращения загрязнения атмосферы с судов (Приложение VI к МАРПОЛ 73/78). Согласно новым формулировкам, работа двигателей, установленных на судах, построенных в определенные периоды времени, запрещена, если они не соответствуют предельно допустимым нормам выбросов NO_x [2].

Образование вредных веществ (ВВ) в процессе горения топлива в цилиндре двигателя обусловливается неоднородностью температурного и концентрационного полей в реакционном объеме как в пространстве, так и во времени. Указанная неоднородность зависит от гидро- и газодинамических характеристик подачи топлива, воздушного заряда и топливовоздушной смеси, процессов тепловыделения и теплоотдачи, а также массообмена в упомянутом объеме. Следовательно, любые изменения характеристик топливоподачи и газообмена, геометрических размеров, а также формы, материала и состояния поверхности деталей системы газообмена, топливоподачи и камеры сгорания (КС) приведут к изменению процессов образования и разложения веществ в ходе рабочего процесса и соответственно к изменению состава ОГ. Геометрия КС определяет характеристики движения воздушного заряда в цилиндре, объем первоначального развития топливных струй и тип смесеобразования.

На базе Астраханского государственного технического университета были проведены экспериментальные исследования судовых ДВС (6Ч18/22, 2Ч9,5/11, 2ЧН9,5/11, 8Ч13/14, 6ЧНР32/48, 6ЧН15/18) с различными конструкциями КС, способами смесеобразования на различных режимах работы (приведены в таблице). Так, для объемно-пленочного смесеобразования, присущего полуразделенным КС, характерна минимальная концентрация в выбросах продуктов неполного сгорания и высокая концентрация окислов азота. Результаты экспериментальных исследований судового среднеоборотного дизеля 6Ч18/22 с полуразделенной КС, объемно-пленочным смесеобразованием и непосредственным впрыском топлива подтверждают данное положение. На номинальном режиме концентрация окислов углерода превышает предельно допустимые значения (CO = = 4,65 г/(кВт·ч) при ПДК CO = 3,0 г/(кВт·ч)) [3]. Измеренное значение CO в данном случае можно считать сравнительно низким, особенно учитывая ранний год выпуска двигателя. Объяснить высокую степень полноты сгорания топлива можно следующим образом. Часть топлива преднамеренно направляют на стенки КС с тем, чтобы вводить его в зону реакции постепенно, по мере испарения. Значительная доля топлива (до 50 %) попадает в виде пленки на горячие стенки КС, а остальная часть топлива (объемная) распыливается в воздушном заряде. Такой способ смесеобразования обеспечивает условия для максимального сгорания топлива. Однако избыток O_2 способствует увеличению концентрации окислов азота (NO_x = 20,58 г/(кВт·ч) при предельно допустимом значении NO_x = = 11,97 г/(кВт·ч) [3]).

Вихревая КС благодаря улучшенному распыливанию топлива за счет своей конструкции отличается в целом, низкими показателями токсичности.

Экспериментальные данные некоторых внешних показателей работы дизелей на номинальном режиме

Марка дизеля	$T_{газ}$, °С	$T_{ос}$, °С	NO_x, г/(кВт·ч)	NO, г/(кВт·ч)	CO_2, %	CO, г/(кВт·ч	O_2, %	α
6Ч18/22	386,05	28,8	20,58	19,0	5,02	4,65	14,01	2,54
2Ч9,5/11	301,67	23,1	10,87	7,24	10,35	6,85	6,83	1,48
2ЧН9,5/11	401,35	23,9	21,52	13,49	9,79	12,09	7,59	1,57
6ЧН15/18	443,31	26,2	10,48	6,57	8,08	9,82	9,93	1,89
8Ч13/14	559,67	39,6	11,55	9,06	9,43	8,91	1,63	8,09
6ЧНР32/48	431,42	34,3	23,6	14,79	6,49	12,33	12,08	2,37

По результатам испытаний судового двухцилиндрового высокооборотного дизеля 2Ч9,5/11 с вихревой КС выявлено соответствие концентрации NO_x = 10,87 г/(кВт·ч) ПДК NO_x = 10,42 г/(кВт·ч) [3], в то же время обнаружено превышение концентрации CO более чем в два раза по сравнению с нормативным значением (CO = = 6,85 г/(кВт·ч)). Завышенная концентрация продуктов неполного сгорания и, в частности, окиси углерода объясняется заниженной температурой горения топливно-воздушной смеси в сравнении с неразделенными КС. Эксперимент по оценке уровня токсичности у данного дизеля с применением наддува показал иные результаты: концентрация CO завышена в четыре раза (CO = 12,09 г/(кВт·ч)) по сравнению с нормативным значением, а концентрация NO_x завышена в два раза (NO_x = 21,52 г/(кВт·ч)). В данном случае при увеличении нагрузки компрессор не успевает обеспечить воздухом увеличивающуюся подачу топлива в цилиндр. При снижении коэффициента избытка воздуха, прежде всего, возрастает количество продуктов неполного сгорания, и токсичность ОГ увеличивается. Численные значения концентрации CO и NO_x судового высокооборотного вихрекамерного дизеля с наддувом 2ЧН9,5/11 подтверждают данную закономерность.

Ввиду возможности качественного перемешивания топливовоздушной смеси и при минимальном количестве свободного кислорода концентрация окислов азота в большинстве случаев находится в пределах допустимых значений для дизельных двигателей с разделенной КС. Подтверждением данной теории служат результаты экспериментальных исследований высокооборотного судового дизеля с и непосредственным впрыском топлива 6ЧН15/18 (NO_x = 10,48 г/(кВт·ч)). Известно, что основным фактором, влияющим на образование окислов азота, является температура. С ростом температуры сгорания увеличивается выброс окислов азота в ОГ. На судовом дизеле 6ЧН15/18 были проведены испытания с полным и частичным охлаждением надувочного воздуха. Анализ результатов эксперимента показал, что при полном охлаждении надувочного воздуха концентрация окислов азота ниже ввиду пониженной температуры сгорания, однако неполнота сгорания при этом увеличивается. С ростом температуры сгорания при частичном охлаждении выброс окислов азота увеличивается, но в то же время снижается концентрация окислов углерода и количество продуктов неполного сгорания. Следовательно, тенденции образования токсичных компонентов высокооборотного судового дизеля с разделенной КС 6ЧН15/18 отражают теоретические предположения о воздействии основных внешних показателей работы двигателя на концентрацию основных вредных компонентов ОГ.

В результате совместного действия температурного и концентрационного факторов выход окислов азота в цилиндрах дизелей с КС неразделенного типа имеет наиболее высокий уровень. Концентрация в выбросах окислов углерода умеренная, несмотря на то, что она выше, чем у дизелей с разделенными КС. Причиной этого является вялое протекание процесса смесеобразования, осуществляемого почти исключительно лишь за счет кинетической энергии факелов топлива. Завышенные концентрации продуктов неполного сгорания и окислов углерода, в частности, прослеживаются у дизелей с неразделенными КС, объемным смесеобразованием и непосредственным впрыском топлива: у высокооборотного дизеля 8Ч13/14 с открытой КС (CO = 8,91 г/(кВт·ч)) и малооборотного дизеля с непосредственным впрыском 6ЧНР32/48 (CO = 12,33 г/(кВт·ч)) в три и четы-

ре раза соответственно. Концентрация окислов азота в выбросах двигателя 6ЧНР32/48 также значительно превышает допустимые значения: NO_x = 23,6 г/(кВт·ч) при ПДК NO_x = 14,11 г/(кВт·ч). Данный факт иллюстрирует развитие высоких температур в КС ввиду отсутствия гидравлических потерь и простоты геометрической формы, что характерно для неразделенных КС и объемного способа смесеобразования. Однако концентрация NO_x дизеля 8Ч13/14 близка к ПДК (NO_x = 11,58 г/(кВт·ч) при ПДК NO_x = 10,42 г/(кВт·ч)). Объяснить это можно хорошей регулировкой топливной аппаратуры и более поздним, чем у двигателя 6ЧНР32/48 годом выпуска, хотя тенденция к увеличению концентрации окислов азота в дизеле с неразделенной КС четко прослеживается.

Таким образом, на примере показателей токсичности судовых дизелей различной оборотности, с разными формами КС четко прослеживается влияние конструкции КС и особенностей смесеобразования на значения концентраций CO и NO_x.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Technical Code on Control of Emission of Nitrogen Oxides from Marine Diesel Engines. Annex VI to MARPOL 73/78, IMO. – London, 2007.

2. *Мельник, Г. В*. Вопросы экологии на конгрессе CIMAC 2007 / Г. В. Мельник // Двигателестроение, 2008. – № 1. – С. 49–53.

3. ГОСТ Р 52408–2005 Двигатели внутреннего сгорания поршневые. Выбросы вредных веществ с отработавшими газами. – Ч. 2. Измерения в условиях эксплуатации. Введ. 01.01.2007. − М.: СТАНДАРТИНФОРМ. − 2006. – 30 с.

УДК 621.43.057

В. З. Гибадуллин

ВЛИЯНИЕ ЛОКАЛЬНЫХ МИКРОДОБАВОК ВОДОРОДА НА ПРОЦЕСС ВОСПЛАМЕНЕНИЯ В ДВС С ИСКРОВЫМ ЗАЖИГАНИЕМ

Курганская государственная сельскохозяйственная академия им. Т. С. Мальцева
(e-mail: ice61vg@mail.ru)

Описаны результаты экспериментальных исследований двигателя с локальной подачей микродобавок водорода в область межэлектродного зазора свечи зажигания. Показано, что такая организация рабочего процесса сопровождается существенным снижением количества циклов с пропусками воспламенения и приводит к более эффективному преобразованию энергии.

Ключевые слова: обеднение смеси, сгорание, пропуски воспламенения, микродобавки водорода.

Findings of experimental study on a combustion engine with hydrogen microadditives injected locally to the spark plug gap are described. The procedure was shown to decrease the number of cycles with misfire and provide more effective energy transformation.

Keywords: leaning, combustion, misfiring, hydrogen microadditives.

Повышение топливной экономичности и экологической безопасности ДВС с искровым зажиганием при работе на частичных нагрузках может быть достигнуто использованием обедненных топливовоздушных смесей. Однако непременным условием такого изменения рабочего процесса должно быть обеспечение стабильности сгорания и отсутствия пропусков воспламенения.

Большинство исследователей считают, что межцикловые различия в протекании процесса сгорания зарождаются в начальной его фазе. В этот период формирующийся очаг пламени имеет малые размеры, и любые локальные флуктуации параметров среды могут способствовать замедлению его развития и даже гашению. Именно неидентичностью процесса развития начального очага горения, длительность которого составляет значительную часть (в отдельных случаях – до половины) общей продолжительности процесса сгорания, обусловлена межцикловая нестабильность сгорания в целом. Так, в работе [1] на базе обширных экспериментальных исследований показано, что процесс преобразования энергии (его начало и продолжительность) почти не зависит от состава смеси, начиная с момента, когда преобразование энергии составляет 0,03 %, что соответствует удалению пламени от канала искрового пробоя на расстояние ≈3 мм. Поэтому любые меры, направленные на сокращение продолжительности процесса воспламенения, должны способствовать как повышению его стабильности, так и улучшению показателей работы ДВС в целом.

Из известных способов воздействия на начальную фазу сгорания наибольший интерес

представляет добавка водорода в бензовоздушную смесь. Рабочий процесс с локальной подачей микродобавок водорода в область электродов свечи зажигания [2] был реализован на одноцилиндровом двигателе ВАЗ (S/D = 71/76, ε = 8,15). При работе ДВС на частичных нагрузках подача водорода в количестве не более 1,5 % от массы бензина позволила существенно обеднить топливовоздушную смесь, вплоть до α = 1,4 на холостом ходу. При этом топливная экономичность в тепловом эквиваленте повысилась на величину до 33 % при расходе водорода, не превышающем 0,0065 кг/ч на один цилиндр [3].

Наибольший эффект от применения микродобавок водорода был получен в области малых нагрузок, когда в силу отрицательного влияния комплекса факторов на условия воспламенения топливовоздушной смеси работа двигателя характеризуется повышенной долей циклов с пропусками воспламенения. Для более детального изучения причин столь ощутимого влияния добавок водорода на показатели работы ДВС при дросселировании были проведены дополнительные эксперименты при работе двигателя с нагрузкой, близкой к холостому ходу (p_e = 0,065 МПа). Рассматривались пять характерных режимов, приведенных в таблице.

Некоторые показатели работы ДВС при глубоком дросселировании (p_e = 0,065 МПа)

№ режима	Условия	$G_В$	α	$N_{ПР}$	$p_{z\,ср}$
		кг/ч	–	%	МПа
1	Бензин (предел эффективного обеднения)	8,34	0,99	38	0,95
2	Бензин + водород (дроссельная заслонка прикрыта)	7,37	0,98	13	1,12
3	Бензин + водород (смесь обеднена)	8,34	1,23	15	1,05
4	Бензин + водород (предел эффективного обеднения)	8,73	1,33	5	1,25
5	Бензин (смесь обогащена)	8,73	1,03	44	0,96

Перечисленные режимы отмечены соответствующими точками на рис. 1. При переходе от работы на бензине (режим 1) к работе с подачей микродобавок водорода в область электродов свечи зажигания резко увеличивались эффективный крутящий момент и частота вращения коленчатого вала, и для сохранения их неизменными приходилось либо несколько прикрывать дроссельную заслонку (режим 2), либо обеднять смесь (режим 3). Работа на пределе эффективного обеднения с добавками водорода (режим 4) осуществлялась на более бедной бензовоздушной смеси, поэтому для поддержания работы двигателя при отключении подачи водорода (режим 5) смесь необходимо было обогащать.

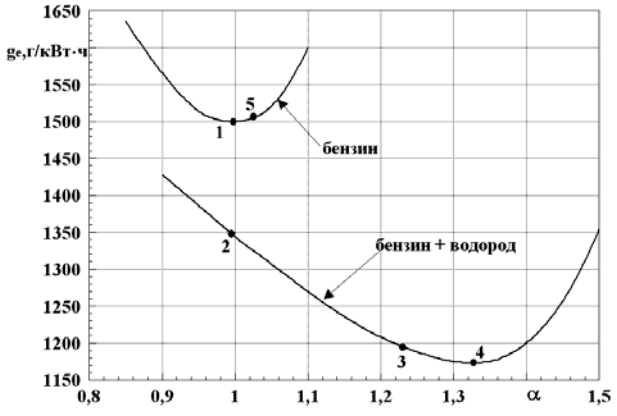


Рис. 1. Регулировочная характеристика по составу смеси (p_e = 0,065 МПа, n = 2000 мин$^{-1}$)

Расход водорода на всех режимах составлял 0,004 кг/ч (около 1 % от расхода бензина), а потому вклад водорода в общее тепловыделение, даже с учетом его более высокой, чем у бензина, теплоты сгорания, не может рассматриваться как решающий. Следовательно, воздействие водорода на процесс сгорания не ограничивается простым увеличением количества вводимой в цикл теплоты.

Наличие повышенной концентрации водорода вблизи электродов свечи зажигания способствует интенсивному развитию горения в начальной фазе. Это иллюстрируется полученными при обработке индикаторных диаграмм графиками на рис. 2, где показана скорость тепловыделения при работе на пределе эффективного обеднения на бензине (режим 1) и с локальной добавкой водорода (режим 4). Видно, что на режиме 4 за счет воздействия водорода скорость тепловыделения при сгорании первых порций топливовоздушной смеси более чем в 5 раз превышает скорость тепловыделения на режиме 1.

Некоторые результаты статистической обработки экспериментальных данных для иссле-

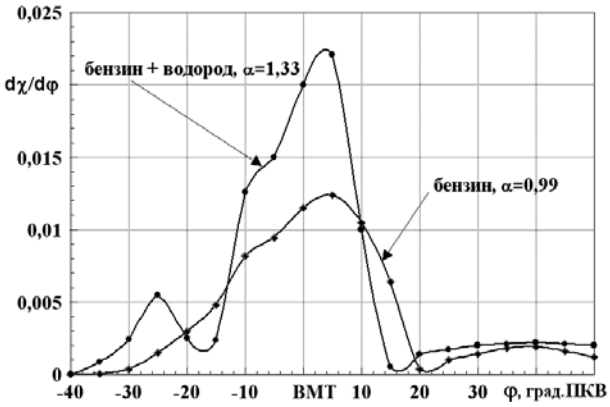


Рис. 2. Скорость активного тепловыделения (p_e = 0,065 МПа, n = 2000 мин$^{-1}$, предел эффективного обеднения)

довавшихся режимов представлены в таблице. Как видно из таблицы, при переходе от режима 1 к режиму 2, несмотря на прикрытие дроссельной заслонки (степень открытия которой при постоянном скоростном режиме можно характеризовать часовым расходом воздуха $G_В$) и неизбежное ухудшение при этом условий воспламенения смеси, число $N_{ПР}$ циклов с пропусками воспламенения сокращается почти втрое. Очевидно, что этому способствует промотирующее воздействие на начальный очаг горения локально поданного водорода. Даже при использовании обедненной бензовоздушной смеси на режиме 3 (α = 1,23) $N_{ПР}$ в 2,5 раза меньше, чем при работе на бензине на пределе эффективного обеднения. Более того, если работа бензинового двигателя с традиционной организацией рабочего процесса при глубоком дросселировании на бедной смеси в принципе невозможна, то подача микродобавок водорода за счет более чем семикратного уменьшения $N_{ПР}$ позволила обеспечить работу ДВС с эффективным обеднением смеси до α = 1,33 (режим 4). Логично предположить, что основной причиной улучшения показателей работы ДВС при использовании локальных микродобавок водорода является существенное сокращение количества циклов с пропусками воспламенения.

Повышенная эффективность преобразования энергии на режимах с добавкой водорода (режимы 2, 3 и 4) подтверждается и гистограммой, приведенной на рис. 3. Видно, что на указанных режимах максимальное давление цикла достигает более высоких значений, а количество циклов с высоким p_z существенно возрастает.

Отметим, что степень открытия дроссельной заслонки при работе ДВС на пределе эффективного обеднения с подачей микродобавок водорода (режим 4) больше, чем на пределе обеднения для бензовоздушной смеси (режим 1) ($G_{В4} > G_{В1}$). Это свидетельствует о том, что до-

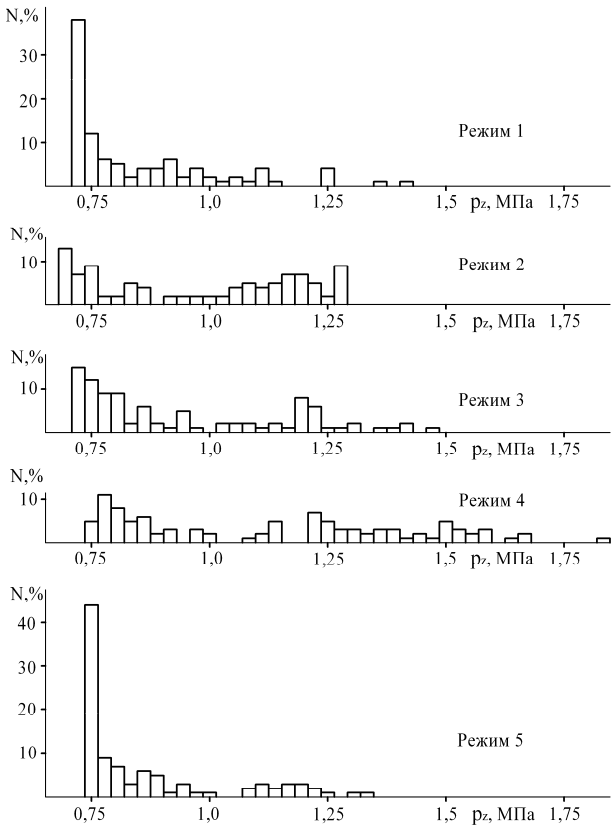


Рис. 3. Гистограммы распределения величины максимального давления цикла при глубоком дросселировании

бавки водорода оказывают влияние на процесс воспламенения не только через непосредственное повышение калорийности и реакционной способности топливовоздушной смеси в начальном очаге горения. Важную роль играют также благоприятное изменение теплофизических (давление, температура), химических (коэффициент остаточных газов) и газодинамических (турбулентность) характеристик смеси, а также возрастание пробивных напряжений системы зажигания, что является следствием роста коэффициента наполнения по мере открытия дроссельной заслонки. Такая особенность разработанного рабочего процесса позволяет применять элементы качественного регулирования мощности и на некоторых режимах управлять нагрузкой, изменяя состав смеси, а не положение дроссельной заслонки.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Muller, H. Die Entflammungsdauer und ihre Auswirkung auf den Verlauf der Energieumsetzung beim Ottomotor / H.Muller, H.Bertlung, O.Haahtela // MTZ. – 1978. – № 7–8. – P. 333–338.

2. Пат. 2123121 Российская Федерация, МПК^6 F 02 B 5/02, F 02 B 43/12. Способ работы двигателя внутреннего сгорания / Г. Н. Злотин, В. З. Гибадуллин; заявитель и патентообладатель Волгоград. гос. техн. ун-т. – № 96114569/06; заявл. 18.07.96; опубл. 10.12.98, бюл. №34. – 4 с. : ил.

3. *Злотин, Г. Н.* Если водород добавлять в конце такта сжатия / Г. Н. Злотин, В. З. Гибадуллин // Автомобильная промышленность. – 1995. – № 11. – С. 21–23.

УДК 621.432.3

Е. А. Федянов, Е. М. Иткис, В. Н. Кузьмин

ИССЛЕДОВАНИЕ ВОЗМОЖНОСТИ УПРАВЛЕНИЯ ПРОЦЕССОМ СГОРАНИЯ HCCI С ПОМОЩЬЮ ИЗМЕНЕНИЯ СТЕПЕНИ СЖАТИЯ

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: tig@vstu.ru)

Изучена возможность управления началом активного тепловыделения в двигателях HCCI путем изменения степени сжатия. Определен характер влияния степени сжатия на эффективный КПД цикла при различных значениях коэффициента избытка воздуха. Показана зависимость оптимальной степени сжатия по эффективному КПД от коэффициента избытка воздуха.

Ключевые слова: двигатели внутреннего сгорания, степень сжатия, КПД.

Possibility of control of the beginning of an active heat release by variation of compression ratio in HCCI-engines is studied. Character of influence of compression ratio on net efficiency of cycle at various values of fuel/air ratio is defined. Dependence of optimum compression ratio, defined on net efficiency, on fuel/air ratio is shown.

Keywords: internal combustion engines, compression ratio, efficiency.

В настоящее время продолжаются достаточно активные исследования рабочего процесса с самовоспламенением гомогенного заряда в результате сжатия (процесс HCCI). Использование этого принципа организации рабочего процесса в автомобильных ДВС на частичных нагрузках обещает сокращение расхода топлива и существенное улучшение экологических показателей. Однако производства двигателей с процессом HCCI пока нет, так как не удается удовлетворительно решить ряд проблем, в первую очередь проблему управления началом сгорания.

Задачу управления началом активного тепловыделения в двигателях HCCI пытаются решить, используя в основном регулирование температуры на впуске и рециркуляцию отработавших газов. В то же время почти нет работ, в которых рассматривается возможность решения такой задачи путем изменения степени сжатия.

Теоретическое исследование влияния степени сжатия на протекание индикаторного процесса и эффективность цикла в двигателе HCCI проведено с помощью математической модели, основанной на расчете кинетики реакций горения. Принятая в модели кинетическая схема горения метана включает 256 реакций с участием 30 компонентов. Подробное описание модели было дано нами ранее [1].

Исследование заключалось в определении зависимости эффективного КПД (η_e) от степени сжатия при различных значениях коэффициента избытка воздуха. Указанная зависимость была определена для частоты вращения вала двигателя n = 1400 мин$^{-1}$ при неизменной температуре подогрева топливовоздушной смеси на впуске. Индикаторный КПД вычисляли на основе расчета индикаторной диаграммы цикла. Для определения эффективного КПД использовали данные Гарипова и Саккулина из Уфимского авиационно-технического университета о влиянии степени сжатия на величину механических потерь [2]. Учитывая относительно небольшой диапазон изменения степени сжатия, была принята линейная зависимость механического КПД от степени сжатия.

На рис. 1 приведены в качестве примера рассчитанные с помощью модели индикаторные диаграммы для различных степеней сжатия в двигателе с S/D = 140/120, работающем на метановоздушной смеси с α = 2,5. Диаграмма под номером 1 получена для степени сжатия ε = 18. Остальные диаграммы соответствуют последовательно значениям степени сжатия 19, 20, 21 и 22.

Качественное сопоставление представленных на рис. 1 индикаторных диаграмм по характеру положения линии резкого нарастания давления p позволяет предполагать, что оптимальная степень сжатия $\varepsilon_{опт}$ для рассматриваемых условий должна быть примерно 19…20 единиц. Расчет индикаторного КПД этих циклов не позволил определить $\varepsilon_{опт}$, так как при α = 2,5 в рассматриваемом интервале значений ε величина этого КПД непрерывно увеличивается – рост термического КПД цикла опережает уменьшение относительного индикаторного КПД. Оптимальное значение степени сжатия удается определить по изменению эффективного КПД цикла.

Зависимости η_e от ε при различных значениях коэффициента избытка воздуха α приведены на рис. 2. Как видно, при α = 2,5 оптимальная степень сжатия близка к 20 единицам.

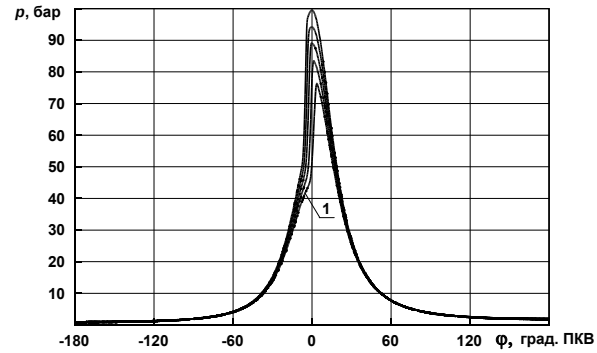


Рис. 1. Расчетные индикаторные диаграммы HCCI-двигателя

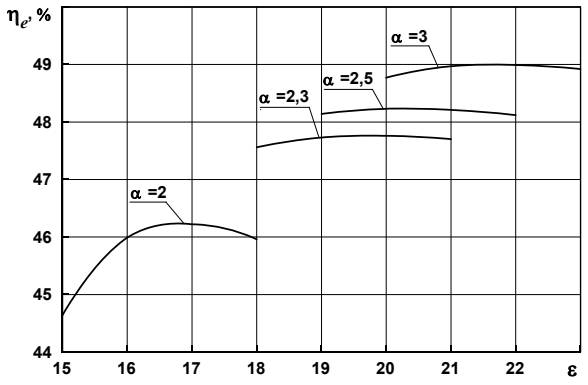


Рис. 2. Регулировочные характеристики эффективного КПД

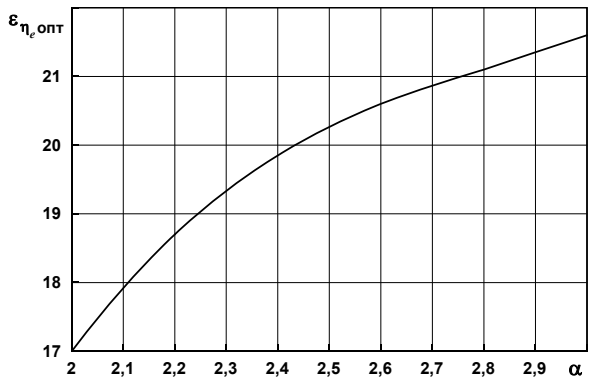


Рис. 3. Зависимость оптимальной степени сжатия от состава топливовоздушной смеси

На рис. 3 показана полученная в результате исследования зависимость степени сжатия, при которой достигается максимум эффективного КПД цикла, от величины коэффициента избытка воздуха.

На рис. 2 обращает на себя внимание то, что при $\alpha > 2$ экстремумы на кривых $\eta_e = f(\varepsilon)$ проявляют себя слабо, и поэтому вывод о целесообразности регулирования степени сжатия в двигателях HCCI следует делать, учитывая не только величину КПД, но и другие параметры цикла. В частности, представляет интерес влияние степени сжатия на максимальное давление p_z цикла. В ходе исследований было установлено, что увеличение ε по мере обеднения смеси приводит к некоторому росту p_z. При этом, если ограничить p_z, например, значением 85 бар, то снижение эффективного КПД при $\alpha = 2{,}5$ составит всего 0,05 %. На рис. 4 точка «а» соответствует максимальному эффективному КПД цикла при $\alpha = 2{,}5$; точка «б» – эффективному КПД цикла при ограничении максимального давления цикла до 85 бар.

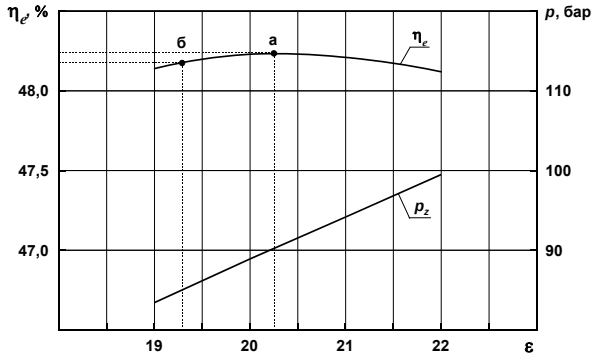


Рис. 4. Сопоставление расчетных зависимостей эффективного КПД и максимального давления цикла от степени сжатия

В результате проведенного исследования установлено, что изменение степени сжатия влияет на эффективные показатели работы HCCI-двигателя. Это влияние ослабевает по мере обеднения топливовоздушной смеси. В пределах α, характерных для рабочего процесса HCCI, это влияние незначительно, поэтому использование изменения степени сжатия для управления этим процессом целесообразно лишь в сочетании с другими способами.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Федянов, Е. А.* Математическое моделирование индикаторного процесса в двигателе с самовоспламенением от сжатия гомогенной метановоздушной смеси / Е. А. Федянов, Е. М. Иткис, В. Н. Кузьмин // Вестник ВолгГТУ. Сер. Наземные транспортные системы. - 2007. – № 8(34). – С. 73–76.

2. *Гарипов, М. Д.* Влияние степени сжатия и способа регулирования нагрузки на эффективные показатели поршневых ДВС / М. Д. Гарипов, Р. Ю. Саккулин // Ползуновский вестник. – 2006. – № 4. – С. 54–57.

УДК 621.43

С. А. Каргин, А. П. Исаев, Искендерли Турал Искендер оглы

РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ РАСЧЕТА ПОКАЗАТЕЛЕЙ РАБОЧЕГО ЦИКЛА ДИЗЕЛЕЙ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ СПОСОБАХ СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ

Астраханский государственный технический университет

(e-mail: isaevalexxx@yandex.ru)

В статье представлен анализ современных методик расчета рабочего процесса судового ДВС. Разработан и апробирован способ индикации внутрицилиндровых процессов судовых малоразмерных дизелей.

Ключевые слова: ДВС, рабочий процесс, методика расчета

In the article is presented the analyze of modern methods of calculation of working process marine ICE. The technique of indication of intracylinder processes of marine small size diesel engines is developed and tested.

Keywords: internal combustion engine, work process, method of analytical calculation.

В конце XIX – начале XX века расчет рабочего процесса (РП) производился весьма примитивно: сначала расчет идеального процесса по термодинамическим циклам Отто или Дизеля, далее – пересчет на действительные условия с помощью двух общих поправочных коэффициентов для перехода от теоретического среднего индикаторного давления к действительному и от теоретического КПД к действительному. Подобный расчет был чисто формальным и не мог обеспечить надежных результатов [1]. В 1907 г. профессор МВТУ В. И. Гриневецкий опубликовал метод теплового расчета РП, где вместо двух коэффициентов он ввел целый ряд частных параметров для всех отдельных элементов теплового расчета. Расчет Гриневецкого полностью удовлетворял потребностям своего времени, однако, не использовал РП со смешанным подводом теплоты (разработанный впервые М. Зейлигером в 1910 г. и развитым далее Е. К. Мазингом и В. В. Синеуцким в 1927 г.); не касался бескомпрессорных дизелей, особенностей РП двухтактных дизелей; не рассматривал газовых двигателей с высокой степенью сжатия; особенностей РП быстроходных двигателей; двигателей, работающих с наддувом, имеющих наибольшее значение для современных судовых ДВС [1]. Решение всех этих задач после Гриневецкого взяла на себя плеяда его учеников и последователей, в том числе Е. К. Мазинг, Н. Р. Брилинг, В. Г. Цветков, А. С. Орлин, Б. С. Стечкин, С. Е. Лебедев и др.

В исследовании РП ДВС выделяются два пути: экспериментальный – индицирование цилиндров и расчетно-аналитический, включающий в себя последовательный расчет процессов, протекающих за рабочий цикл, определение индикаторных и эффективных показателей и построение теоретической индикаторной диаграммы после обработки расчетных данных. Индицирование позволяет получить действительную индикаторную диаграмму с помощью различных индикаторов, либо датчиков давления различных конструкций. Специализированные системы контроля судовых ДВС (Ритм-дизель, АЛМАЗ и аналоги зарубежного производства) выдают не только расчетные данные, характеризующие режим работы двигателя, но и рекомендации по устранению обнаруженных неисправностей.

Таким образом, подтверждение работоспособности расчетной методики РП обеспечивается экспериментальным анализом, т. е. модель расчета должна отвечать большинству реалий, присущих действительному РП.

С развитием техники и эволюцией инженерной мысли, путем сочетания и дополнения методик расчета РП была получена достаточно надежная в инженерных расчетах методика Гриневецкого–Мазинга, как единая общая система. Гриневецкий в своем тепловом расчете предварительно задавался температурой остаточных газов $T_Г$ и коэффициентом наполнения цилиндра $\eta_Н$ и дал формулы для вычисления температуры начала сжатия T_a и коэффициента остаточных газов $\gamma_Г$. Мазинг, в свою очередь, предложил принимать по оценке $T_Г$ и $\gamma_Г$, а вычислять T_a и $\eta_Н$, введя в систему уравнений Гриневецкого температуру T'_0 (воздуха, нагретого стенками цилиндра). Достоинством классической методики расчета явилась ее универсальность как для двух-, так и четырехтактных двигателей с наддувом и без него. В системе уравнений Лебедева [1] по сравнению с методикой Гриневецкого–Мазинга появляются три новых поправочных коэффициента: очистки ($\zeta_r < 1$), учитывающий частичную продувку камеры сжатия и, соответственно, снижение давления выталкивания p_r до меньшей величины в начале обратного хода; дозарядки ($\zeta_1 > 1$), учи-

тывающий дополнительное поступление воздуха (горючей смеси) и, соответственно, повышение давления всасывания p_a по инерции в конце такта всасывания до большей величины в начале сжатия; неравенства теплоемкостей ($\zeta_C > 1$, $\zeta_C = 1{,}05...1{,}1$), появляющийся в уравнении смешения. Кроме того, по Лебедеву при расчете наполнения разрежение δ_a на такте всасывания и избыточное давление δ_r на такте выпуска находятся, исходя из значений скоростей потока через всасывающий и выхлопной клапаны [1]. Некоторые источники [5] предлагают методики, в которых, кроме исходных данных, общих с моделью Гриневецкого-Мазинга, задаются показателями политроп сжатия n_1 и расширения n_2. Это неверно, так как предусматривается большой процент допущения. В связи с тем, что эти показатели изменяются на протяжении всего процесса сжатия и расширения, Мазинг доказал [1, 2, 6], что вполне приемлемо с малой погрешностью (<< 5 %) использовать средние показатели политроп сжатия и расширения. Также в методике, предлагаемой [5], осуществляется расчет состава продуктов сгорания. В целом, методика Гриневецкого–Мазинга при инженерных расчетах дает неплохую точность.

Чаще всего расчет показателей РП производится как поверочный применительно к конкретному типу двигателя, имеющему определенные показатели РП и условия работы. Однако рекомендуемые диапазоны исходных данных довольно условны [2, 4], не привязываются к какому-либо конкретному двигателю и разнятся лишь в зависимости от тактности двигателя, его оборотности, наличия или отсутствия наддува, а также от способа смесеобразования. Но этой градации явно недостаточно, поскольку за жизненный цикл двигателя его характеристики претерпевают изменения.

В ходе экспериментальных исследований, проведенных в лаборатории кафедры «Судостроение и энергетические комплексы морской техники» при Астраханском государственном техническом университете в 2006 году была получена экспериментальная индикаторная диаграмма дизеля 2Ч 9,5/11. Для ее анализа была применена классическая методика Гриневецкого-Мазинга. Исходные данные для расчета по методике Гриневецкого–Мазинга выбираются из диапазона рекомендуемых значений, однако в данном случае основные исходные данные, такие как p_0, T_0, n, g_e, были взяты по результатам эксперимента для более тесного приближения экспериментальных данных к теоретическим и закономерного их сравнения. По данным [2] значение степени повышения давления при сгорании для высокооборотных дизелей $\lambda = 1{,}4–1{,}6$, в то время как по данным эксперимента $\lambda = 1{,}79$. Применение этого экспериментального значения вызвано тем, что двигатель работал на режиме, отличном от номинального, а методика Гриневецкого–Мазинга разработана для номинального режима [7]. Геометрическая степень сжатия взята из паспорта двигателя ($\varepsilon = 17$). Такой нестабильный показатель, как коэффициент избытка воздуха α, определялся, исходя из экспериментального значения расхода воздуха.

Уже при расчете процесса сжатия выявились расхождения между расчетными и экспериментальными данными. Давление в цилиндре в конце процесса сжатия p_c составило 4,26 МПа, в то время как экспериментальное значение $p_{C\text{Э}} = 3{,}213$ МПа, ($\Delta p_C = 32{,}6$ %). Такое рассогласование между расчетом и экспериментом вызвано тем, что модель расчета Гриневецкого–Мазинга подразумевает такую идеализацию реального РП, как подвод теплоты (впрыск топлива) при нахождении поршня в верхней мертвой точке, т. е. не учитывается опережение начала подачи топлива и задержка самовоспламенения (индукция). С начала подачи топлива в цилиндр процесс сжатия не может рассматриваться как политропный с показателем n_1, поскольку неизвестен закон изменения давления: в первый момент после начала подачи топлива наблюдается снижение скорости нарастания давления (участок $C_д$-C на рис. 1), так как топливо начинает интенсивно испаряться, забирая часть теплоты от сжимаемого заряда, а затем появляются первые очаги воспламенения [7]. Значит, политропный процесс с показателем n_1 сжатия свежего заряда протекает до точки $C_д$ (рис. 1) при некоторой действительной степени сжатия $\varepsilon_д$, которая определялась по методике, изложенной в [8]. Значительное расхождение выявляется при расчете температуры в начале подачи топлива. При расчете по методике Гриневецкого–Мазинга в точке $C_д$ температура $t_{Cд} \cong 510$ °С. При снятии значения с экспериментальной установки температура в конце процесса сжатия $t_C = 350...370$ °С, следовательно, в точке $C_д$ температура еще ниже. Температура t_C снимается путем прямого термометрирования при помощи микротермопары (толщина хромелькапелевых электродов микротермопары 15 мкм обеспечивает малую инерционность). Температура измеряется без подачи топлива

в цилиндр из-за риска разрушения термопары [7]. Этим подтверждается еще одно расхождение между методикой Гриневецкого–Мазинга и экспериментальными данными: не в полной мере учитывается теплоотдача от сжимаемого заряда к стенкам цилиндра, хотя и учитывается нагрев заряда от горячих стенок цилиндра величиной ΔT_a = 10...20 К [2, 3].

Диапазоны рекомендуемых значений механического КПД $\eta_{мех}$ довольно условные в то время как для дизелей одной марки, но с различным временем наработки, $\eta_{мех}$ может отличаться на 2...4 %. Поскольку $\eta_{мех}$ конкретного экспериментального двигателя неизвестен, среднее эффективное давление определялось, исходя из значений расчетного среднего индикаторного давления p_i и среднего давления механических потерь $p_{мех}$, определенного расчетным путем по методике, изложенной в [2].

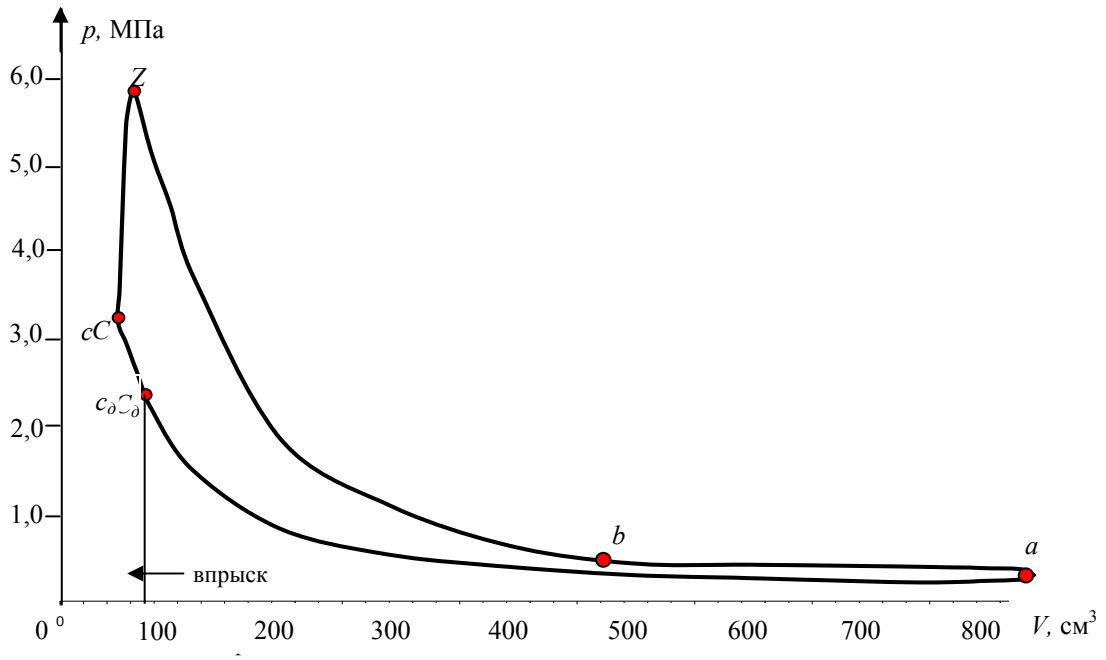


Рис. 1. Экспериментальная индикаторная диаграмма дизеля 2Ч9,5/11 [10]

В связи с вышеуказанными недостатками классической методики Гриневецкого-Мазинга целесообразно произвести более мелкое деление индикаторной диаграммы на участки (см. рис. 1) и производить расчет РП в соответствии с этим делением: процесс наполнения, процесс сжатия свежего заряда – участок a-$c_д$, процесс сжатия топливовоздушной смеси – участок $c_д$-c, процесс сгорания – участок c-z (в этой же области диаграммы происходит предварительное расширение горючей смеси со степенью предварительного расширения ρ), процесс расширения (рабочий ход) – участок z-a, процесс газообмена с окружающей средой (выпуск отработавших газов) [7]. Этап расчета участка, соответствующего процессу наполнения, который отсутствует в методике Гриневецкого–Мазинга, целесообразно включить для возвращения в исходную точку расчета с целью сопоставления выбранных исходных и полученных расчетным путем данных.

Особый интерес представляет участок $c_д$-c теоретической индикаторной диаграммы – от начала подачи топлива в цилиндр двигателя до конца процесса геометрического сжатия свежего заряда, где закон изменения давления в цилиндре неизвестен. Топливо подается не мгновенно, а на протяжении определенного угла поворота коленчатого вала двигателя, иногда превышающего угол опережения подачи топлива, поэтому рассчитать точное количество топлива в фиксированный момент времени на этом участке можно, используя закон подачи топлива форсункой, который носит интегральный характер. Первые порции поданного в цилиндр топлива интенсивно перемешиваются с воздухом и испаряются, к моменту окончания подачи топлива основная его часть уже активно горит, либо успевает сгореть полностью, и уловить точно момент начала горения топлива невозможно. В данном случае поможет расчет динамики тепловыделения в цилиндре [2, 4].

Используя эти умозаключения, а также, учтя указанные недостатки классической методики расчета, можно произвести вполне оправданную попытку расчета процесса сжатия на участке $C_д$-C (см. рис. 1), либо, по крайней мере, получить аналитическим путем закон изменения давления в цилиндре после начала подачи топлива в цилиндр двигателя.

Так как процесс действительного сжатия на участке a-$C_д$ рассчитывается без надлежащего учета теплоотдачи от сжимаемого заряда к стенкам и крышке цилиндра, целесообразно, наряду с расчетом внутреннего и внешнего тепловых балансов, оценить теплопередачу от заряда через стенки цилиндра в охлаждающую воду и в блок, а также учесть относительную поверхность охлаждения. Это позволит сопоставить еще и значения температур в конце сжатия, наряду со значениями давлений [7].

Учитывая приведенный выше анализ методик расчета РП ДВС, можно сделать следующий вывод: классическая методика Гриневецкого-Мазинга не учитывает опережение начала подачи топлива; теплоотвод от сжимаемого заряда к стенкам и головке цилиндра; диапазоны рекомендуемых значений исходных данных носят условный характер.

Подробный анализ экспериментальных данных по новому РП позволит разработать методику его расчета, учитывающую, по возможности, большинство реалий, присущих данному.

Основу такой методики составит достаточно точная в инженерных расчетах методика Гриневецкого–Мазинга, в течение века прошедшая эволюцию уточнений и дополнений.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Тареев, В. М*. Справочник по тепловому расчету рабочего процесса двигателей внутреннего сгорания / В. М. Тареев. – М.: Речной транспорт, 1959. – 208 с., ил.

2. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей: учебник для втузов / Д. Н. Вырубов, Н. А. Иващенко, В. И. Ивин [и др.]; под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1983. – 372 с., ил.

3. Судовые двигатели внутреннего сгорания: учебник / Ю. Я. Фомин, А. И. Горбань, В. В. Добровольский, А. И. Лукин [и др.]. – Л.: Судостроение, 1989. – 34 с., ил.

4. *Ваншейдт, В. А*. Дизели: справочник / В. А. Ваншейдт. – Л.: Машиностроение, 1977.

5. *Моргулис, Ю. Б.* Двигатели внутреннего сгорания. Теория, конструкция и расчет / Ю. Б. Моргулис. – Изд. 2-е. – М.: Машиностроение, 1972. – 336 с.

6. *Барсуков, С. И*. Термодинамика и теплопередача / С. И. Барсуков, Л. В. Кнауб. – Одесса: ОИСВ, 1993. – 393 с.

7. *Каргин, С. А*. Теоретическое обоснование и экспериментальное исследование рабочего процесса судового ДВС с комбинированным смесеобразованием и принудительным воспламенением: дис. ... канд. техн. наук / С. А. Каргин. – Астрахань: АГТУ, 2006. – 162 с.

8. Двигатели внутреннего сгорания. Конструирование и расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей: учеб. для втузов; под общ. ред. А. С. Орлина и М. Г. Круглова. – М.: Машиностроение. 1984. – 384 с., ил.

УДК 621.43

Е. А. Салыкин, В. В. Славуцкий, В. И. Липилин, З. В. Каныгин

ТОПЛИВОПОДАЧА В ДИЗЕЛЕ НА РЕЖИМЕ ПУСКА

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: atd304@vstu.ru)

Для улучшения пусковых свойств дизеля предлагается подавать дополнительную дозу топлива в цилиндр в конце такта выпуска и в начале такта впуска. Это обеспечивается дополнительным ходом плунжера при удвоении частоты вращения вала топливного насоса. Возможно количественное регулирование дополнительной дозы топлива.

Ключевые слова: пусковые свойства, интенсификация, начальная фаза, дополнительная доза, двухфазное смесеобразование, задержка самовоспламенения, удвоенная частота.

For improvement of startingproperties of a diesel engine it is offered to submit an additional dose offuel to the cylinder in the end of a timing period of exhaust and the beginningof a timing period of inlet. It is provided with additional stroke of a plungerat doubling of rotary speed of a shaft of the fuel pump. Probably quantitativeregulation of an additional dose of fuel.

Keywords: starter properties, intensification, the initial phase, an additional dose, two-phase mixture formation, ignition delay, double frequency.

Способ интенсификации процесса впрыскивания топлива в дизеле с топливной системой разделенного типа, основанный на скоростном форсировании топливного насоса (удвоение частоты вращения вала), позволяет не только повышать давление впрыскивания, но и обес-

печивает, как показывают наши исследования, ряд новых возможностей управления процессом подачи топлива. В частности, появляется возможность дополнительного впрыскивания топлива в цилиндр двигателя в конце такта выпуска и в начале такте впуска [1]. Тем самым реализуется своеобразный вариант организации рабочего процесса с комбинированным (двухфазным) смесеобразованием [2].

Особенности работы двигателей с комбинированным смесеобразованием были объектом ряда исследований, выполненных в СССР в 60…80 годах прошлого века [3,4]. В результате исследований установлено, что подача части топлива на впуске влияет на предел дымления, на топливную экономичность дизеля, содержание токсичных компонентов в отработавших газах, «жесткость» рабочего процесса. Характер влияния предварительно поданного топлива на перечисленные показатели дизеля, за исключением предела дымления, оказывается неоднозначным и зависит от факторов, в первую очередь от вида поданного топлива, режима работы и теплового состояния двигателя, параметров окружающей среды.

Так, опыт показывает, что при подаче на впуске легких топлив с низкими цетановыми числами «жесткость» рабочего процесса возрастает, в то время как при предварительной подаче дизельного топлива «жесткость» может изменяться различным образом [3].

Влияние вида предварительно подаваемого на впуске топлива на начальную фазу сгорания основной дозы дизельного топлива большинство исследователей связывают, в том числе, и с изменением величины задержки самовоспламенения. В случае, когда предварительно подается дизельное топливо, то есть топливо с высоким цетановым числом, задержка самовоспламенения уменьшается.

Как было отмечено выше, используя предложенные нами технические решения, в системе подачи топлива с удвоенной частотой вращения вала топливного насоса можно достаточно просто организовать впрыскивание в цилиндр части цикловой дозы топлива в начале такта впуска и управлять количеством этой части топлива. Учитывая неоднозначный характер влияния предварительно подаваемого топлива на всю совокупность показателей двигателя, использование комбинированного смесеобразования в предлагаемом варианте целесообразно, по-видимому, на тех режимах, где это влияние положительно. В частности, представляет значительный интерес использование эффекта сокращения задержки самовоспламенения при комбинированной подаче дизельного топлива для улучшения пусковых свойств дизеля.

Успешный пуск дизеля происходит в случае, когда продолжительность задержки самовоспламенения оказывается меньше, чем период от момента начала впрыскивания топлива до завершения процесса расширения. При впрыскивании всей цикловой дозы топлива вблизи ВМТ период, в течение которого топливо контактирует с нагретым при сжатии воздухом, составляет примерно 100…120 градусов ПКВ. Так, при запуске холодного двигателя в условиях низкой температуры окружающей среды температура в конце сжатия ниже, чем в прогретом двигателе, поэтому самовоспламенение может не произойти. Если часть цикловой дозы топлива подавать на такте впуска, то пары этого топлива будут нагреваться вместе с воздухом уже при сжатии. В результате предпламенные реакции с образованием химически активных центров начнутся до начала впрыскивания основной дозы топлива, что будет способствовать сокращению общей продолжительности задержки самовоспламенения.

Вариант практической реализации предлагаемого нами способа улучшения пусковых свойств дизеля [1] заключается в следующем. Коленчатый вал двигателя штатным пусковым устройством раскручивается до пусковой частоты. Затем посредством редуктора в приводе топливного насоса последний переводится в режим с удвоенной частотой вращения вала. Таким образом обеспечивается подача топлива в цилиндр дизеля два раза в течение цикла: в конце такта сжатия (штатный вариант) и в конце такта выпуска (при дополнительном ходе плунжера). Доза топлива, поданная в конце такта выпуска, подогревается от теплоты сжатия заряда в большей степени, чем основная доза топлива, поданная в цилиндр в конце хода сжатия. Это приводит к повышению надежности воспламенения топлива.

Увеличение частоты вращения вала топливного насоса на период пуска в два раза, по сравнению с обычной скоростью вращения, обеспечивает подачу основной и дополнительной порций топлива с повышенной объемной скоростью плунжера. Давление впрыскивания повышается почти в два раза. Увеличивается подъем иглы форсунки до 0,25 мм при высоте упора – 0,26 мм. Заметно улучшаются показатели процесса подачи топлива. Топливо более

качественно распыливается и лучше перемешивается с воздухом.

Время пуска дизеля Д-144 (ТНВД – УТН-5) уменьшается на 29…32 %. Период задержки воспламенения топлива уменьшается на 27…30 %. Приведенные результаты натурного эксперимента получены при температуре окружающей среды – 4 ºС [5].

Установка дополнительного клапана в нагнетательной магистрали топливного насоса позволяет в межцикловый период перепускать часть топлива в полость низкого давления и тем самым изменять количество дополнительно подаваемого топлива [2]. Особенность предлагаемого способа еще и в том, что при пуске дизеля не требуется подключение внешних устройств.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Пат. 2403432 РФ МПК F 02N19/00. Способ запуска дизельного двигателя / Е. А. Федянов, В. М. Славуцкий, В. В. Славуцкий, В. И. Липилин, З. В. Каныгин; ВолгГТУ. – 2010. заявл. 11.01.2009; опубл. 10.11.2010. Бюл № 00

2. Пат. № 2187688 Рос. Федерация, МПК7 F 02 M 63/04 Способ регулирования подачи топлива в цилиндры дизеля / В. М. Славуцкий, В. В. Славуцкий, В. А. Зубченко, А. В. Курапин, В. И. Липилин, А. М. Ларцев, В. О. Ульянов, Е. А. Салыкин; заявитель и патентообладатель Волгоград. гос. техн. ун-т. – № 2000128585/06; заявл. 15.11.2000; опубл. 20.08.2002. Бюл № 23.

3. *Ожогин, В. А.* Исследование работы дизеля с двухфазной подачей топлива / В. А. Ожогин, А. А. Буров // Известия вузов. Сер. Машиностроение. – № 3. – 1980. – С. 59–63.

4. *Дьяченко, В. И.* Исследование рабочего процесса дизеля с камерой ЦНИДИ при двухфазной подаче топлива / В. И. Дьяченко, М. Г. Сандомирский, В. И. Быков // Двигатели внутреннего сгорания: Респ. межвед. науч.-техн. сб. – 1966. – № 3. – С. 3–8.

5. *Зубченко, В. А*. Исследование возможности интенсификации процесса подачи топлива дизеля: 05.04.02: дис. ... канд. техн. наук: 05.04.02 / Зубченко В. А. – Волгоград, 1998. – 260 с.

УДК 621.433.04:504

С. М. Францев*, *Г. И. Шаронов*, *А. И. Нефедьев*

ВЛИЯНИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВЫДЕЛЕНИЯ ЭНЕРГИИ ИСКРОВОГО РАЗРЯДА СИСТЕМЫ ЗАЖИГАНИЯ НА ПОКАЗАТЕЛИ ГАЗОВОГО ДВИГАТЕЛЯ

Пензенский государственный университет архитектуры и строительства
***Волгоградский государственный технический университет**
(e-mail: fsm8@mail.ru)

В статье приведены результаты моторных испытаний газового двигателя с экспериментальной конденсаторно-транзисторной системой зажигания, реализующей различные характеристики выделения энергии индуктивной фазы искрового разряда. Даны рекомендации по выбору характеристики выделения энергии индуктивной фазы искрового разряда для существующих и вновь разрабатываемых систем зажигания газовый двигателей.

Ключевые слова: газовый двигатель, система искрового зажигания, искровой разряд, токсичность отработавших газов.

In article the results of motor tests of natural gas engine with experimental combine capacitor – transistor discharge ignition system, which realized various characteristics of inductive phase of spark discharge energy liberation are proposed. The recommendations for characteristics of energy liberation of inductive phase of spark discharge selection for exist and new developed ignition systems of natural gas engines are suggested.

Keywords: natural gas engine, ignition system, spark, exhaust emission.

Газовые двигатели внутреннего сгорания (ДВС), использующие в качестве моторного топлива природный газ (метан), характеризуются пониженной, по сравнению с бензиновыми двигателями, скоростью сгорания топливовоздушных смесей в цилиндре.

Пониженная скорость сгорания увеличивает длительность как основной фазы процесса сгорания, так и стадии формирования начального очага горения, возникающего в межэлектродном зазоре свечи зажигания вследствие искрового разряда, формируемого системой зажигания. Формирование начального очага горения осуществляется за счет выделения тепла в индуктивной фазе искрового разряда и химической реакции при горении газовоздушной смеси. Динамика расширения начального очага в пространстве определяет продолжительность всего процесса сгорания, что влияет на технико-экономические показатели двигателя и токсичность отработавших газов.

На динамику расширения начального очага горения при воспламенении метановоздушных смесей в цилиндре ДВС преобладающее влия-

ние оказывает индуктивная фаза искрового разряда, в частности, ее характеристика выделения энергии [1].

Нахождению характеристики выделения энергии, позволяющей улучшить технико-экономические показатели газовых ДВС за счет интенсификации формирования начального очага горения, посвящена данная статья.

Результаты экспериментальных исследований [2] показывают, что формирование искрового разряда с длительной индуктивной фазой, обладающей повышенной скоростью выделения энергии в начальный период (после пробоя межэлектродного зазора свечи зажигания высоким напряжением), позволяет существенно улучшить показатели газовых ДВС.

Для реализации искрового разряда, обладающего повышенной скоростью выделения энергии в начальный период индуктивной фазы большой длительности, авторами разработан макетный образец экспериментальной конденсаторно-транзисторной системы зажигания (КТрСЗ).

КТрСЗ формирует искровой разряд, состоящий из двух разнополярных искровых разрядов, следующих друг за другом. Первый искровой разряд включает в себя пробой межэлектродного зазора свечи зажигания, емкостную фазу и индуктивную фазу с повышенной скоростью выделения энергии в течение 0,5…0,8 мс и амплитудой тока 230 мА. Второй искровой разряд противоположной полярности включает повторный пробой, емкостную фазу и длительную (0,8…1,5 мс) индуктивную фазу с амплитудой тока 80–100 мА.

Особенностью КТрСЗ является возможность изменения величин энергии первого и второго искровых разрядов.

В Научно-техническом центре ОАО «КАМАЗ» проведены испытания газового ДВС КАМАЗ мод. 820.60-260 с турбонаддувом (Ne = 191 кВт при n = 2200 мин$^{-1}$, степень сжатия ε = 12), оснащенного КТрСЗ, на режиме частичных нагрузок (Ne = 12,7 кВт при n = 1100 мин$^{-1}$, угол опережения зажигания $\Theta_{ОЗ}$ = 20 град П.К.В., коэффициент избытка воздуха α = 1,7, межэлектродный зазор свечей зажигания марки BRISK SILVER LR15 $\delta_{СВ}$ = 0,7 мм).

Выбор указанного режима работы ДВС в процессе испытаний обусловлен тем, что наибольший эффект индуктивная фаза искрового разряда получает при процессе сгорания на режимах частичных нагрузок и холостого хода и при воспламенении бедных топливовоздушных смесей [1].

Осциллограммы тока и напряжения искровых разрядов, формируемых КТрСЗ (ИР-1, ИР-2 и ИР-3), полученные при помощи, соответственно, измерительного резистора, установленного в цепи вторичной обмотки катушки зажигания и делителя вторичного напряжения, подключенного к высоковольтному выводу свечи зажигания и корпусу, приведены на рис. 1.

Осциллограммы напряжения $U_{ИР}$ индуктивных фаз искрового разряда приведены с учетом падения напряжения на внутреннем сосредоточенном сопротивлении свечи зажигания 7 кОм от протекающего в межэлектродном зазоре свечи зажигания тока искрового разряда $I_{ИР}$.

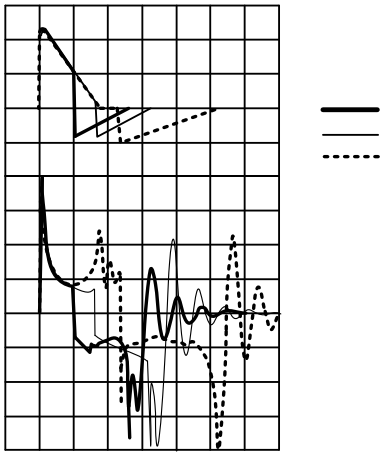


Рис. 1. Осциллограммы тока $I_{ИР}$ и напряжения $U_{ИР}$ индуктивных фаз искровых разрядов с характеристиками выделения энергии – ИР-1, ИР-2 и ИР-3

Первым этапом исследований стало определение влияния на показатели газового ДВС энергии индуктивной фазы искрового разряда, изменяемой за счет варьирования длительности первого искрового разряда.

Длительность $t_{ИР}$, напряжение $U_{ИР}$ и энергия $W_{ИР}$ индуктивной фазы искрового разряда связаны известным соотношением

$$W_{ИР} = U_{ИР} \int_0^{t_{ИР}} I_{ИР}(\mathrm{t}_{ИР})\mathrm{dt}.$$

Так, увеличение длительности $t_{ИР}$ индуктивной фазы позволяет увеличить энергию искрового разряда $W_{ИР}$.

Моторные испытания, результаты которых приведены на рис. 2, показывают, что использование искрового разряда ИР-2 энергией 115 мДж, по сравнению с ИР-1 энергией 105 мДж позволяет улучшить показатели ДВС. В качест-

ве показателей ДВС выступают величины выбросов вредных веществ с отработавшими газами (частиц на миллион) и удельный расход топлива. Так, выбросы с отработавшими газами несгоревших углеводородов (СН) снижаются на 21 %, удельный расход топлива g_e снижается на 4 %. Однако выбросы оксидов азота (NOx) увеличиваются на 21 %, и выбросы оксидов углерода (СО) увеличиваются на 9,5 %.

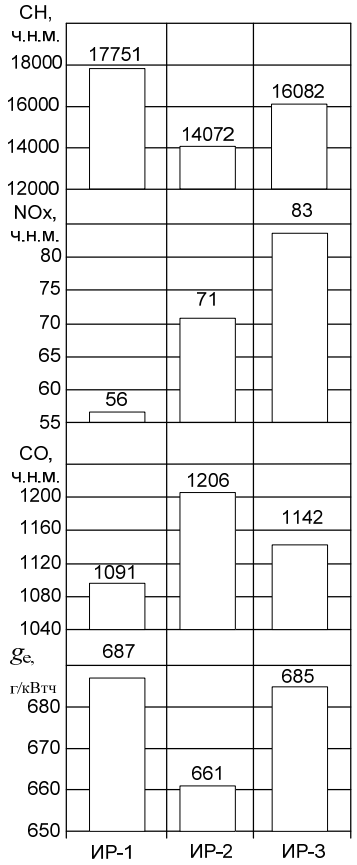


Рис. 2. Токсические компоненты отработавших газов и удельный расход топлива ДВС при использовании характеристик выделения энергии искрового разряда ИР-1, ИР-2 и ИР-3

Увеличение выбросов NO_X позволяет предположить о повышении максимальной температуры цикла, что свидетельствует о сокращении продолжительности сгорания метановоздушной смеси в цилиндре двигателя.

Таким образом, использование искрового разряда ИР-2 обусловлено более быстрым процессом сгорания метановоздушной смеси в цилиндре, по сравнению с использованием искрового разряда ИР-1 за счет большей величины энергии искрового разряда ИР-2.

Вторым этапом исследований явилось выявление влияния на показатели испытуемого ДВС величины энергии искрового разряда путем изменения длительности второго искрового разряда. При этом второй искровой разряд формируется после окончания первого разряда с задержкой в 0,3 мс, т. е. выделение энергии индуктивной фазы в этот период не происходит.

При наличии задержки между первым и вторым разрядами (ИР-3 с энергией 164 мДж) показатели двигателя ухудшаются, т. е. СН увеличивается на 12,5 %, NOx увеличивается на 14,4 %, СО увеличивается на 5 % и g_e увеличивается на 3,5 %, по сравнению с использованием ИР-2 (рис. 2).

В данном случае, выбросы NOx увеличиваются вследствие роста удельного расхода топлива, приводящего к сгоранию большего количества топлива и повышению максимальной температуры цикла.

За период между окончанием первого разряда и началом второго, когда энергия искрового разряда в межэлектродном зазоре свечи зажигания не выделяется, начальный очаг горения расширяется только под действием теплоты, выделяемой во фронте пламени, недостаточной для интенсивного расширения очага.

Можно сделать вывод, что, несмотря на выделение большого количества энергии искровым разрядом, задержка начала второго разряда после окончания первого приводит к более длительному процессу сгорания.

Таким образом, изменение характеристики выделения энергии искрового разряда системы зажигания оказывает существенное влияние на технико-экономические показатели газового ДВС.

Результаты моторных испытаний позволяют сделать следующие выводы:

– увеличение длительности и соответственно энергии искрового разряда, формируемого КТрСЗ, сокращает длительность процесса сгорания;

– в системе зажигания газового ДВС необходимо минимизировать временной интервал между следующими друг за другом искровыми разрядами, например, в случае реализации системой зажигания многоискрового разряда.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Злотин, Г. Н.* Начальный очаг горения при искровом зажигании гомогенных топливовоздушных смесей в замкнутых объемах : монография / Г. Н. Злотин, Е. А. Федянов; ВолгГТУ. – Волгоград, 2008. – 152 с.

2. Влияние форсированных токовременных параметров искрового инициирующего разряда на показатели газового двигателя / Г. И. Шаронов, С. М. Францев, В. И. Викулов, Э. Р. Домке // Вестник МАДИ (ГТУ). – 2009. – № 4. – С. 30–34.

УДК 621.433.2

Е. А. Федянов, Е. А. Захаров, Д. Б. Ширшов, Д. С. Гаврилов

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ СИНТЕЗ-ГАЗА В КАЧЕСТВЕ ТОПЛИВА АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВС

Волгоградский государственный технический университет
(e-mail: flint_piratov@bk.ru)

В статье рассматриваются вопросы о возможности применения синтез-газа в качестве добавки к топливу для автотранспортных средств, оборудованных ДВС с искровым зажиганием.

Ключевые слова: альтернативное топливо, искровое воспламенение, синтез-газ.

In the article issues of possibility of using syngas as an additive to fuel for vehicles equipped internal combustion engine with ignition system are considered.

Keywords: alternative fuel, spark ignition, syngas.

В качестве одной из альтернатив топливам нефтяного происхождения для автомобильных ДВС рассматривают горючие газы искусственного происхождения, в том числе синтез-газ [1]. При этом под синтез газом понимают не только смесь диоксида углерода и водорода, как это принято в химии, но и другие газовые смеси искусственного происхождения, содержащие свободный водород.

В подавляющем большинстве известных исследований [2, 3, 4] синтез-газ использовали как добавку к основному углеводородному топливу, причем в ряде случаев этот газ генерировали из основного топлива на борту автомобиля.

Утверждается, что добавка синтез-газа позволяет повысить КПД двигателя, снизить расход топлива и выбросы вредных веществ, включая CO_2 , в окружающую среду.

Преимущества синтез-газа как топлива связывают с наличием в нем свободного водорода. Положительное влияние последнего на процесс сгорания в ДВС хорошо известно [5]. Добавки водорода к углеводородному топливу увеличивают скорость и полноту сгорания, способствуя тем самым росту индикаторного КПД и уменьшению доли несгоревших углеводородов в отработавших газах.

Существенно повышается при наличии в топливовоздушной смеси свободного водорода предел эффективного обеднения, что позволяет перейти частично к качественному регулированию нагрузки, увеличить термический КПД цикла и снизить потери на газообмен.

Как свидетельствуют результаты анализа [6] имеющихся резервов улучшения показателей реальных циклов двигателей легкого топлива с искровым зажиганием, сокращение продолжительности процесса сгорания относительно достигнутого уровня может дать лишь небольшое, не превышающее 2 %, увеличение индикаторного КПД. Поэтому основной положительный эффект от добавки синтез-газа следует связывать с возможностью повышения предела обеднения топливовоздушной смеси. Так обеднение топливовоздушной смеси до $\alpha = 1{,}6$ позволяет по сравнению с работой на смеси стехиометрического состава повысить термический КПД цикла на 12,7 %.

Вместе с тем, оценивая возможную эффективность использования в поршневых двигателях синтез-газа, следует иметь в виду, что большинство реакций получения синтез-газов из других углеводородных топлив являются эндотермическими, то есть требуют затрат энергии. Это обстоятельство следует учитывать в первую очередь при генерации синтез-газа на борту автомобиля, так как в этом случае указанные затраты энергии будут влиять на расход топлива.

В таблице приведены значения тепловых эффектов реакций получения синтез-газа из угля, метана, метанола [7]. Там же указаны теплоты сгорания этих же исходных топлив и получающихся из них синтез-газов.

Как следует из данных таблицы, наибольших затрат энергии требует генерация синтез-газа из угля. Учитывая последнее, а также сложности применения твердого топлива на автомобиле и крайне неблагоприятный состав получающегося синтез-газа с экологической точки зрения (более 90 % CO), уголь в качестве сырья для получения синтез-газа следует на данном этапе рассматривать лишь применительно к стационарным условиям производства синтетического бензина.

Получение синтез-газа из природного газа сопровождается выделением теплоты, так как представляет собой реакцию частичного окисления метана. Утилизация выделившейся теплоты на борту автомобиля проблематична. Кроме

Получение синтез-газа из различных видов исходного топлива

Исходное топливо	Условия протекания реакции	Характер реакции	Тепло, поглощаемое/выделяемое в процессе реакции, Q, кДж/моль	Продукты реакции 1 моля исходного топлива, % по массе	Теплотворная способность полученного синтез-газа, мДж/кг	Теплотворная способность исходного топлива мДж/кг
Твердое углеродное топливо (C)	*t*=900–1000 ºC, подвод пара	Эндотермическая	–131,1	CO–93,3 % H_2 – 6,7 %	14,2	28,4
Метан (CH_4)	Реакции необходима энергия активации, Qa=29,2 кДж/моль	Экзотермическая	+36	CO–33,0 % H_2–7,2 % N_2–59,8%	8,8	55,6
Метанол (CH_3OH)	*t*=850–950 ºC	Эндотермическая	–90	CO–87,5 % H_2–12,5 %	20,4	22,7
Смесь метанола с водой (CH_3OH+H_2O)	*t*=850–950 ºC подвод пара	Эндотермическая	–49	CO_2–88,5 % H_2–11,5 %	13,7	22,7

того, подача в генератор синтез-газа кислорода вместе с воздухом приводит к тому, что теплота сгорания синтез-газа оказывается существенно меньше, чем природного газа. Указанные обстоятельства позволяют сделать вывод о нецелесообразности полной переработки перед подачей в двигатель природного газа в синтез-газ на борту автомобиля. Однако, учитывая положительное влияние добавок синтез-газа к природному газу на скорость горения, переработка некоторой небольшой части природного газа в синтез-газ может оказаться эффективной. Для окончательного решения вопроса о целесообразности частичной переработки природного газа в синтез-газ на борту автомобиля необходимы специальные исследования.

Наиболее привлекательным способом получения синтез-газа непосредственно на борту автомобиля выглядит его генерация из метанола.

В настоящее время в мире метанол производят в больших объемах, при этом основной технологический процесс его получения из исходного сырья, например из отходов деревообработки, включает как промежуточную стадию получение синтез-газа. Использование этого синтез-газа без переработки в метанол, в качестве моторного топлива нецелесообразно, как с экологической, так и с экономической точки зрения. В связи с относительно малой его теплотой сгорания, затраты на транспортировку и распределение такого газового топлива будут неоправданно велики. Метанол является удобным для транспортировки, хранения и распределения видом топлива, а его частичное преобразование на борту автомобиля в синтез-газ позволит улучшить протекание процесса сгорания и, соответственно, показатели двигателя. Необходимую для генерации синтез-газа теплоту можно получать от продуктов сгорания. Анализ возможностей использования теплоты отработавших газов для конверсии первичного углеводородного топлива в другое углеводородное топливо с более высокой теплотой сгорания проанализирована С. М. Бахмутовым, В. М. Фоминым, Д. Н. Апелинским [5]. Авторы этого исследования также пришли к выводу, что наиболее перспективным исходным топливом для осуществления его термохимической конверсии на борту автомобиля за счет энергии отработавших газов, является метанол. По их оценкам использование части теплоты отходящих газов для конверсии метанола в синтез-газ, содержащий 65 % водорода и 35 % оксида углерода, позволяет повысить термический КПД цикла примерно на 20 %. Вместе с тем, расчеты и эксперименты показывают, что отходящие газы могут служить источником теплоты для конверсии метанола не на всех режимах работы двигателя. На режимах малых нагрузок и холостого хода температура отработавших газов оказывается недостаточной для процесса конверсии. Тем более остается неизученным вопрос о возможности использования отработавших газов для конверсии метанола на режимах с глубоким обеднением топливовоздушной смеси. Все Указанное выше говорит о перспективности исследований работы автомобильных двигателей внутреннего сгорания на топливовоздушных смесях с добавками синтез-газов.

Согласно данным о тепловом балансе двигателей с искровым зажиганием продукты сгорания уносят около 28…30 % от теплоты, выделившейся при сгорании топлива. При этом температура продуктов сгорания составляет 300–500 °С.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Идин, А. С.* Горючее – каким ему быть? / А. С. Идин // Двигатель. – 2006. – № 5. – С. 30–34.

2. Разработка компактных устройств для получения синтез-газа из углеводородного топлива на борту автомобиля в целях повышения топливной экономичности и улучшения экологических характеристик автомобилей / О. Ф. Бризицкий, В. Я. Терентьев, А. П. Христолюбов [и др.] // International Scientific Journal for Alternative Energy and Ecology. – 2004. – № 11. – С. 30–34.

3. *Фомин, В. М.* Автомобильный двигатель, работающий на смесевом топливе бензин-водород / В. М. Фомин, В. Ф. Каменев, Н. А. Хрипач // АГЗК + Альтернативные топлива. – 2006. – № 1. – С. 72–77.

4. *Кутенев, В. Ф.* Перспективы применения водородного топлива для автомобильных двигателей / В. Ф. Кутенев, В. Ф. Каменев // Конверсия в машиностроении. – 1997. – № 6. – С. 73–79.

5. *Мищенко, А. И.* Применение водорода для автомобильных двигателей / А. И. Мищенко. – Киев: Наук. думка, 1984. – 143 с.

6. *Каменев, В. Ф.* Гибридное автотранспортное средство с энергетической установкой, работающей на водородном топливе / В. Ф. Каменев, Г. С. Корнилов, Н. А. Хрипач // International Scientific Journal for Alternative Energy and Ecology. – 2004. – № 2. – С. 28–36.

7. Synthesis gas combustion : fundamentals and applications / Tim Lieuwen, Vigor Yang, Richard Yetter. – CRC Press, 2010. – 403 p.

УДК 621.43

В. М. Славуцкий, З. Х. Харсов, О. Л. Хуранов, Е. А. Салыкин

ИНТЕНСИФИКАЦИЯ ПРОЦЕССА ПОДАЧИ ТОПЛИВА КАК МЕТОД УЛУЧШЕНИЯ ТЯГОВЫХ СВОЙСТВ ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ

Волгоградский государственный технический университет,
Северо - Кавказский филиал Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ)
(e-mail: atd304@vstu.ru)

Изложен механизм уменьшения цикловой подачи топлива при скоростном форсировании топливного насоса. Для улучшения тяговых свойств тракторного дизеля предлагается использовать корректирующую способность опытной топливной системы.

Ключевые слова: опытная система, цикловая подача, интенсификация, корректирующие свойства, формирование.

The mechanism of reduction of cyclic fuel delivery is stated at high-speed speeding up of the fuel pump. For improvement of traction properties of a tractor diesel engine it is offered to use correcting ability of a skilled fuel system.

Keywords: experimental system, cyclic pitch, intensification, correcting properties, formation.

Характер изменения крутящего момента транспортного дизеля, в значительной мере, определяет скоростная характеристика топливного насоса. В системах разделенного типа (традиционные системы) скоростная характеристика – с отрицательной коррекцией, что означает уменьшение цикловой подачи топлива при снижении частоты вращения вала топливного насоса. Этим вызвано применение корректоров подачи топлива.

Запатентованная сотрудниками кафедры «Автотракторные двигатели» ВолгГТУ система топливоподачи, наряду с улучшением показателей процесса впрыскивания топлива, обеспечивает скоростную характеристику с положительной коррекцией [1,2]. Это достигается путем скоростного форсирования насоса высокого давления (удвоение частоты вращения вала).

Изучен механизм изменения цикловой подачи топлива при удвоении частоты вращения вала топливного насоса. Исследованы факторы, влияющие на форму скоростной характеристики [2,3]. Установлено, что превалирующим фактором, вызывающим уменьшение цикловой подачи топлива в опытной системе, является сжатие в объемах системы части топлива, подаваемого плунжером. Степень же влияния сжимаемости топлива на цикловую подачу зависит как от количества сжатого в объемах системы топлива, так и от соотношения, перетекающего через отсечную полость и через распылитель топлива.

При одном и том же количестве сжатого в объемах системы топлива эффект влияния его на величину цикловой подачи может быть различным. Важно, насколько цикловая подача

соизмерима с количеством сжатого в объемах топлива. Если количество топлива, сжатое в объеме штуцера, меньше цикловой подачи, то значительная часть периода впрыскивания протекает при рабочем ходе плунжера. Это означает, что цикловая подача реализуется в основном за счет топлива, вытесняемого плунжером и лишь частично – при расширении топлива, сжатого в объемах системы. Более значительное уменьшение цикловой подачи отмечено, когда количество топлива, сжатого в объеме штуцера, превышает цикловую подачу и большую ее часть составляет топливо, расширяющееся в объеме штуцера. В этом случае цикловая подача топлива зависит от перераспределения его между отсечной полостью насоса и распылителем. Последнее же определяется интенсивностью процесса отсечки, а также степенью превышения давления топлива в штуцере над давлением начала подъема иглы форсунки [1,3]. Следовательно, важную роль в формировании вида скоростной характеристики играют процессы, протекающие в системе после начала отсечки, когда начинается этап одновременного истечения топлива через отсечные окна гильзы плунжера и через распылитель.

В штатной системе при повышении частоты вращения вала топливного насоса увеличение цикловой подачи (отрицательная коррекция скоростной характеристики) вызвано преобладанием эффекта дросселирования топлива в окнах гильзы плунжера. При этом действительный ход плунжера оказывается больше геометрического, что объясняет и повышение цикловой подачи, и соответствующее увеличение продолжительности процесса впрыскивания топлива [3,4].

Знание особенностей механизма подачи топлива при скоростном форсировании насоса высокого давления позволило разработать методы формирования скоростной характеристики путем изменения конструктивных и регулировочных параметров топливной системы [3].

На рис. 1 показана зависимость цикловой подачи топлива от частоты вращения коленчатого вала дизеля Д-144 (топливный насос УТН-5) для штатной и опытной систем.

Изменению частоты вращения коленчатого вала n от 2000 до 1000 мин$^{-1}$ соответствует увеличение цикловой подачи топлива в опытной системе от 52 до 68 мм^3. Это свойство опытной системы можно использовать для улучшения тяговых свойств транспортного дизеля. При работе дизеля на корректорной ветви скоростной

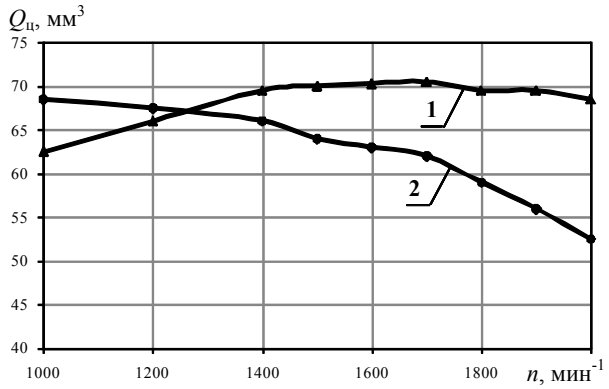


Рис. 1. Зависимость цикловой подачи $Q_ц$ от частоты вращения коленчатого вала n:
1 – штатная система; *2* – опытная система

характеристики отпадает необходимость в корректирующем устройстве, обеспечивающем увеличение подачи топлива и крутящего момента. Более того, как уже было сказано, доказана возможность формировать практически любую скоростную характеристику топливного насоса, что достигается изменением конструктивных и регулировочных параметров топливной системы.

Корректирующие возможности обсуждаемой топливной системы могут быть использованы не полностью. Например, в случае, если цикловая подача топлива для конкретного двигателя окажется больше, чем рекомендуемая из соображений предела дымления. Следовательно, в наибольшей мере возможности системы будут использованы при расширении пределов состава смеси по началу дымления, то есть в случае уменьшения коэффициента избытка воздуха, при котором начинается дымление дизеля. Это достигается совершенствованием смесеобразования, например, путем двухфазной подачи топлива и является хорошим способом увеличения удельной (литровой) мощности дизеля.

Известен метод улучшения тяговых свойств дизеля, основанный на дефорсировании последнего. Путем уменьшения цикловой подачи топлива увеличивают коэффициент избытка воздуха. Ниже приведены результаты численных экспериментов, подтверждающие возможность увеличения коэффициента приспособляемости дефорсированного дизеля Д-144 [5].

На рис. 2 показано изменение коэффициента избытка воздуха α штатной и опытной систем в функции частоты вращения коленчатого вала n.

Увеличение α от 1,31 до 1,53 для штатной системы соответствует изменению цикловой

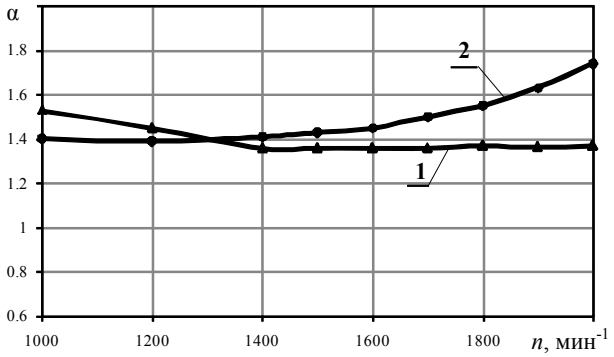


Рис. 2. Зависимость коэффициента избытка воздуха α от частоты вращения коленчатого вала *n*:
1 – штатная система; *2* – опытная система

подачи от 68 до 62 мм^3. При этом *n* изменяется от 2000 до 1000 мин$^{-1}$. Опытная система, в таком же диапазоне изменения частоты вращения коленчатого вала *n*, обеспечивает увеличение цикловой подачи от 52 до 68 мм^3, что соответствует изменению α от 1,75 до 1,38. Дефорсирование дизеля (уменьшение мощности) составляет 25 %. Коэффициент приспособляемости для штатной системы составляет 1,07, а для опытной – 1,40, что больше на 23,6 % (рис. 3). Постоянство мощности для опытной системы

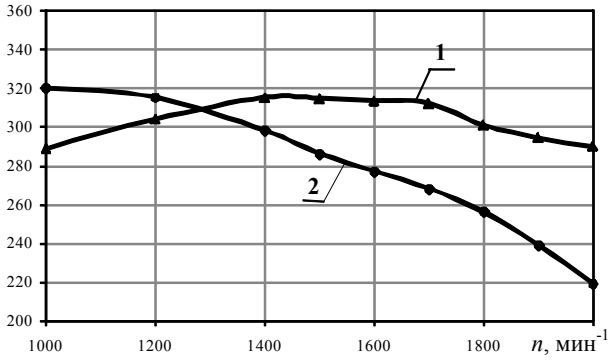


Рис. 3. Зависимость эффективного крутящего момента M_e от частоты вращения коленчатого вала *n*:
1 – штатная система; *2* – опытная система

отмечено в диапазоне изменения *n* от 2000 до 1600 мин$^{-1}$. Продлить участок постоянной мощности удалось до значений *n* = 1400 мин$^{-1}$ только путем дополнительного дефорсирования дизеля до мощности 41,9 кВт, с чем связано уменьшение цикловой подачи топлива до 47,8 мм^3. В противном случае (без дополнительного дефорсирования) коэффициент избытка воздуха принимает значение меньшее, чем при номинальном режиме (*n* = 2000 мин$^{-1}$), рис. 2, что для исследуемого дизеля означает начало дымления. В этом случае коэффициент приспособляемости дизеля *k* составляет 1,36.

Таким образом, один из возможных способов интенсификации процесса топливоподачи в дизеле позволяет не только улучшить показатели процесса впрыскивания топлива, но и обеспечивает системе корректирующие свойства.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Зубченко, В. А. Исследование возможности интенсификации процесса подачи топлива дизеля: дис. ... канд. техн. наук: 05.04.02 / Зубченко В. А. – Волгоград, 1998. – 260 с.

2. Пат. № 2187688 Рос. Федерация, МПК7 F 02 M 63/04. Способ регулирования подачи топлива в цилиндры дизеля / Славуцкий В. М., Славуцкий В. В., Зубченко В. А., Курапин А. В., Липилин В. И., Ларцев А. М., Ульянов В. О., Салыкин Е. А.; заявитель и патентообладатель Волгоград. гос. техн. ун-т. – № 2000128585/06; заявл. 15.11.2000; опубл. 20.08.2002. Бюл. № 23.

3. *Салыкин, Е. А.* Улучшение показателей процесса топливоподачи в дизеле путем скоростного форсирования насоса высокого давления: дис. канд. техн. наук: 05.04.02: защищена 25.04.2003: утв. 11.07.2003 / Е. А. Салыкин; ВолгГТУ. – Волгоград, 2003. – 264 с.

4. Показатели тракторного дизеля при скоростном форсировании топливного насоса / В. М. Славуцкий, А. М. Ларцев, Н. Н. Косырева, З. Х. Харсов // Известия ВолгГТУ. Сер. Процессы преобразования энергии и энергетические установки: межвуз. сб. науч. ст. / науч. ред. Е. А. Федянов; ВолгГТУ. – Волгоград, 2008. – Вып. 1, № 6. – С. 63–68.

5. Об улучшении тяговых свойств транспортных дизелей / В. М. Славуцкий, И. С. Смирнов, З. Х. Харсов // Материалы 14 международной конференции, г. Волгоград, 26–29 мая 2010 г. – Волгоград, 2010. – С. 155–158.

УДК 621.436

А. А. Буров, В. А. Ожогин

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ ПРИ СГОРАНИИ ТОПЛИВА

Волгоградский государственный технический университет
(e-mail: tig@vstu.ru)

В статье предлагаются формулы для приближенного вычисления потерь эксергии при горении топлива в ДВС по параметрам индикаторной диаграммы.

Ключевые слова: горение, потери эксергии, поршневые двигатели.

Formulas for the approached calculation of losses of exergue at fuel burning in ICE on parameters of the display diagram are offered in article.

Keywords: burning, losses of exergue, piston engine.

Одной из основных составляющих потерь работоспособности теплоты (потерь эксергии) при вводе ее в цикл теплового двигателя является потеря, обусловленная внешней необратимостью, связанной с горением топлива при конечной температуре. Расчет указанной потери можно осуществить, используя энтропийный метод, как это показано у Г. Д. Бэра на примере камеры сгорания газотурбинной установки [1].

Вместе с тем в ранее выполненном нами исследовании [2] установлено, что при определенных допущениях потери эксергии теплоты в процессе горения топлива приближенно можно оценивать величиной ее анергии:

$$E_{D\,\text{гор}} \approx A_Q. \qquad (1)$$

Известно, что в общем случае (T=var):

$$A_Q = \int T_0 \cdot \frac{\mathrm{d}Q}{T}. \qquad (2)$$

Существуют различные способы вычисления данного интеграла, определяемые условиями протекания процесса сгорания. Так, в топках ПСУ и камерах сгорания ГТУ горение происходит при $p \approx \text{const}$, поэтому можно его заменить эквивалентным изобарным процессом подвода теплоты к рабочему телу (продуктам сгорания). При этом решение интеграла (2) будет иметь вид:

$$A_Q = Q \cdot \frac{T_0}{T_\text{т}},$$

где $T_\text{т}$ – среднелогарифмическая температура процесса подвода теплоты.

Выражение для среднелогарифмической температуры выглядит следующим образом:

$$T_\text{т} = (T_\text{кон} - T_\text{нач}) / \ln(T_\text{кон} / T_\text{нач}),$$

где $T_\text{нач}, T_\text{кон}$ – температуры рабочего тела соответственно в начале и конце сгорания.

В поршневых ДВС реальный процесс выделения теплоты при сгорании имеет неполитропический характер. В связи с этим интеграл вычисляют на основе первого закона термодинамики численным методом [3].

Рассмотрим возможность использования другого, более простого, приближенного способа вычисления интеграла (2) – непосредственно по параметрам индикаторной диаграммы (p,V).

Во внутренне обратимом цикле анергия теплоты, подводимой в процессе сгорания,

$$A_Q = \int T_0 \cdot \frac{\mathrm{d}Q}{T} = T_0 \cdot \Delta S.$$

Учитывая, что согласно [4] $\Delta S = C_V \cdot \ln(pV^k) + \text{const}$, будем иметь:

$$A_Q = T_0 \cdot C_V \cdot \ln(pV^k) + \text{const}. \qquad (3)$$

Константу интегрирования можно найти из условия для начала сгорания:

$$A_Q = 0 \text{ при } pV^k = (pV^k)_\text{нач}.$$

Окончательно текущее значение потерь диссипации эксергии при горении:

$$E_{D,\text{гор}} \approx T_0 \cdot m_\text{п.сг} c_v \cdot \ln \frac{(pV^k)}{(pV^k)_\text{нач}}, \qquad (4)$$

где $m_\text{п.сг}$ – масса продуктов сгорания; c_v – удельная теплоемкость.

При сравнительном анализе процессов сгорания в тепловых двигателях обычно оперируют относительными величинами, в частности используют коэффициент тепловыделения. Введем аналогичный показатель, характеризующий рост потерь эксергии теплоты, выделяющейся при горении топлива:

$$\delta_{D,\text{гор}} = \frac{E_{D,\text{гор}}}{(E_{D,\text{гор}})_\text{кон}} = \frac{\ln(pV^k)/(pV^k)_\text{нач}}{\ln(pV^k)_\text{кон}/(pV^k)_\text{нач}}. \qquad (5)$$

Как было установлено нами ранее [5], для циклов, протекающих в заданных границах изменения объема рабочего тела – в частности для поршневых ДВС – более рациональным представляется использование новых выражений для эксергии и анергии теплоты с интегрирующим множителем V^{k-1} вместо традиционного 1/T:

$$E_Q^V = \int \left[1 - \left(V/V_0\right)^{k-1}\right] \mathrm{d}Q, \qquad (6)$$

$$A_Q^V = \int \left(V/V_0\right)^{k-1} \mathrm{d}Q, \qquad (7)$$

где V_0 – максимальный объем рабочего тела в цикле.

Используя первый закон термодинамики в форме [6]

$$\mathrm{d}Q = \frac{\mathrm{d}(pV^k)}{(k-1) \cdot V^{k-1}},$$

получим решение интеграла (7):

$$A_Q^V = \frac{pV^k}{(k-1) \cdot V_0^{k-1}} + \text{const}.$$

После преобразований, аналогичных вышеприведенным, будем иметь для текущих значений абсолютных и относительных потерь эксергии соответственно:

$$E_{D\,\text{гор}}^V \approx A_Q^V = \frac{pV^k - (pV^k)_\text{нач}}{(k-1) \cdot V_0^{k-1}}, \qquad (8)$$

$$\delta^{V}_{D\ \text{гор}} = \frac{pV^k - (pV^k)_{\text{нач}}}{(pV^k)_{\text{кон}} - (pV^k)_{\text{нач}}}. \qquad (9)$$

Таким образом, имея индикаторную диаграмму $p = f(V)$, полученную или в эксперименте, или расчетным путем (при заданном законе сгорания), на основе формул (8) и (9) можно получать информацию о формировании потерь эксергии теплоты в процессе горения. Результаты расчета $\delta_{D\ \text{гор}}$ и $\delta^{V}_{D\ \text{гор}}$ в цикле дизеля представлены в таблице. Исходные данные взяты из примера, рассматриваемого у И. И. Вибе [7].

α	град П.К.В	–10	–5	0	5	10	15	20	25	30	40
pV^k	p - [ат] V -[м^3/кг]	0,939	1,554	2,326	2,95	3,373	3,625	3,755	3,815	3,837	3,837
χ	–	0	0,1962	0,4609	0,6786	0,8258	0,9130	0,9597	0,9825	0,9929	0,999
$\delta_{D\ \text{гор}}$	–	0	0,358	0,6447	0,8136	0,9088	0,96	0,9851	0,9963	1	1
$\delta^{V}_{D\ \text{гор}}$	–	0	0,216	0,489	0,703	0,858	0,947	0,993	1	1	1

Необходимо отметить, что полученные формулы (4), (5), (8), (9) справедливы лишь для адиабатного сгорания, т. е. без учета потерь эксергии той части теплоты, которая в некоторых случаях отводится в систему охлаждения во время сгорания.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Бэр, Г. Д.* Техническая термодинамика / Г. Д. Бэр. – М. : Мир, 1977. – 520 с.

2. *Буров, А. А.* Структура эксергетического баланса цикла ДВС и его графическая интерпретация / А. А. Буров, В. А. Ожогин // Известия ВолгГТУ. Сер. Процессы преобразования энергии и энергетические установки : межвуз. сб. науч. ст. – Волгоград, 2008. – Вып. 1, № 6. – С. 5–7.

3. *Гоцкало, Б. Л.* Анализ процесса сгорания среднеоборотного дизеля по эксергетическим потерям при тепловыделении / Б. Л. Гоцкало // Двигатели внутреннего сгорания : сб. – Харьков, 1984. – № 40. – С. 66–74.

4. *Жуковский, В. С.* Термодинамика / В. С. Жуковский. – М. : Энергоатомиздат, 1983. – 304 с.

5. *Буров, А. А.* Различные виды эксергии теплоты, подводимой в циклах тепловых двигателей / А. А. Буров, В. А. Ожогин // Известия ВолгГТУ. Сер. Процессы преобразования энергии и энергетические установки: межвуз. сб. науч. ст. – Волгоград, 2009. – Вып. 2, № 7. – С. 5–6.

6. *Стечкин, Б. С.* Избранные труды. Теория тепловых двигателей / Б. С. Стечкин. – М. : Наука, 1977. – 410 с.

7. *Вибе, И. И.* Новое о рабочем цикле двигателя / И. И. Вибе. – М. ; Л.: Машгиз, 1962. – 272 с.

ЭЛЕКТРОЭНЕРГЕТИКА

УДК 621.311

А. Н. Шилин, А. А. Шилин

ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНЫЕ ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ СЕТИ: ПРОБЛЕМЫ И РЕШЕНИЯ

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: eltech@vstu.ru)

В статье проведен анализ развития современной энергетики. Из анализа следует, что наиболее перспективным направлением развития является модернизация энергетики за счет снижения потерь в энергетических системах. Технически эта проблема решается с помощью интеллектуальных сетей. Приведены мероприятия по созданию интеллектуальных электрических сетей и проблемы их внедрения в РФ.

Ключевые слова: интеллектуальные сети, «умные» сети, энергосбережения, потери в сетях, информационные системы.

The article analyzes the development of modern energy. From the analysis should be the most promising area of development is the modernization of energy by reducing losses in power systems. Technically, this problem can be solved with the help of intelligent networks (smart grid). The article presents activities on the creation of intelligent electrical networks and problems in their implementation in the Russian Federation.

Keywords: Smart Grid, Energy Saving, transmission and distribution losses, Information Systems.

Актуальность

Единая энергетическая система России представляет собой централизованную систему, в которой большая часть электроэнергии вырабатывается крупными электростанциями, а затем с помощью электросетей поставляется потребителям. Преимущество такой системы состоит в том, что благодаря ограниченному числу электростанций удается достаточно просто поддерживать необходимый баланс между производством и потреблением электроэнергий. Однако в случае нарушения баланса происходит изменение частоты электрического тока, а при значительных колебаниях частоты сеть может стать неустойчивой, что является причиной аварий. В последнее время энергосистема России практически не развивалась и сегодня она характеризуется высокой степенью морального и физического износа, высокими потерями (до 40 %) и пониженным уровнем надежности. Поэтому вопрос о создании сети нового поколения, основанной на последних достижениях отечественной и мировой науки и техники, стоит особенно остро.

В последнее время в стране много дискутируется по вопросам модернизации и развития энергетики. Под развитием отрасли обычно понимается увеличение энергетических мощностей, связанное с вводом новых электростанций, а развитие сетей рассматривается во вторую очередь. В тоже время специалистами предлагался вариант модернизации за счет повышения коэффициента полезного действия и коэффициента использования установленной мощности и обновления сетевого хозяйства для «открытия» запертых мощностей, оптимизации перетоков мощности и снижения потерь в сетях. Этот вариант позволяет получить значительный эффект при меньших затратах на модернизацию.

В то же время во многих странах мира ведутся работы по созданию интеллектуальных электрических сетей. Повышенное внимание к теме интеллектуальных сетей (*Smart Grid*, «умных», в России – активно-адаптивных сетей) – лишь один из сигналов о смене технологических приоритетов в электроэнергетике.

Основные понятия и определения умных сетей

Как, пожалуй, и во всякой другой инновационной области, в вопросах, касающихся «умных сетей», пока нет терминологической стройности. В настоящее время существует несколько названий этого перспективного направления развития энергетики: умная сеть, сильная сеть, интеллектуальная сеть, активно-адаптивная сеть. Интеллектуальные сети (ИС) – это комплекс технических средств, которые в

автоматическом режиме выявляют наиболее слабые и аварийно опасные участки сети, а затем изменяют характеристики и схему сети с целью предотвращения аварии и снижения потерь. Кроме того, интеллектуальная сеть должна обладать функциями самодиагностики и самовосстановления и включать в свой состав передовые сенсорные, коммуникационные и управляющие технологии для повышения эффективности передачи и распределения энергии. Таким образом, интеллектуальная сеть это автоматически балансирующая и самоконтролирующаяся энергетическая система, способная принимать энергию от любого источника (уголь, солнце, ветер) и преобразовывать ее в конечный продукт для потребителей (тепло, свет, теплую воду) при минимальном участии людей. Из вышеперечисленных определений и решаемых задач следует, что основным техническим средством ИС являются цифровые управляющие системы, осуществляющие контроль, управление и решение задач искусственного интеллекта. Компьютеризация систем потребления позволит осуществить контроль над потреблением энергоресурсов системами более точным и эффективным.

Очевидно, что такая сложная система должна использовать возможности современной информационной техники, которая существенно повышает уровень «интеллекта» и позволяет решать задачу системной оптимизации.

Зарубежный опыт и пути решения

Электроавтомобили и дома с солнечными коллекторами на крышах, представляющие собой мини-генераторы, явились причиной появления «умных» сетей (*Smart grids*). Начиная с 70-х годов прошлого века, в Европе и США проводятся эксперименты с созданием «умных» распределительных электрических сетей. Они позволяют создать равновесие между многочисленными производителями и потребителями электроэнергии. В странах ЕС наряду с крупными электростанциями существуют и многочисленные мелкие производители энергии вплоть до так называемых «активных» домов, которые непотребленную электроэнергию возвращают обратно в сеть. С другой стороны, постоянно растет количество потребителей электроэнергии. По мнению создателей «умных» систем в будущем в распоряжении потребителей будет иметься значительное количество разнообразных источников электроэнергии – от электростанций, работающих на различных носителях, до электростанций, работающих на возобновляемых источниках энергии. Очевидно, что такая сложная система должна использовать возможности современной информационной техники, которая существенно повышает уровень «интеллекта» и позволяет решать задачу системной оптимизации. Необходимо отметить, что в решение климатических проблем «умные» сети способны внести свой вклад. Эксперты полагают, что более чем миллиард тонн эмиссии CO_2 может быть уменьшен с помощью «умных» сетей к 2020 году. И это на фоне того, что согласно исследованиям концерна «Сименс», потребность в электроэнергии всего человечества удвоится к 2030 году, несмотря на предпринимаемые меры по повышению энергоэффективности. Здесь достаточно упомянуть, что разработанные комиссией ЕС установки предполагают сокращение энергопотребления в странах ЕС именно за счет повышения уровня энергоэффективности к 2017 году на 9 %.

Евросоюз разрабатывает концепцию «Европейская электрическая сеть будущего». Концепция «умных» сетей уже реализована на уровне локальных, как, например, энергоснабжение отдельных зданий или региональных сетей, которые могут охватывать целые районы и даже небольшие государства, такие как Дания. В целом же потенциал «умных» сетей простирается гораздо шире, а именно уже вполне реальными становятся системы, которые, руководствуясь сообщениями от миллионов индивидуальных счетчиков, повышают или понижают тарифные ставки ежечасно, в зависимости от загруженности сети. В некоторых ситуациях счетчики даже реагируют на дефицит энергии, приказывая «умной» бытовой технике временно прекратить работу до восстановления баланса энергии.

По мнению многих экспертов, в умных сетях заложен потенциал, подобный тому, каковой имел Интернет в начале цифровой революции в 1996 году. Американская консалтинговая фирма *Cisco* прогнозирует, что потенциальный рынок «умных» сетей должен быть в 100–1000 раз больше, чем Интернета, а уровень будущих инвестиций в него составит более 100 млрд. долларов. Для Джеффа Иммелта, шефа правления «Дженерал Электрик», «умные» электросети – это «самый большой шанс вложения денег в первой половине этого столетия». Поэтому американское правительство сделало тему «умных» сетей одним из центров тяжести государ-

ственной инвестиционной программы и приняло в феврале этого года программу в размере 4,5 млрд. долларов, направленную на перестройку инфраструктуры электроэнергетики. В Европе «умными» сетями активно занимается «Сименс». Фирма планирует получить заказы не менее чем на 6 млрд. евро для создания подобных сетей. Вольфганг Дехен, глава Энергетического сектора «Сименс», ожидает, что заказы по созданию технологии «умных» сетей достигнут почти 1 млрд. евро в текущем бюджетном году.

В рамках пилотного проекта *Cisco* и *Yello Strom* предполагают подключить 70 жилых домов и предприятий к местной сети электропередач и источникам энергии через интеллектуальную *IP*-сеть. С помощью интеллектуального счетчика *Yello Sparzähler* пользователи будут в онлайновом режиме получать информацию о потреблении энергии в реальном времени, а установленные в домах системы управления энергией позволят с помощью «интеллектуальных разъемов» настраивать бытовые устройства на автоматическое включение в часы минимальной нагрузки.

Стратегия *Cisco* в области сетевых технологий включает строительство хорошо защищенной комплексной электрической инфраструктуры, позволяющей управлять всей сетью энергоснабжения – от генерирующих станций до домашних и корпоративных потребителей – как единой целостной системой. Благодаря встроенным интеллектуальным функциям, такая сеть сможет активно распознавать колебания спроса и предложения и оперативно реагировать на них, повышая безопасность и надежность доставки электроэнергии и оптимизируя текущие расходы. «В основе сети *Smart Grid* лежат новаторские коммуникационные технологии. Без них идея интеллектуальной доставки электроэнергии была бы полной утопией», – считает вице-президент *Cisco* Михаэль Гансер (*Michael Ganser*). «Управление электрическим током очень похоже на управление информационными потоками, поэтому принципы работы сетей *Smart Grid* сходны с принципами Интернета, – добавил сотрудник глобального консалтингового подразделения *Cisco IBSG* Кристиан Файсст (*Christian Feisst*). – Разница только в том, что электрические сети включают в свой состав гораздо больше сетевых узлов. Здесь можно применить опыт интеграции и обработки важной информации и оптимизировать потребление электроэнергии». *Yello Strom* специализируется на оптимизации электрических систем. Исследования показали, что подобные технологии могут сократить потребление электроэнергии на 10 %. Более того, экономия может достигнуть 15 % и более, если бытовая техника будет включаться в наиболее выгодные промежутки времени. Со временем сокращение потребления энергии в часы пиковой нагрузки поможет избежать ожидаемого на германском энергетическом рынке дефицита генерирующих мощностей. Более того, те, кто сегодня потребляет электроэнергию, могут стать ее поставщиками.

Пилотные проекты по использованию «интеллектуальных сетей» появились в США, Китае, Европе. Консорциум «умных городов» Accenture стал глобальной площадкой для кооперации и продвижения «интеллектуальных технологий» путем обмена знаниями, опытом и идеями, основываясь на принципах активного действия, синергии и использования преимуществ.

К примеру, проект «Умный город – Амстердам» включает установку в домах индикаторов, отображающих исторические и фактические данные по энергопотреблению и советы по способам экономии, использование термостатов и автоматических выключателей питания вместо режимов ожидания, энергоаудит, позволяющий анализировать данные по энергопотреблению для выявления новых способов экономии энергии. «Умные» счетчики измеряют объем энергопотребления, предоставляют контроль электроэнергетическим компаниям и передают информацию конечным пользователям. Установка солнечных панелей на крышах и стенах офисных зданий снижает потребность во внешних источниках питания. Структура энергоснабжения, адаптированная под пользователя, дает возможность пользователям выбирать методы генерации энергии из ветра/воды. Для управления городским освещением используются датчики, производится замена обычных ламп накаливания светодиодными лампами. В «умных» зданиях энергопотребление сокращается путем использование сенсорного включения-выключения света, климатических установок и т.д.

Долгосрочные цели Евросоюза предусматривают:

- 20 % сокращение выбросов CO2
- 20 % экономия энергии
- 20 % возобновляемая энергия

Отечественный опыт

Создание электрической сети нового поколения является стратегически важным направлением и для России. Интеллектуальная сеть качественно новое состояние единой национальной электрической сети (ЕНЭС), которое позволит вывести надежность электроснабжения на принципиально новый уровень, одновременно обеспечив высокую экономическую эффективность работы всей энергосистемы. Причем для этого не надо менять сами сети, достаточно лишь установить дополнительное оборудование, таким образом модернизировать отрасль можно за счет внедрения «умных» сетей. По данным ФСК, построение энергосистемы с интеллектуальной сетью позволит уменьшить потери в российских электрических сетях всех классов напряжения на 25 %, что даст экономию порядка 34–35 млрд. кВт·ч в год. Такой объем энергии в течение года вырабатывается несколькими электростанциями суммарной мощностью 7,5 ГВт. По ориентировочным оценкам академических институтов за счет модернизации сети можно уменьшить потребность в новых мощностях на 22 ГВт и приблизительно на 35 млрд. долларов снизить объем капиталовложений в развитие распределительных и магистральных сетей за счет увеличения пропускной способности сетей по новым технологиям.

Перевод российской Единой национальной электрической сети в формат активно-адаптивной сети позволит повысить системную надежность электросетевого комплекса, снизить капиталовложения в строительство новых объектов, а также гибко регулировать перетоки мощности, обусловленные изменением генерации и потребления. Для интеллектуальной сети характерны более низкие потери электроэнергии при передаче и уменьшение влияния объектов энергетики на экологию. В России размещением оборудования, позволяющего реализовать концепцию «умных» сетей, занимается, в частности, Холдинг МРСК. Первая попытка создания российских «умных» сетей была предпринята в Белгороде (НГ).

Преобразования ЕНЭС в активно-адаптивную сеть дело не одного дня, но уже сегодня Федеральная сетевая компания реализует ряд проектов, которые позволят наделить магистральную сеть новыми качествами.

В качестве примера успешного внедрения элементов интеллектуальной сети можно привести ввод в конце 2009 года батарей статических конденсаторов на подстанции 500 кВ «Означенное» (Республика Хакасия). В результате была значительно повышена надежность работы Хакасского энергоузла. В 2013 году для повышения надежности электроснабжения потребителей Хакасии на линии электропередачи 500 кВ Саяно-Шушенская ГЭС – Новокузнецкая будет внедрено управляемое устройство продольной компенсации. В ближайшем будущем элементы активно-адаптивной сети будут применяться на линиях электропередачи 220 кВ вдоль трассы БАМ для нормализации уровня напряжения, а также в крупных мегаполисах для сегментного построения электрической сети, что позволит снизить риски коротких замыканий, стабилизировать напряжение и повысить качество энергоснабжения жилых массивов. Одним из основных элементов активно-адаптивной сети является «цифровая» подстанция. Создание таких подстанций – общемировая тенденция, работы над подобными проектами ведутся в Европе и США, Японии, Индии и Китае. Аналогичный проект реализуется и в Федеральной сетевой компании. Идея «цифровой» подстанции заключается в создании систем контроля, защиты и управления нового поколения, в которых вся информация рождается, перерабатывается и управляет оборудованием в цифровом формате. Проект предусматривает разработку и внедрение на подстанциях оптических цифровых измерительных трансформаторов и комплексов цифровой аппаратуры нового поколения. Современная цифровая аппаратура, выполняющая функции защиты и управления, открывает возможности быстрого прямого обмена информацией между устройствами, что позволяет сократить количество устройств и медных кабельных связей и более компактно их расположить. Поэтому цифровые технологии более экономичны на всех стадиях внедрения: при проектировании, монтаже, наладке и в эксплуатации. В России уже разработаны первые опытные образцы интеллектуального измерительного оборудования подстанций – измерительные высоковольтные трансформаторы с цифровым выходом (ОАО «Раменский электротехнический завод "Энергия"»), комплекс приборов учета электроэнергии и телемеханики, работающих в единой системе цифрового обмена (ЗАО «ИТЦ "Континуум+"»). По мнению специалистов, система интеллектуальных сетей способна снизить потери до 40 %. Если исходить из ежегодных потерь в сетях

ФСК на уровне 20 млрд кВт·ч и среднем тарифе на покупку потерь в 0,45 руб., то потребители смогут сэкономить до 3,6 млрд руб. Но чтобы добиться реальной экономии, систему надо распространить и на распределительные сети.

Проблемы внедрения

Единая национальная электрическая сеть – одна из самых крупных в мире и реализация концепции интеллектуальной или активно-адаптивной сети в ее масштабах потребует массового выпуска высокотехнологичной продукции. Потребуются и совсем новые технологии и материалы. Вместе с ЕНЭС на новый уровень будут вынуждены выйти отраслевая наука, электротехническая промышленность и строительный комплекс. При создании интеллектуальной сети должны использоваться современные средства управления, новые системы диагностики и высокоскоростные системы передачи информации.

Интеллектуальная сеть требует разработки и внедрения целого комплекса инновационного оборудования и технологий: управляемых устройств продольной компенсации, позволяющих повысить предел пропускной способности линий электропередачи, высоковольтных устройств быстрого регулирования напряжения, накопителей электрической энергии на базе мощных аккумуляторных устройств и других устройств. Уже сегодня в ходе реализации инвестиционной программы ФСК применяет элементы интеллектуальной сети и другие инновационные разработки. Долю новых технологий, которые внедряются в ходе строительства и реконструкции энергообъектов, в компании оценивают как 20 % от всего объема применяемого оборудования и систем. Это как импортные, так и отечественные разработки и продукция: электроустановки для повышения адаптивности электрической сети, высокотемпературные провода, полимерные изоляторы, металлические многогранные опоры, винтовые свайные фундаменты, современная (спиральная) арматура для монтажа проводов и тросов, микропроцессорные устройства защиты, системы управления подстанций.

Компания *RuggedCom* разработала коммуникационную продукцию и технологию для использования в жестких условиях окружающей среды. Защитные компьютерные устройства (*RuggedRouter*) для подстанции обеспечивают защиту против информационной атаки *Smart Grid* и безопасный метод применения *inter-substation* коммуникаций через *Smart Grid* посредством информационных средств и технологий. Практически одновременно с этим компания *T-Mobile* представила новые прочные *SIM*-карты для установки в «умные» электрические счетчики. *SIM*-карты для счетчиков изготовлены не из пластика как обычно, а из кремния для того, чтобы лучше выдерживать температурные перепады, изменения влажности и возможные колебания электрического напряжения. По размерам новые карточки примерно в два раза меньше традиционных *SIM*-карт.

Интеллектуальные сети должны в своем составе содержать системы передачи информации. Современные информационные системы в энергетике должны передавать значительные разнородные по своему составу объемы информации, как следствие этого – разные типы каналов передачи и передающего оборудования. В связи развитием систем телекоммуникации и цифровых систем обработки информации некоторые проблемы энергетики, например, проблемы регистрации аварийных режимов и передачи информации и координатах места и видах аварии могут быть решены на принципиально другом уровне. Так, например, в энергетике места повреждения определяются по сработанным электромеханическим регистраторам с помощью визуального осмотра всей лини электропередачи.

Согласно докладу *Pike Research*, технологиям автоматизации «умной сети» отведено 84 % от общей суммы инвестиций, новым системам учета потребления газа, электричества и воды – около 14 %, а станциям перезарядки электротранспорта – всего лишь 2 %.

Сейчас разработке «умной сети» препятствуют не только технические и финансовые ограничения, но и банальное отсутствие видения всей картины у отдельных участников проекта и недоверие к партнерам, вызванное недопониманием всех аспектов будущей системы. В качестве положительного необходимо отметить то, что в России пришли к общему мнению по задачам, которые ставятся перед сетью: улучшение безопасности и надежности коммунальных систем, корректировка спроса и предложения на производство электроэнергии, повышение функциональности и эффективности элементов системы, а также снижение общего влияния энергетической промышленности на изменение климата. Однако для реализации этого проекта в России недостаточно инвестиций, хотя эффект от внедрения в России интеллектуальных сетей по экспертным оценкам, позволит почти на четверть уменьшить удельные капитальные вложения в развитие сетей.

УДК 621.315.1
Ш 37

Н. Ю. Шевченко

ОПТИМИЗАЦИОННАЯ МОДЕЛЬ РЕКОНСТРУКЦИИ ВОЗДУШНЫХ ЛИНИЙ ЭЛЕКТРОПЕРЕДАЧИ, РАБОТАЮЩИХ В ЭКСТРЕМАЛЬНЫХ МЕТЕОУСЛОВИЯХ

Камышинский технологический институт (филиал) ГОУ ВПО «Волгоградский государственный технический университет»
(e-mail: LebedevaJulijal@yandex.ru)

На основании целей функционирования воздушной линии электропередачи выбраны частные критерии оценки вариантов реконструкции ВЛЭП. Предложены альтернативные варианты реконструкции воздушных линий электропередачи. Составлена целевая функция оптимизации.

Ключевые слова: воздушные линии электропередачи, гололедно-ветровые нагрузки, варианты реконструкции, пропускная способность по току, габарит линии, система частных критериев, целевая функция оптимизации.

According to functioning purposes of over-head long-distance transmission lines, some particular criteria of reconstruction variants estimation have been chosen. In this article some alternative variants of over-head long-distance transmission lines reconstruction are also given, as well as optimization function of a special purpose.

Keywords: over-head long-distance transmission lines, ice-wind loads, reconstruction variants, capacity on electric, over-all line dimension, particular criteria system, optimization function of a special purpos./

В районах со сложными климатическими условиями актуальной задачей является выбор оптимального варианта реконструкции линии с заданной степенью надежности.

Воздушную линию электропередачи ввиду ее значительной протяженности необходимо рассматривать как систему, состоящую из участков линии, проходящих по территории с разными климатическими условиями, рельефом местности и разными грунтами. Следовательно, одна и та же линия имеет разную надежность на отдельных участках. Поэтому, чтобы повысить надежность всей линии, можно в первую очередь реконструировать участки линии, наиболее подверженные гололедно-ветровым воздействиям. Для выбора оптимального варианта реконструкции ВЛЭП с целью повышения надежности и эффективности электроснабжения потребителей в сильно гололедных районах, необходимо проведение имитационного моделирования по многокритериальной модели. Выбор критериев оценки вариантов производится на основе анализа целей функционирования ВЛЭП: бесперебойное обеспечение потребителей электроэнергией; минимальная себестоимость передачи электроэнергии; передача максимальной мощности с минимальными потерями. Степень достижения каждой цели количественно характеризуется следующими критериями оптимальности: надежностью воздушной линии электропередачи $f_н$, экономичностью $f_{эк}$ и эффективностью $f_{эф}$.

Безопасная работа ВЛЭП лимитируется или габаритом линии, или обрывом провода. Работоспособность линии в сильно гололедных условиях оценивается эксплуатационным коэффициентом запаса прочности $n_э$, который показывает, во сколько раз разрушающая внешняя нагрузка $\gamma_в$ провода без собственного веса γ_1 больше наибольшей расчетной нагрузки $\gamma_{нб}$ [1]:

$$n_э = \frac{\gamma_в - \gamma_1}{\gamma_{нб} - \gamma_1}. \qquad (1)$$

Разрывающая внешняя нагрузка с учетом неупругих деформаций определяется по формуле

$$\gamma_В = \sigma_В \sqrt{\frac{24\varepsilon_п}{l^2} + \frac{\gamma_{нб}^2 \cdot S^2}{T_{доп}^2}}. \qquad (2)$$

Из выражения (2) следует, что разрывающая нагрузка и эксплуатационный коэффициент запаса прочности проводов заметно повышаются при увеличении сечения S и уменьшения длины пролета l и зависят от материала провода $\varepsilon_п$ (относительное удлинение провода при его растяжении).

Наименьшее расстояние от проводов до поверхности земли определяется из уравнения:

$$h_г = h_п - f_{max}, \qquad (3)$$

где $h_п$ – высота подвеса провода; $f_{max} = \frac{\gamma_1 \cdot l^2}{8\sigma_{+40}} = \frac{G_п l^2}{8T_{min}}$ – максимально допустимая стрела провеса провода; $G_п$ (γ_1) – нагрузка от веса про-

вода, Н/м; $T_{\min}(\sigma_{+40})$ – тяжение (напряжение) в низшей точке провисания провода ВЛ при высшей температуре воздуха, Н.

С учетом того, что создать запас по габариту провод-земля $f_x < f_{\max}$ можно уменьшением длины пролета l, увеличением высоты опоры $h_{\text{п}}$, уменьшением веса провода $G_{\text{п}}$, критерий надежности примет вид:

$$f_{\text{н}} = (n_{\text{э}} \to \max; f_x < f_{\max}). \qquad (4)$$

Так как в период эксплуатации основным средством борьбы с гололедом является плавка гололеда, то при этом резко снижается пропускная способность линии. При протекании большого тока увеличивается стрела провеса, следовательно, уменьшается безопасность работы линии. Поэтому значения стрелы провеса провода служат ограничением. Другим ограничивающим фактором являются минимальные потери электроэнергии $\Delta W \to \min$, так как при протекании большого тока увеличиваются потери мощности в линии. Передачу электроэнергии с минимальными потерями можно оценивать энергетическим коэффициентом $\kappa_{\text{энер}}$ [2], который определяется по формуле

$$\kappa_{\text{энер}} = \kappa_{\varphi} \cdot \kappa_{\text{КПД}} = \kappa_{\varphi} \cdot \frac{P}{P + \Delta P_{\text{н}} + \Delta P_{\text{кор}}}, \qquad (5)$$

где κ_{φ} – относительный коэффициент мощности, определяемый после компенсации реактивной мощности, $\kappa_{\text{КПД}}$ – коэффициент полезного действия ВЛЭП, P – нагрузка, кВт; $\Delta P_{\text{н}}$ – нагрузочные потери, кВт; $\Delta P_{\text{кор}}$ – потери на корону, кВт.

Пропускную способность по току будем характеризовать относительным коэффициентом – кратностью увеличения токовой нагрузки:

$$\kappa_{\text{проп}} = \frac{I_{\text{пред}}}{I_{\text{доп}}}, \qquad (6)$$

где $I_{\text{пред}}$ – предельная токовая нагрузка, определяемая при условии сохранения нормированных вертикальных расстояний между проводом и землей, А; $I_{\text{доп}}$ – длительно допустимый ток по нагреву, А.

Тогда локальный критерий эффективности и безопасности примет вид:

$$f_{\text{эф}} = (\kappa_{\text{энер}} \cdot \kappa_{\text{проп}} \to \max; \quad f < f_{\max}). \qquad (7)$$

Рассмотрим возможные пути повышения пропускной способности линии.

Стрелу провеса провода можно выразить из уравнения изменения состояния провода при постоянной нагрузке:

$$f_x = \frac{G_{\text{п}} l^2}{8T_x} = \frac{3T_x}{G_{\text{п}}}\left[\frac{G_{\text{п}} f_{\text{м}}}{3T_{\text{м}}} + \alpha(t_x - t_{\text{м}}) + \frac{T_x - T_{\text{м}}}{F_{\text{п}} E_{\text{п}}}\right]. \qquad (8)$$

Из уравнение (8) следует, что при уменьшении отношения $f_{\text{м}}/T_{\text{м}}$ в исходном режиме, уменьшении длины пролета l, температурного коэффициента удлинения провода – α, веса провода $G_{\text{п}}$ и увеличении упругой деформации провода $\frac{T_x - T_{\text{м}}}{S_{\text{п}} E_{\text{п}}}$ возможно создать запас по габариту провод–земля $f_x < f_{\max}$, что позволит допустить нагрев провода током до более высокой температуры [3]. Предельная токовая нагрузка является функцией следующих величин:

$$I_{\text{пред}} = f(l, h_{\text{опр}}, F_{\text{п}}, t_{\text{п}}, v, \varepsilon, \alpha, E, \rho)$$

$$\text{при } f_x < f_{\max}; \ \sigma_{\text{доп}} \geq \sigma_{\text{х}} \qquad (9)$$

где $h_{\text{опр}}$ – высота опоры, $t_{\text{п}}$ – температура провода; v – скорость ветра.

Следовательно, увеличить пропускную способность воздушной линии электропередачи можно за счет следующих вариантов реконструкции: уменьшения длины пролета путем подстановки промежуточных опор; замены опор на более высокие; замены проводов с большим сечением алюминия или с меньшим температурным коэффициентом удлинения провода – α и большим значением $F_{\text{п}} E_{\text{п}}$ (с большим сечением стали или применение специальных типов проводов [5]).

Пути повышения надежности и эффективности работы ВЛЭП требуют дополнительных затрат, но позволяют снизить ущерб $У_t$, возникающий при нарушении надежности электроснабжения. В качестве критерия экономичности принят чистый дисконтированный доход (ЧДД):

$$f_{\text{эк}} = \text{ЧДД}_i = \sum_{t=1}^{T} \frac{\text{Д}_{ti} - \text{И}_{t_i} - \text{К}_{t_i} - \text{У}_t}{(1+E)^t} \to \max. \qquad (10)$$

С целью преодоления численной несоизмеримости частых критериев осуществляется их нормирование. Целевая функция оптимизации приведена к виду:

$$F_{\Sigma} = \overline{f}_{\text{н}} \cdot \gamma_{\text{н}} + \overline{f}_{\text{э}} \cdot \gamma_{\text{э}} + \overline{f}_{\text{эф}} \cdot \gamma_{\text{эф}} \to extr, \qquad (11)$$

где $\overline{f_q}$ – нормированный q-й частный критерий, $\gamma_{\text{н}}; \gamma_{\text{э}}; \gamma_{\text{эф}}$ – весовые коэффициенты пока-

зателей надежности, экономичности и эффективности.

Рассмотрим решение данной многокритериальной задачи на конкретном примере. За исходный вариант принят участок воздушной линии напряжением 220 кВ, расположенный в IV климатическом районе по толщине стенки гололеда и в III – по скорости ветра. Длина участка 12 км.

К рассмотрению предложено девять альтернативных вариантов реконструкции линии, представленных в табл. 1:

Таблица 1

Матрица стратегий

Варианты реконструкции (стратегии – φ)	Тип опоры	Тип провода	*l*, м
1. Замена опор			
φ_1 – на металлическую многогранную	П1С-220-П1	АС-300/39	200
φ_2 – увеличение высоты опоры	П-220-3	АС-300/39	350
2. Уменьшение габаритного пролета			
φ_3 – металлической решетчатой опоры	ПС-220-3	АС-300/39	150
φ_4 – металлической многогранной опоры	П1С-220-П1	АС-300/39	100
3. Замена провода			
φ_5 – увеличение стальной части	ПС-220-3	АС-300/66	300
φ_6 – увеличение сечения провода	ПС-220-3	АС400/51	300
φ_7 – на композитный	ПС-220-3	Aero-Z	300
φ_8 – на высокотемпературный с зазором	ПС-220-3	GTACSR	300
φ_9 – на высокотемпературный	ПС-220-3	TACSR/ACS	300

На рис. 1, 2 изображены зависимости стрел провеса различных марок проводов от температуры провода.

В табл. 2 для этих вариантов представлены кратности увеличения токовых нагрузок. Токи рассчитаны по тепловому балансу [4].

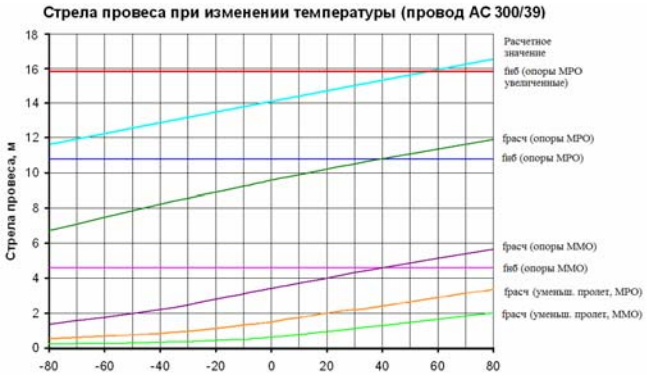


Рис. 1. Зависимость стрелы провеса провода АС 300/39 от температуры для вариантов реконструкции с уменьшением габаритного пролета и с изменением высоты опоры

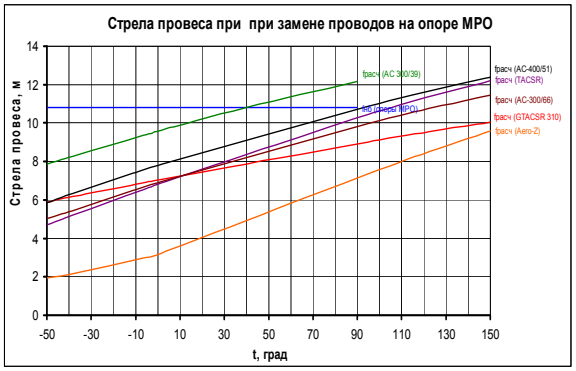


Рис. 2. Зависимость стрелы провеса разных марок проводов от температуры воздуха

Для каждого варианта реконструкции рассчитаны критерии надежности, эффективности и безопасности. Сравнительный анализ вариантов реконструкции по трем критериям показал, что наибольшей экономической эффективностью по критерию ЧДД и по критерию технической эффективности и безопасности обладает седьмой вариант (замена провода АС на Aero-Z), наиболее надежный вариант по критерию механической прочности – четвертый вариант (уменьшение пролета металлической многогранной опоры).

Таблица 2

Кратность увеличения токовой нагрузки

Марка провода	l, м	$t_{п,}$ °С	$t_{в}$, °С	$I_{доп}$, А	$\kappa_{проп}$
Исходный вариант					
АС 300/39	300	+40	+20	450	1
Вариант реконструкции – уменьшение пролета					
АС 300/39	150,100	+90	+20	915	2,03
Увеличение высоты опоры					
АС 300/39	350	+60	+20	670	1,48
Замена проводов					
АС400/51	300	+90	+20	1100	2,44
АС 300/66	300	+90	+20	912	2,02
GTACSR 310	300	+180	+20	1454	3,2
TACSR/ACS-300/50	300	+110	+20	1091	2,42
Aero-Z 366-2z	300	+80	+20	850	1,89

Определение оптимального варианта реконструкции произведено методом аддитивной свертки по выражению (10).

Рассмотрено четыре варианта предпочтения целей, для которых главными критериями являются: экономическая эффективность, надежность, техническая эффективность и безопасность. Для последнего варианта – все критерии равнозначны.

Значения весовых коэффициентов и результаты свертки представлены в табл. 3.

Таблица 3

Выбор оптимального варианта реконструкции

Вариант предпочтения	Весовые коэффициенты			Оптимальный вариант
	$\gamma_э$	$\gamma_н$	$\gamma_{эн}$	
1	0,5	0,3	0,2	7
2	0,3	0,5	0,2	4
3	0,3	0,2	0,5	7
4	0,33	0,33	0,33	7

Выводы: для повышения пропускной способности электрической сети можно использовать современные композитные и высокотемпературные провода. При этом реконструкцию линий можно проводить без замены опор, что существенно влияет на снижение себестоимости и сокращает время реконструкции, а в городских условиях не требуется дополнительный землеотвод.

Для гололедно-ветровых районов оптимальными вариантами с точки зрения надежности и эффективности становятся варианты реконструкции с заменой металлической опоры на многогранную при уменьшении габаритного пролета в два раза и при замене сталеалюминевого провода на провод типа Aero-Z.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Глазунов, А. А.*Основы механической части воздушных линий электропередачи / А. А. Глазунов. – М.: Госэнергоиздат, 1959. – 274 с.: ил.

2. *Садуллаев, Н. Н.* Оценка эффективности системы электроснабжения предприятия по техническим показателям / Н. Н Садуллаев // Электрооборудование: эксплуатация и ремонт, 2009. – Сентябрь. – С. 7–30.

3. *Никофоров, Е. П.* Об увеличении нагрузочной способности действующих ВЛ по току / Е. П. Никофоров // Электрические станции, 2008. – № 11.– С. 33–37.

4. МТ 34-70-037-87. Методика расчета предельных токовых нагрузок по условию нагрева проводов для действующих линий электропередачи. – М.: Союзтехэнерго, 1987.

5. *Алексеев, Б. А.* Повышение пропускной способности воздушных линий электропередачи и применение проводов новых марок / Б. А. Алексеев // Электро, 2009. – № 3. – С. 45.

УДК 621.315.17
Л 33

Ю. В. Лебедева

АНАЛИЗ ОЖИДАЕМЫХ МЕХАНИЧЕСКИХ НАГРУЗОК НА ПРОВОДА ДЛЯ РАЗЛИЧНЫХ КОНЦЕПЦИЙ РАЗВИТИЯ ВОЗДУШНЫХ ЛИНИЙ ЭЛЕКТРОПЕРЕДАЧИ

Камышинский технологический институт (филиал) ГОУ ВПО
«Волгоградский государственный технический университет»
e-mail: LebedevaJulija1@yandex.ru

Развитие воздушных линий электропередачи рассмотрено в виде трех концепций, присущих странам с различным уровнем развития экономики. Представлены результаты расчета и анализа ожидаемых механических нагрузок на провода воздушных линий электропередачи.

Ключевые слова: воздушные линии электропередачи, гололедно-ветровые нагрузки, варианты реконструкции, габарит линии.

The article deals with the development of overhead power lines in the form of three concepts inherent in countries with different levels of the economy. Results of calculation and analysis of expected mechanical loadings on wires on the over-head power lines.

Keywords: over-head long-distance transmission lines, ice-wind loads ,reconstruction variants, over-all line dimension.

К рассмотрению предложены три концепции предотвращения гололедно-ветровых аварий. Согласно первой концепции основное направление повышение надежности ВЛЭП – высокая механическая прочность, достигаемая за счет применения современных типов проводов, опор, сокращения пролетного расстояния. При этом вероятность безотказной работы лежит в пределах P = 0,98–0,998. Основным средством повышения надежности ВЛЭП на стадии эксплуатации для второй концепции является плавка гололеда и внедрение информационной системы мониторинга гололедообразования. Линии проектируются согласно рекомендаций ПУЭ-7 [1], вероятность безотказной работы – P = 0,96. Третья концепция объединяет достоинства первых двух, но плавка гололеда используется не в полной мере. Варианты предложенных концепций развития ВЛЭП представлены в табл. 1.

Таблица 1

Параметры ВЛЭП

Варианты параметров ВЛЭП	Тип провода	Тип опоры	Сокращение пролета, %	Повторяемость гололедных нагрузок, лет
Первая концепция				
№ 1.1	AERO-Z 301-2Z	(ММО)ПС35-110ПУ-9	50	50
№ 1.2	GTACSR 240/40	ПС35-110ПУ-9	50	50
№ 1.3	TACSR ACS 240/40	ПС35-110ПУ-9	50	50
Вторая концепция				
№ 2.1	АС 240/39	ПБ 110-5	–	25
Третья концепция				
№ 3.1	AERO-Z 301-2Z	ПБ 110-5	–	35
№ 3.2	GTACSR 240/40	ПБ 110-5	–	35
№ 3.3	TACSR 240/40	П-110-5	30	35
№ 3.4	АС 240/39	ПС35-110ПУ-9	50	35

Для обеспечения бесперебойной работы воздушных линий электропередачи в процессе эксплуатации, их рассчитывают на воздействие гололедно-ветровых нагрузок, имеющих определенную нормируемую вероятность появления в данном районе за время эксплуатации ВЛ. Для повышения практической ценности в статье представлены результаты расчета ожидаемых механических нагрузок на провода ВЛЭП напряжением 110 кВ для IV района по гололеду ($b_{н.г}$ = 25 мм), III района по ветру ($W_н$ = 640 Н/м^3).

Расчет ожидаемых механических нагрузок в виде полных тяжений проводов произведен при изменяющихся метеоусловиях: при воздействии температуры Θ; ветровых нагрузок на провод без отложений; нагрузок от отложений без ветра; воздействии гололедно-ветровых нагрузок по методике [2].

Построены зависимости полных тяжений проводов от температуры (рис. 1) $T_\Theta = f(\Theta)$; от скорости ветра $T_\upsilon = f(\upsilon)$ при $t_в = –5$ °С (рис. 2); от толщины стенок отложений разной плотности $T_г = f(в_г)$ при $t_г = –5$ °С с ветром (рис. 3) и без него (рис. 4) для всех предложенных к рассмотрению вариантов развития ВЛЭП. Расчет ожидаемых механических нагрузок в виде полных тяжений проводов воздушной линии электропередачи по нормальному режиму работы производился для сочетания следующих условий (табл. 2) [1, п. 2.5.71].

Таблица 2

Сочетания климатических условий для расчета ВЛЭП

№ режима	Сочетание условий расчета		
	Температура	Ветер	Гололед
1	Высшая $t_+ = +40$ °С	–	–
2	Низшая $t_- = –40$ °С	–	–
3	Среднегодовая $t_э = +15$ °С	–	–
4	При гололеде $t_г = –5$ °С	–	есть
5	При нормативном ветровом давлении $t_в = –5$ °С	$\upsilon = \upsilon_{расч}$	–
6	При гололеде $t_г = –5$ °С	0,25W	есть

1. Анализ ожидаемых эксплуатационных механических нагрузок

В качестве исходного принято состояние ВЛ при отсутствии воздействия ветра и отложений, температура провода +15 °С.

Стрела провиса провода f_t определена по формуле (1), в которой значение механического напряжения в проводах σ_t рассчитано из уравнения состояния провода (2).

$$f_t = \frac{\gamma_1 \cdot (l_{расч})^2}{8 \cdot \sigma_t} \text{ (м)}, \qquad (1)$$

$$\sigma_t - \frac{\gamma_1^2 \cdot (l_{расч})^2 \cdot E}{24 \cdot (\sigma_t)^2} = = \sigma_{доп} - \frac{\gamma_1^2 \cdot (l_{расч})^2 \cdot E}{24 \cdot (\sigma_{доп})^2} - \alpha_{л.р.} \cdot E \cdot (t - t_-), \qquad (2)$$

где t – переменная температура, °С; $t_- = –40$ °С – низшая температура.

Полные тяжения провода T_t определены по выражению:

$$T_t = \frac{M_0 \cdot 10^{-3} \times (l_{расч})}{8 \times f_t} \cdot \cdot \sqrt{l_{расч}^2 + 64 f_t^2}. \qquad (3)$$

Графики изменения тяжений в зависимости от температуры воздуха представлены на рис. 1.

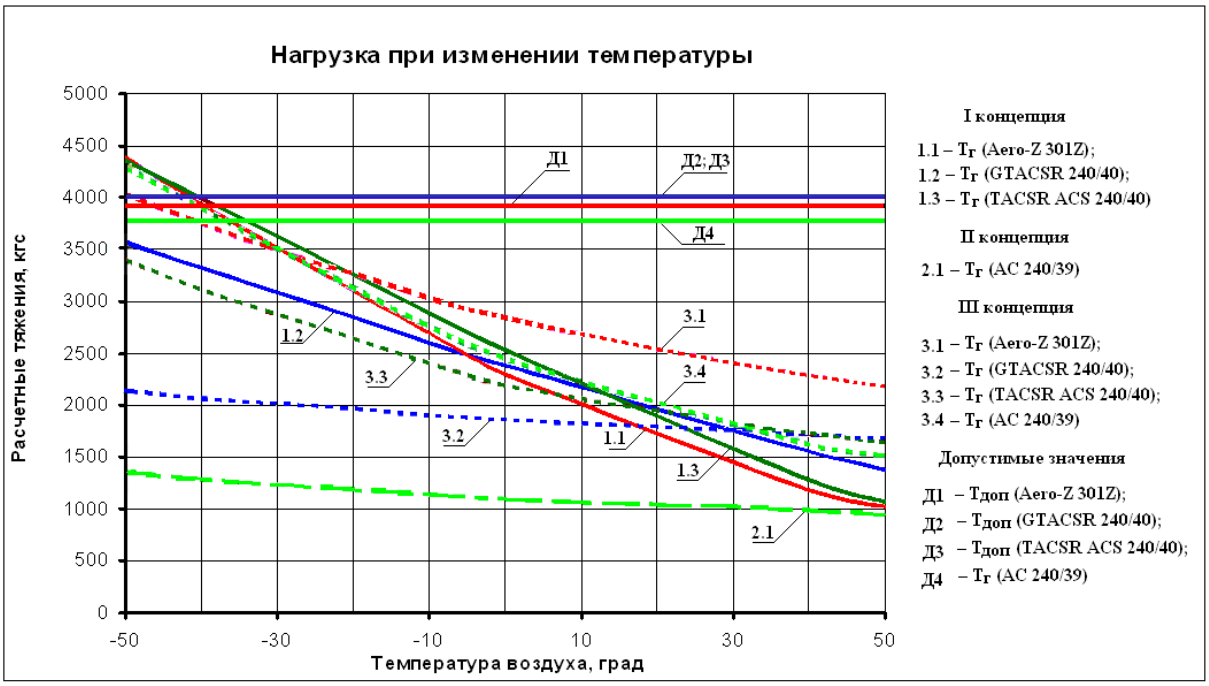


Рис. 1. Графики зависимости величин тяжений проводов без отложений от температуры воздуха

Из рис. 1 следует, что тяжения (напряжения) проводов растут с понижением температуры и достигают критического значения $T = T_{доп}$ при температуре воздуха –40 ºС для вариантов первой концепции с проводами Aero-Z и TACSR и –50 ºС для варианта третьей концепции при подвеске провода АС 240/39 на металлические многогранные опоры (пролет сокращен в два раза). Для остальных вариантов температурный диапазон от –50 до +50 ºС не является аварийноопасным.

2. Анализ ожидаемых ветровых нагрузок

Тяжения, T_υ, возникающие в проводах без отложений, но с изменяющейся скоростью ветра υ= 0, 10, 20, 30, 40, 50 м/с при фиксированной температуре воздуха $t_г$ = –5 °С определены по формулам (4)–(7).

$$f_\upsilon = \frac{\gamma_6 \cdot (l_{расч})^2}{8 \cdot \sigma_\upsilon} \text{ (м)}, \qquad (4)$$

$$\sigma_\upsilon - \frac{\gamma_6^2 \times (l_{расч})^2 \times E}{24 \times (\sigma_\upsilon)^2} =$$

$$= \sigma_{доп} - \frac{\gamma_1^2 \times (l_{расч})^2 \times E}{24 \times (\sigma_{доп})^2} - \alpha_{л.р.} \times E \times (t_г - t_-), \qquad (5)$$

$$T_\upsilon = \frac{l_{расч}}{8 f_v} \cdot \sqrt{(M_0^2 \cdot 10^{-6} + P_v^2) \cdot (l_{расч}^2 + 64 f_v^2)}, \qquad (6)$$

где P_v – давление ветрового потока, кгс:

$$P_v = 6.25 \cdot 10^{-5} \cdot \alpha \cdot k_i \cdot C_x \cdot v^{2\cdot} \cdot d_п \qquad (7)$$

График изменения тяжений при изменении скорости ветра представлен на рис. 2.

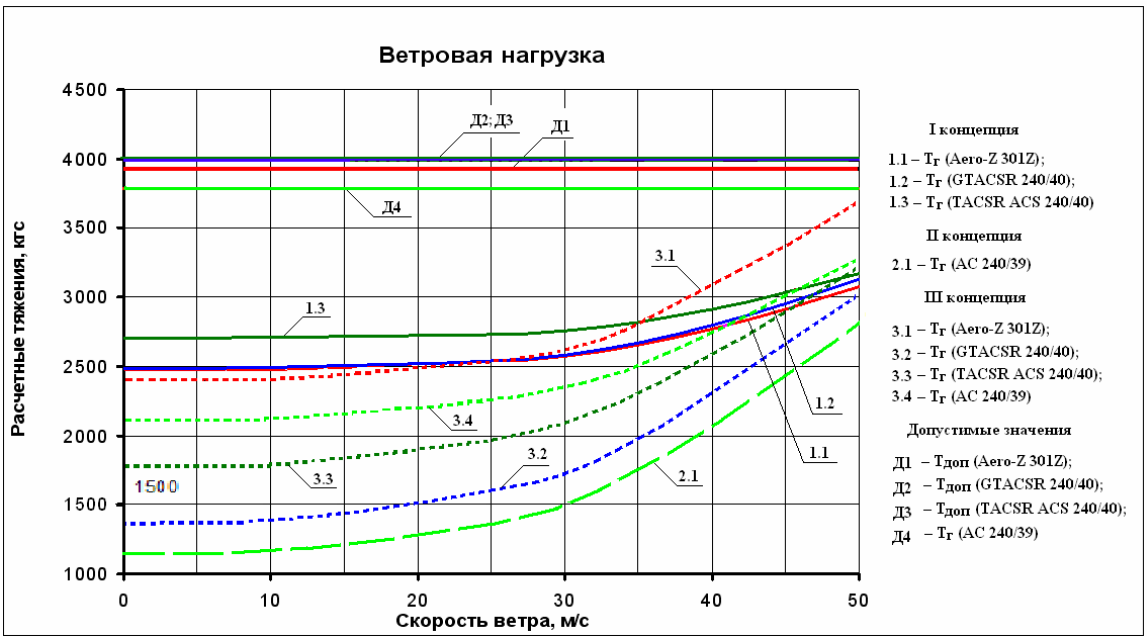


Рис. 2. Графики зависимости величин тяжений проводов без отложений от скорости ветра при фиксированной температуре воздуха $t_г$ = –5 °С

Из графика 2 следует, что ветровая нагрузка на провод без отложений не опасна, т. к. даже при достижении скорости ветра 50 м/с тяжения в проводе не превышают допустимых значений, а стрелы провиса находятся в пределах габарита линии.

3. Анализ ожидаемых нагрузок от отложений в виде чистого гололеда без ветра

Тяжения $T_г$, возникающие в проводах без ветра и при фиксированной температуре воздуха $t_г$ = –5 °С, при наличии отложений в виде чистого гололеда с плотностью g_0 = 900 кг/м^3 с разной толщиной стенки отложений ($b_{г.н}$ = 0, 10, 20, 30, 40, 50 мм) определены по формулам (7)–(11).

$$f_г = \frac{\gamma_3 \cdot (l_{расч})^2}{8 \cdot \sigma_г} \text{ (м)}. \qquad (8)$$

Так как для проводов марок АС, Aero-Z, GTACSR, TACSR/ASC $l_{габ} > l_{2кр}$, то напряжение в проводе рассчитано по формуле :

$$\sigma_г - \frac{\gamma_3^2 \cdot (l_{расч})^2 \cdot E}{24 \cdot (\sigma_г)^2} =$$

$$= \sigma_{доп} - \frac{\gamma_7^2 \cdot (l_{расч})^2 \cdot E}{24 \cdot (\sigma_{доп})^2} - \alpha_{л.р.} \cdot E \cdot (t_г - t_э), \qquad (9)$$

$$T_{\text{г}} = \frac{(M_0 \cdot 10^{-3} + g \cdot 10^{-6} \cdot F_{\text{отл}} \cdot l)}{8 \cdot f_{\text{г}}} \sqrt{(l_{\text{расч}}^2 + 64 f_{\text{г}}^2)}\,, \quad (10)$$

где $F_{\text{отл}}$ – площадь поперечного сечения стенки отложений, мм^2, вычисляется по формуле

$$F_{\text{отл}} = \frac{\pi \cdot ((d_{\text{п}} + 2 \cdot b_{\text{г}})^2 - d_{\text{п}}^2)}{4}. \quad (11)$$

Графики изменения тяжений проводов представлены на рис. 3.

Из графика 3 следует, что гололедные явления оказывают значительное влияние на механическую прочность ВЛ и в большинстве случаев именно они являются причинами крупных аварий. Критические значения толщины стенки гололеда представлены в табл. 3.

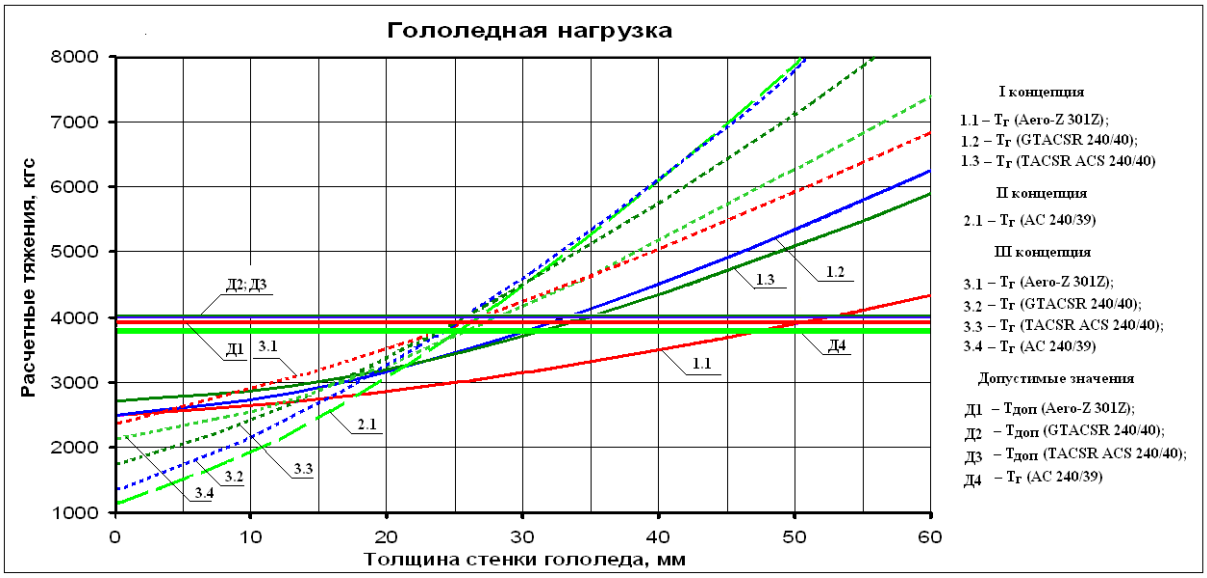


Рис. 3. График зависимости тяжений проводов от толщины стенки гололеда без ветра и при фиксированной температуре воздуха $t_{\text{г}} = -5$ °С

Таблица 3

Толщина стенки гололеда на проводах

№ варианта	1.1	1.2	1.3	2.1	3.1	3.2	3.3	3.4
а) Значения толщины стенки гололедных отложений без ветра при $t_{\text{г}} = -5$ ºС								
b, мм	53	32	35	25	28	26	26	27
б) Значения толщины стенки гололедных отложений с ветром υ =8 м/с при $t_{\text{г}} = -5$ ºС								
b, мм	53	32	35	25	27	25	26	27

4. Анализ ожидаемых гололедно-ветровых нагрузок

Тяжения T_{υ} возникающие в проводах с действием на них ветра со скоростью υ = 8 м/с и отложений разной толщины $b_{\text{г}}$ = 0, 10, 20, 30, 40, 50 мм при фиксированной температуре воздуха $t_{\text{г}}$ = –5 °С и плотностью отложений g_0 = = 900 кг/м^3 (чистый гололед) рассчитаны по формулам (12)–(15).

$$f_{\upsilon} = \frac{\gamma_7 \cdot (l_{\text{расч}})^2}{8 \cdot \sigma_{\upsilon.t\text{г}.}} \text{ (м)}, \quad (12)$$

$$\sigma_{\upsilon} - \frac{\gamma_7^2 \cdot (l_{\text{расч}})^2 \cdot E}{24 \cdot (\sigma_{\upsilon.t\text{г}})^2} = \sigma_{\text{доп}} - \frac{\gamma_1^2 \cdot (l_{\text{расч}})^2 \cdot E}{24 \cdot (\sigma_{\text{доп}})^2} - \alpha_{\text{л.р.}} \cdot E \cdot (t_{\text{г}} - t_{-})\,, \quad (13)$$

$$T_{\upsilon \cdot t\text{г}} = \frac{l_{\text{расч}}}{8 f_{v,t\text{г}}} \sqrt{((M_{0\cdot} \cdot 10^{-3} + g \cdot 10^{-6} \cdot F_{\text{отл}})^2 + P_v^2) \times} \rightarrow$$

$$\rightarrow \times \overline{(l_{\text{расч}}^2 + 64 f_{vt})}\,, \quad (14)$$

$$P_v = 10^{-6} \cdot \alpha \cdot C_x \cdot 0{,}25 \cdot W_v \cdot (F_n + F_{\text{отл}})\,. \quad (15)$$

Графики тяжений проводов от толщины стенки гололеда приведены на рис. 4.

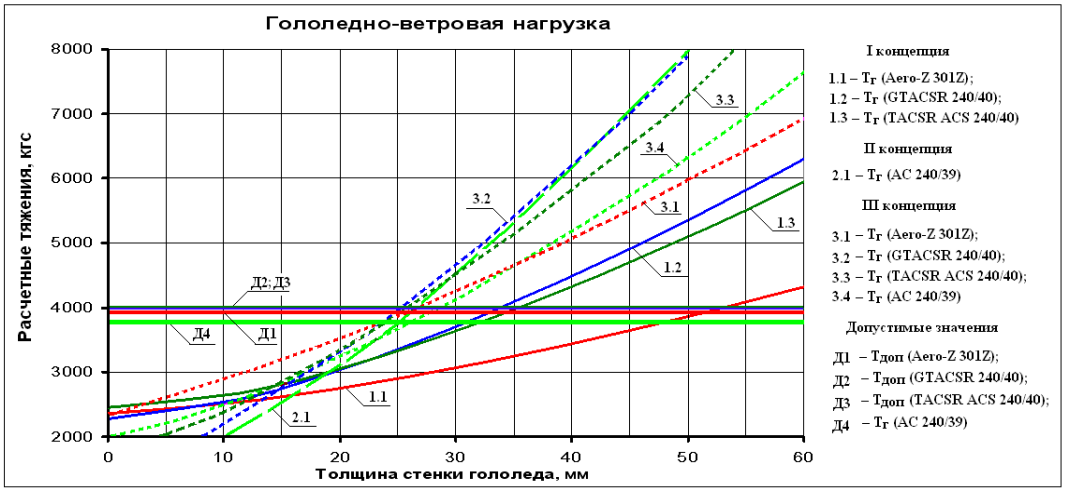


Рис. 4. График зависимости тяжений проводов от толщины стенки гололеда и воздействия ветра со скоростью v = 8 м/с при фиксированной температуре воздуха $t_г$ = –5 °С

Критические значения толщины стенок отложений в виде чистого гололеда (b) при фиксированной температуре воздуха $t_г$ = –5 °С представлены в табл. 3.

Из табл. 3 следует, что, вариант с проводами Aero-Z обеспечивает наибольшую механическую прочность по сравнению с другими, что в дальнейшем, при эксплуатации линии, может обеспечить высокую степень надежности работы ВЛ.

Вывод: анализ концепций безаварийной работы ВЛ в гололедно-ветровых условиях показал, что наиболее механически устойчивым вариантом строительства участка ВЛЭП является первый вариант первой концепции, со следующими параметрами ВЛ: марка провода AERO-Z 301-2Z, металлические многогранные опоры ПС35-110ПУ-9, пролетное расстояние сокращено на 50 %.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Правила устройства электроустановок. Седьмое издание. – М.: НЦ ЭНАС, 2004.

2. *Кузнецов, П. А.* Анализ ожидаемых механических нагрузок на провода (грозотросы) воздушных линий электропередачи в процессе их эксплуатации / П. А. Кузнецов, С. В. Аверьянов // Вестник СГТУ. – № 3, вып. 1, 2007. – С. 131–140.

УДК 681.513.2

И. Ю. Рыбкина

ЦИФРОВОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТРЕХФАЗНЫХ ЦЕПЕЙ С РАСПРЕДЕЛЕННЫМИ ПАРАМЕТРАМИ

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: eltech@vstu.ru)

Исследуются переходные процессы в линии с распределенными параметрами. Представлена передаточная функция по напряжению однородной цепной схемы. Рассмотрен вопрос о целесообразности z-моделирования линии по аналитическому выражению непрерывной передаточной функции. Получена модель линии в виде дискретной передаточной функции.

Ключевые слова: переходные процессы, воздушные линии электропередачи, линия с распределенными параметрами.

The article analyzes transients in an overhead power transmission lines. Transients in a line with the distributed parameters are investigated. The model of a line in the form of discrete transfer function is presented.

Keywords: transients, overhead power transmission lines, line with the distributed parameters.

При расчете и проектировании энергетических систем используются упрощенные модели длинных линий. В общем случае воздушные линии электропередачи представляются как объекты с сосредоточенными параметрами, что значительно упрощает задачу анализа и вносит

погрешность в результаты расчетов [1]. Кроме того, при теоретическом моделировании таких линий вводится ряд допущений, что система является линейной, однородной и т. п. Упрощение схемы и принимаемые допущения вносят погрешность, вполне приемлемую для инженерных расчетов, но неудовлетворительную для проектирования релейной защиты и системной автоматики. Поэтому судить о физическом состоянии по результатам моделирования переходных процессов не представляется возможным. Задача исследования переходных процессов заключается в том, чтобы выяснить, по какому закону и как долго будет наблюдаться заметное отклонение токов и напряжений от их установившихся значений.

В настоящее время в энергетике используются цифровые системы управления, которые описываются с помощью импульсных передаточных функций [2]. Такое представление очень удобно для реализации программных и аппаратных средств управления. Очевидно, что для разработки и проектирования цифровых систем управления необходимо представление всех элементов энергетических систем на едином языке, что позволит получать результаты анализа и синтеза, а именно алгоритмы управления регуляторов в форме, удобной для реализации. В этом случае наиболее применимо z-преобразование, позволяющее моделировать цифровые и непрерывные системы, искусственно приводя последние к квазидискретным. Для повышения точности необходимо уменьшать период дискретизации.

Рассматривая линию с распределенными параметрами как однородную цепную схему, получено аналитическое выражение передаточной функции (3), которое практически не используется в расчетах [3]. Это объясняется тем, что данное выражение содержит гиперболические функции и имеет форму, неудобную для существующих методов анализа переходных процессов. Поэтому целесообразно рассмотреть вопрос о *z*-моделировании линии по аналитическому выражению непрерывной передаточной функции, потому что при ее дискретизации гиперболические функции можно выразить через экспоненциальные функции, а экспоненциальные функции легко представить без потери точности с помощью *z*-переменной.

При исследовании переходных процессов в линии с распределенными параметрами в качестве исходной модели используется схема замещения элемента линии с учетом взаимных междуфазных связей, изображенная на рис. 1.

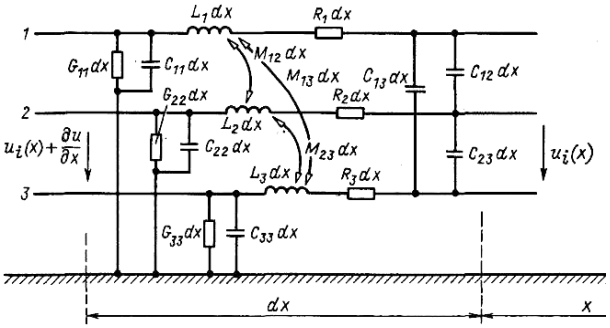


Рис. 1. Схема замещения трехфазной симметричной транспонированной линии с учетом взаимных связей

В квазистационарных и переходных режимах цепи с распределенными параметрами характеризуются первичными и вторичными параметрами. К первичным параметрам длинной линии, взятым на единицу длины линии, относятся: C_0 – поперечная емкость между прямыми и обратными проводами, L_0 – индуктивность петли, образованной прямыми обратным проводами, R_0 – продольное активное сопротивление прямого и обратного проводов, G_0 – поперечная активная проводимость утечки изоляции между прямым и обратным проводами. При моделировании примем допущение: система линейна, а именно первичные параметры линии R_0, L_0, C_0, G_0 являются величинами постоянными и не зависящими от частоты. К вторичным параметрам относятся:

волновое сопротивление:

$$Z_C = \sqrt{\frac{R_0 + pL_0}{G_0 + pC_0}} \qquad (1)$$

и коэффициент распространения:

$$\gamma(p) = \sqrt{(R_0 + pL_0)(G_0 + pC_0)}\,. \qquad (2)$$

Однородную длинную линию можно заменить эквивалентной цепной схемой, разделив линию длиной l на N одинаковых отрезков, каждый из которых имеет длину $l_0 = l/N$. Передаточная функция по напряжению однородной цепной схемы имеет вид [1]:

$$W(p) = \frac{U_n(p)}{U_1(p)} = \frac{(ch\lambda x)z_{01} + (ch\lambda x)\lambda^{-1}z(\omega)}{(ch\lambda l)z_{01} + (ch\lambda x)\lambda^{-1}z(\omega)}, \qquad (3)$$

где λ – матрица постоянных распространения (для соответствующих волновых каналов), z_{01} – волновое сопротивление нулевого канала, равное $z_c/3$, x – расстояние от конца схемы.

Выразим гиперболические функции в выражении (3) через экспоненциальные, в результате получим:

$$W(p)=\frac{e^{\lambda x}\left(z_{01}+\lambda^{-1}z(\omega)\right)+e^{-\lambda x}\left(z_{01}-\lambda^{-1}z(\omega)\right)}{e^{\lambda l}\left(z_{01}+\lambda^{-1}z(\omega)\right)+e^{-\lambda l}\left(z_{01}-\lambda^{-1}z(\omega)\right)}. \quad (4)$$

Рассмотрим численное моделирование переходных процессов в длинной линии с помощью z-форм. В литературных источниках [3] рассмотрены формулы для приближенного определения $\lambda(j\omega)$ и $Z(j\omega)$ в линии с малыми потерями ($R_0/\omega L_0 \ll 1$; $G_0/\omega C_0 \ll 1$) в операторной форме записи они имеют вид:

$$\lambda(p)\approx\frac{1}{2}\left(\frac{R_0}{L_0}+\frac{G_0}{C_0}\right)\sqrt{L_0C_0}+p\sqrt{L_0C_0}=Cp+D. \quad (5)$$

При переходе от аналоговой передаточной функции к дискретной выполним замену аргумента p на z в выражениях $e^{\lambda x}$, $e^{\lambda l}$. Для этого используем упрощенное выражение (5) и форму замены аргумента при дискретизации $z=e^{pT}$:

$$e^{\lambda l}=e^{(Cp+D)l}=e^{Cpl\frac{T}{T}}=Z^{q}e^{Dl}, \quad (6)$$

где $q=Cl/T$, T – временной период дискретизации. Заметим, что гиперболические функции просто реализуются в области z-переменной, причем без округлений и приближений. При дискретизации $Z(\omega)$ использовался переход к z-изображению с помощью метода обратной разности.

Выполнив преобразование по формуле (6) и подстановку в формулу (4), получим дискретную передаточную функцию для однородной линии:

$$W(z)=\frac{z^{2q+m_e2Dx+Dl}\left(z_{01}(z)+\lambda^{-1}z(z)\right)+z^{m_eDl}\left(z_{01}(z)-\lambda^{-1}z(z)\right)}{z^{2m+q_e2Dl+Dx}\left(z_{01}(0)+\lambda^{-1}z(z)\right)+z^{q_eDx}\left(z_{01}(0)-\lambda^{-1}z(z)\right)}, \quad (7)$$

где $m=Cx/T$.

В результате перехода к дискретной модели с помощью z-преобразования получили выражение передаточной функции (7), оригинал которой определяется сравнительно просто с помощью реккурентной формулы, данная модель удобна для компьютерного анализа, а погрешностью моделирования можно управлять изменением временных и пространственных периодов дискретизации. Для определения длины участка линии, на которой проводится моделирование, необходимо использовать выражение, полученное в результате дискретизации экспоненциальной функции (6).

Разработана модель передаточной функции линии в трехфазной системе с учетом влияния соседних фаз. Разработанное уравнение является теоретической основой для проектирования рефлектометров для диагностики воздушных линий. Причем цифровая модель очень удобна для проектирования измерительных цифровых приборов. Кроме того, эта модель может быть разделена на две части, одна из которых учитывает запаздывание, а вторая – затухание. Именно эти два эффекта положены в основу работы рефлекторов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Рюденберг, Р.* Переходные процессы в электроэнергетических системах / Р. Рюденберг. – М.: Издательство иностранной литературы, 1955 – 714 с.

2. *Шилин, А. Н.* Численное моделирование переходных процессов в линиях с распределенными параметрами / А. Н. Шилин, О. А. Крутякова // Инновационные технологии в обучении и производстве: матер. V всерос. науч.-практ. конф., Камышин, 2008. Т. 1/ КТИ (филиал) ВолгГТУ. – Камышин, 2008. – С. 242–244.

3. *Каганов, З. Г.* Электрические цепи с распределенными параметрами и цепные схемы / З. Г. Каганов. – М. : Энергоатомиздат, 1990 – 248 с.

УДК 629.4.082.3

А. Н. Шилин, О. И. Карпенко

АВТОМАТИЗИРОВАННАЯ СИСТЕМА АНАЛИЗА НАДЕЖНОСТИ РАБОТЫ СИСТЕМЫ ЭЛЕКТРОСНАБЖЕНИЯ ПОТРЕБИТЕЛЕЙ

Волгоградский государственный технический университет
(e-mail: eltech@vstu.ru)

Представлена активно-адаптивная модель расчета надежности для задачи среднесрочного планирования распределительных сетей. Приведены основные формулы и алгоритм расчета показателей надежности отдельных элементов электрических сетей.

Ключевые слова: активно-адаптивная модель, вероятность безотказной работы, частота отказов, время восстановления.

The article analyzes reliability parameters and calculation of reliability of Power Supply System. Models and algorithms of reliability of Power Supply System are presented.

Keywords: the active-adaptive model, probability of fault-free work, frequency of refusals, restoration time.

Вопросы обеспечения надежности электроснабжения, включая анализ причин его нарушения, прогноз показателей, обоснование и разработку мероприятий и средств повышения надежности, сохраняют актуальность на всех этапах развития энергосистем и объединений. В настоящее время надежность систем электроснабжения рассчитывают по упрощенной модели весьма приближенно, так как показатели надежности берутся усредненные для всех областей [1]. Но уровень аварийности существенно различается по регионам, поэтому все данные необходимо привязывать к определенному объекту. В соответствии с тенденциями анализ надежности необходим для оптимального размещения активов и анализа затрат и прибыли для инвестиций в развитие распределительных сетей. На основе него проводится обоснование включения резервных линий, коммутационной аппаратуры, оптимального расположения датчиков аварийных режимов сети.

Современный анализ надежности сети может применяться для различных процессов проектирования и реконструкции объектов сети. Результаты анализа дают возможность принять во внимание влияние окружающей среды и особенности управления объектами сети, что облегчает, например, процессы планирования. Результаты, анализа надежности могут быть также использованы для оптимизации общего жизненного цикла затрат по всем компонентам сети.

Для обеспечения единства исходных данных о надежности первичная информация об отказе, в соответствии с существующей нормативно-технической документацией, должна содержать определенные информационные признаки: дату возникновения отказа или неисправности; общую наработку объекта с начала его эксплуатации до момента установления отказа (определения неисправности); внешние признаки и характер появления отказа или неисправности; условия эксплуатации и вид работы, при которых был обнаружен отказ или установлена неисправность; способ устранения неисправности; принятые или рекомендованные меры по предупреждению возникновения отказов или неисправностей. Основными видами документации при сборе первичной информации об отказах элементов системы являются журналы, формуляры, карточки. В настоящее время сбор данных об авариях ведется по РД 34.20.801-2000 «Инструкция по расследованию и учету технологических нарушений в работе энергосистем, электростанций, котельных, электрических и тепловых сетей». Структура представления данных рассчитана на ручную обработку. Эта форма не дает возможности сделать точный анализ текущего уровня надежности и прогноз последующего состояния системы. Поэтому основным инструментом для исследования процессов в энергосистемах является цифровое математическое моделирование с помощью вычислительной техники.

Вследствие старения оборудования, изменения климата и структуры сети при разработке новых алгоритмов управления для создания математической модели необходимо сопоставление получаемых результатов с экспериментальными данными. Очевидно, что для решения проблемы необходимо использовать систему с обратной связью, позволяющей адаптивно реагировать на изменения показателей надежности. Представленная активно-адаптивная модель расчета надежности решает задачи среднесрочного планирования распределительных сетей. Программный комплекс находит решение с учетом оценки каждой единицы всего парка физических активов и оценки электрической сети в целом как системы. Структура информационного обмена между компонентами программного комплекса приведена на рис. 1.

Источником оперативных данных служат статистические данные об авариях и восстановлениях. Данные по оборудованию вводятся посредством диалогов с обеспечением проверки на достоверность. Расчетная схема и справочная информация (топология, базовый режим, допустимые токовые нагрузки трансформаторов и линий электропередачи в зависимости от температуры окружающей среды, информация об установленных в энергосистемах трансформаторов с автоматическим регулятором возбуждения и так далее – вся условно постоянная информация) хранятся в базе данных, имеющей открытый интерфейс.

Применяемая системная платформа предлагает пользовательский интерфейс. При анализе надежности сети применяются различные параметры. Разработанный интерфейс системы позволяет настраивать эти параметры, изменять их для улучшения возможностей изучения сети, оперативно вводить все необходимые данные для уточненного расчета.

В результате анализа сети (например, за годичный период) определяются наиболее важ-

ные с точки зрения надежности участки сети. На основе полученной информации принимаются решения, например, о техническом обслуживании или ремонте. Другие функциональные возможности системного решения позволяют изучать альтернативные стратегии развития сети и планировать их изменение. Такие исследования позволяют находить наиболее эффективные стратегии развития сети.

Алгоритм функционирования модели расчета надежности распределительных сетей представлен на рис.2.

Рис. 1. Структура информационного обмена между компонентами программного комплекса

Рис. 2. Алгоритм функционирования активно-адаптивной модели

Как показывают многочисленные данные анализа надежности большинства объектов техники, в том числе и электроустановок, линеаризованная обобщенная зависимость $\lambda(t)$ представляет собой сложную кривую с тремя характерными интервалами (приработка, нормальная эксплуатация, старение) [2]. Что соответствует закону распределения Вейбулла. На интервале нормальной эксплуатации λ = const, что соответствует экспоненциальной модели распределения вероятности безотказной работы. При рассмотрении задач резервирования можно пренебречь периодом приработки. Действительно, перед вводом в эксплуатацию проводят достаточно жесткие приемо-сдаточные испытания, выявляющие практически все внутренние дефекты материалов и монтажа. В предлагаемой модели предусмотрен генератор случайных чисел показательного распределения и распределения Вейбулла на основе равномерного.

Результаты статистической обработки испытаний существенно зависят от вероятностных моделей безотказной работы и восстановлений. Эти результаты могут приводить к заведомо ошибочным выводам, если модель не отражает реальные процессы возникновения отказов и механизмы восстановления. Поэтому до решения основных задач апостериорного анализа надежности целесообразно сначала проверить, с помощью статистического критерия согласия, на соответствие выбранного априорного распределения эмпирическому распределению, построенному на основании данных проведенных испытаний. Исходными данными, которые подвергаются обработке, являются время наработки на отказ, время наработки на восстановление и число отказов однотипных элементов. После того, как такой материал собран, его обработка позволяет установить законы распределения показателей надежности: вероятность безотказной работы, интенсивность отказов, среднее время наработки на отказ и др. При определении или подтверждении закона распределения целесообразен следующий порядок: подготовка опытных данных; построение гистограмм оцениваемого количественного показателя надежности; аппроксимация гистограмм теоретическим законом распределения и определение его параметров; проверка допустимости предполагаемого закона распределения на основе использования критериев согласия. Наиболее часто используется критерий χ^2 или критерий Колмогорова. Для получения достаточно точных результатов число наблюдений случайной величины должно быть не менее 40.

Входными параметрами анализа надежности являются значения частот отключений компонентов сети. Частоту отключений определяют индивидуально для каждого компонента, основываясь на факторах окружающей среды и данных о надежности участка сети. Справочные показатели надежности адаптивно уточняются с помощью оперативной информации. Оценка надежности выполняется численными методами. Частоты отключений и восстановлений после аварии рассчитываются для основного оборудования систем электроснабжения: силового трансформатора, коммутационных аппаратов, воздушной линии электропередачи и шин. Каждая единица оборудования рассматривается как элемент, условно состоящий из двух последовательно соединенных элементов, в одном из которых могут появляться внезапные отказы, а в другом – постепенные. Вероятность безотказной работы представляется произведением вероятностей

$$P_{\text{тр}}(t)=P_{\text{в}}(t)\cdot P_{\text{п}}(t), \qquad (1)$$

где $P_{\text{в}}(t)$ и $P_{\text{п}}(t)$ – соответственно вероятности безотказной работы условных элементов, соответствующих внезапному и постепенному отказу вследствие износа.

Параметр λ находится по формуле:

$$\lambda = \frac{1}{\frac{1}{n}\sum_{1}^{n} x_i}, \qquad (2)$$

где $x_{\text{ср}}$ – среднее значение наработок на отказ.

Среднее время безотказной работы определяется по формуле

$$\overline{T_{1\text{тр}}} = \frac{1}{\lambda_{1\text{тр}}}. \qquad (3)$$

Интенсивность восстановления определяется по данным статистического ряда по формуле:

$$\mu_{\text{тр}} = \frac{1}{\frac{1}{n}\sum_{1}^{n} z_i}. \qquad (4)$$

Во время расчета моделируется поведение сети, учитывается среднее время восстановления поврежденного оборудования. Алгоритм расчета приведен на рис. 3.

Анализ оптимизации топологии осуществляется с помощью графовой модели [3]. Результатами являются диаграммы изменения во времени (для визуализации результатов расчета), частота, вероятность и средняя продолжительность перерывов подачи электроэнергии.

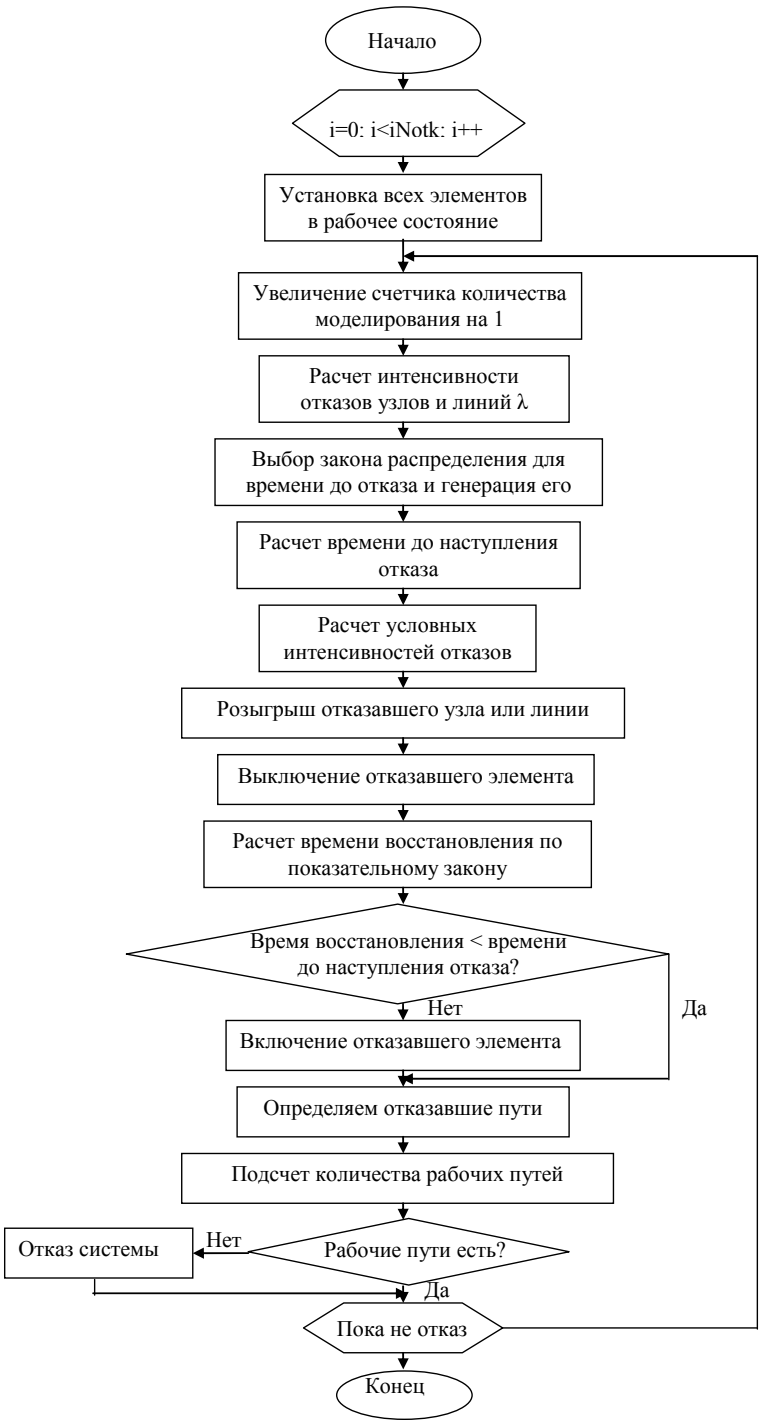


Рис. 3. Алгоритм моделирования взаимодействия структурных элементов

Предложенная адаптивная система позволяет более точно отражать процессы работы системы с оценкой их надежности, из которой следует первоочередность и порядок ремонта и модернизации системы, введение дополнительных резервных сетей и устройств, обоснование и снабжение информационно-измерительным системами (датчиками, сенсорами аварийных режимов и каналами передачи данных).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Малкин, П. А.* Об обеспечении надежности в электроэнергетике / П. А. Малкин, В. А. Шлайфштейн // Электрические станции. – 2010. – № 6. – С. 2–7.

2. *Фокин, Ю. А.* Оценка надежности систем электроснабжения / Ю. А. Фокин, В. А. Туфанов. – М.: Энергоиздат, 1981. – 224 с.

3. Оценка надежности систем с использованием графов / под ред. И. А. Ушакова. – М.: Радио и связь, 1988. – 208 с.

УДК 681.511.2

И. А. Коптелова, И. М. Силкин

ЭКСПЕРТНАЯ СИСТЕМА ДИАГНОСТИРОВАНИЯ СИЛОВЫХ ТРАНСФОРМАТОРОВ СИСТЕМ ЭЛЕКТРОСНАБЖЕНИЯ

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: shilina@yandex.ru)

Приведена общая информация о роли систем поддержки принятия решений в управлении сложными технологическими процессами. Описан процесс выявления и устранения дефектов в работе силовых трансформаторов. Приведены основные критерии диагностики. Представлена экспертная система диагностирования дефектов силовых трансформаторов.

Ключевые слова: система поддержки принятия решений, экспертная система, силовой трансформатор, дефекты силовых трансформаторов, хроматографический анализ.

The general information on a role of systems of support of decision-making in management of difficult technological processes is resulted. Process of revealing and elimination of defects in work of power transformers is described. The basic criteria of diagnostics are resulted. The expert system of diagnosing of defects of power transformers is presented.

Keywords: system of support of decision-making, expert system, the power transformer, defects of power transformers, chromatographic the analysis.

Основная фигура в управлении сложными технологическими процессами, обладающая большими полномочиями, – диспетчер, или лицо, принимающее решение (ЛПР). ЛПР обычно работает в условиях большого объема поступающей для оперативного анализа информации, часть из которой может быть искаженной или неполной. Но возможности ЛПР не беспредельны. Это обусловило применение ЭВМ в сфере оперативно-диспетчерского управления сложными технологическими процессами и системами [3].

Наибольший эффект от такого применения можно получить в человеко-машинных системах оперативной поддержки принятия решений, в которых функции обработки информации распределяются между человеком и ЭВМ. При этом ЭВМ должна выполнять не только традиционные функции сбора, хранения, преобразования и отображения поступающей информации, но и выявлять ситуации, требующие вмешательства ЛПР, а также выдавать ему рекомендации по управлению.

Одна из важнейших проблем, возникающих при проектировании систем поддержки принятия решений (СППР), проблема автоматизации части функций ЛПР. Интерес к этой проблеме закономерен и определен следующими факторами [3]:

– построение систем поддержки принятия оперативных решений, согласующих различные аспекты управления, становится невозможным без автоматизации функций, связанных с выявлением и анализом сложных ситуаций, поиском причин таких ситуаций и выработкой советов ЛПР о целесообразных воздействиях на управляемый процесс;

– повышение эффективности СППР в значительной мере зависит от того, насколько автоматизированы действия ЛПР, как оперативно он принимает требуемые управляющие решения.

Решающая перечисленные задачи СППР, должна обладать знаниями о проблемной области, в которой эти задачи возникают, и алгоритмы, решения которых должны быть автоматически синтезированы.

Специфика сложных систем не может не оказывать существенного влияния на деятельность человека, управляющего ими. Для обеспечения оптимального функционирования системы, а также правильного ответа системы на различные возникающие возмущения, человеку, выполняющему функции регулятора в этой системе, необходимо решать ряд задач, среди которых выделяются: планирование, контроль и регулирование, диагностирование [3].

Силовой трансформатор является одним из важнейших элементов в энергосистеме, определяющих надежность электроснабжения. Его способность нести нагрузку зависит от состояния отдельных узлов и отсутствия дефектов. Особенности крупных силовых трансформаторов высокого напряжения, в первую очередь – недоступность обмоток для прямого обследования, делают задачу контроля его состояния сложной.

Одним из главных путей поддержания эксплуатационной надежности силовых трансформаторов является организация эффективного контроля состояния работающего оборудо-

вания. Выявление возникающих в работе дефектов, их обнаружение на ранней стадии развития, своевременное принятие правильных решений по ликвидации дефектов обеспечивают высокую готовность, сокращение времени простоя, снижение затрат на ремонт, продление срока службы оборудования [5].

Контроль оборудования в полном объеме с применением всех известных методов диагностирования, в том числе требующих отключения оборудования, проводится лишь в исключительных случаях при выявлении значительных изменений технического состояния электрооборудования [4].

В большинстве практических случаев целесообразный комплекс методов определяется экспертным путем на основании знаний о физических процессах в оборудовании с учетом накопленного опыта эксплуатации, анализа повреждаемости, результатов контроля и ремонта.

Предпочтение отдается методам диагностирования, которые дают возможность организовать контроль электрооборудования без его отключения, под рабочим напряжением. Именно к таким методам относится хроматографический анализ. Применение данного метода позволяет снизить материальные затраты на проведение измерений и вычислений без снижения вероятности распознавания дефекта [5].

Большинство развивающихся дефектов силовых трансформаторов может быть определено посредством своевременного контроля состояния трансформаторного масла. В качестве эффективного средства ранней диагностики медленно развивающихся повреждений силовых трансформаторов применяется метод хроматографического анализа газов, растворенных в трансформаторном масле. В электроэнергетике хроматографический метод используется для определения наличия и концентрации определенных показательных газов, растворенных в трансформаторном масле (рис. 1) [2].

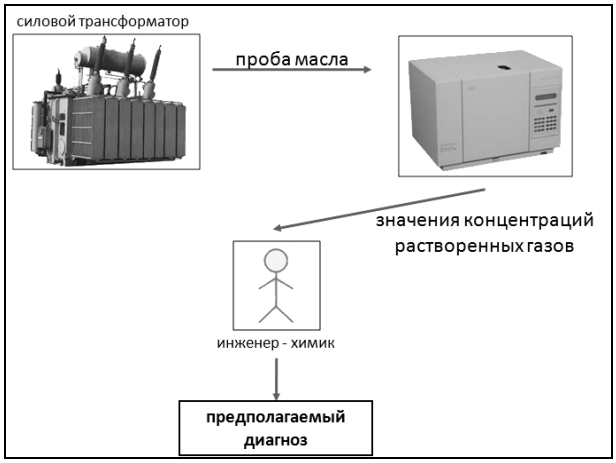


Рис. 1. Процесс хроматографического анализа

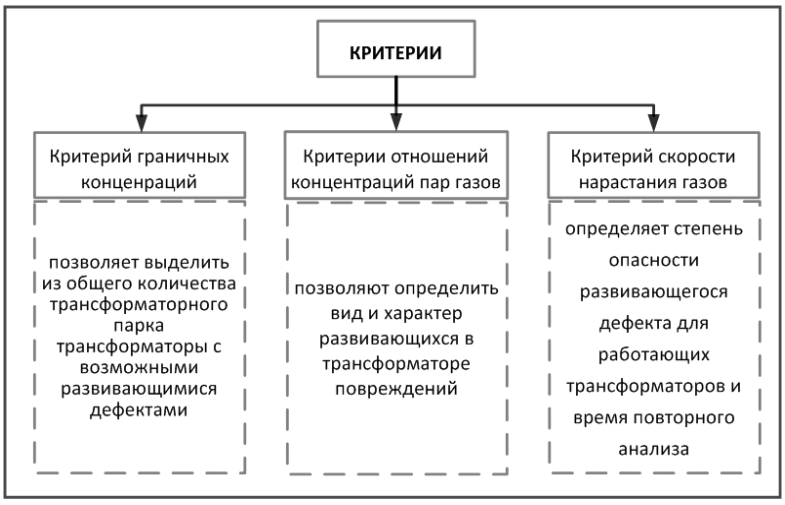


Рис. 2. Критерии диагностики

При диагностике развивающихся дефектов в силовых трансформаторах по результатам анализа растворенных газов (АРГ) используются следующие критерии: критерий граничных концентраций, критерии отношений пар газов, критерий скорости нарастания газов в масле (рис. 2) [2].

Для повышения эффективности контроля развивающихся дефектов силовых трансформаторов была спроектирована экспертная система. Она может применяться для оценки технического состояния трансформаторов в составе предприятий электроэнергетического комплекса. Систему можно использовать как непосред-

ственно для диагностики оборудования, так и для проверки правильности принятия решений персоналом. Возможно использование системы для обучения или тренировки работников предприятий энергетического комплекса, использующих метод хроматографического анализа для диагностирования трансформаторов.

Основная задача спроектированной системы – на основе значений концентраций газов, растворенных в трансформаторном масле, сформировать протокол проведения хроматографического анализа, а также при обнаружении дефекта выработать список мероприятий по дальнейшему техническому обслуживанию трансформатора.

Входной информацией для системы являются данные о типе диагностируемого трансформатора, значения концентраций растворенных в масле газов, а также информация об эксплуатационных факторах трансформатора, которые могли вызвать увеличение или уменьшение концентраций газов при отсутствии дефекта.

Выходной информацией является протокол проведения хроматографического анализа газов, растворенных в трансформаторном масле, который включает в себя: диагноз эксплуатационного состояния трансформатора; время следующего отбора пробы масла; при наличии дефекта: предполагаемый вид дефекта, список рекомендованных мероприятий по дальнейшему техническому обслуживанию трансформатора. Диаграмма вариантов использования проектируемой системы представлена на рис. 3 [6].

Ядром экспертной системы является база знаний, в которой хранятся знания о признаках наличия дефекта, знания о видах и характерах дефектов, знания о мероприятиях по дальнейшему обслуживанию трансформатора. Рабочая память предназначена для хранения исходных и промежуточных фактов решаемой в текущий момент задачи (в частности, для хранения значений информативных параметров). База данных трансформаторов служит для хранения данных о трансформаторах, их характеристиках и результатах проведенных анализов. Подсистема объяснения объясняет, как система получила решение задачи и какие знания она при этом использовала, что облегчает эксперту тестирование системы и повышает доверие пользователя к полученному результату [1].

Выводимые данные – это заключение о наличии дефекта, в виде предполагаемого дефекта, периодичности следующего контрольного

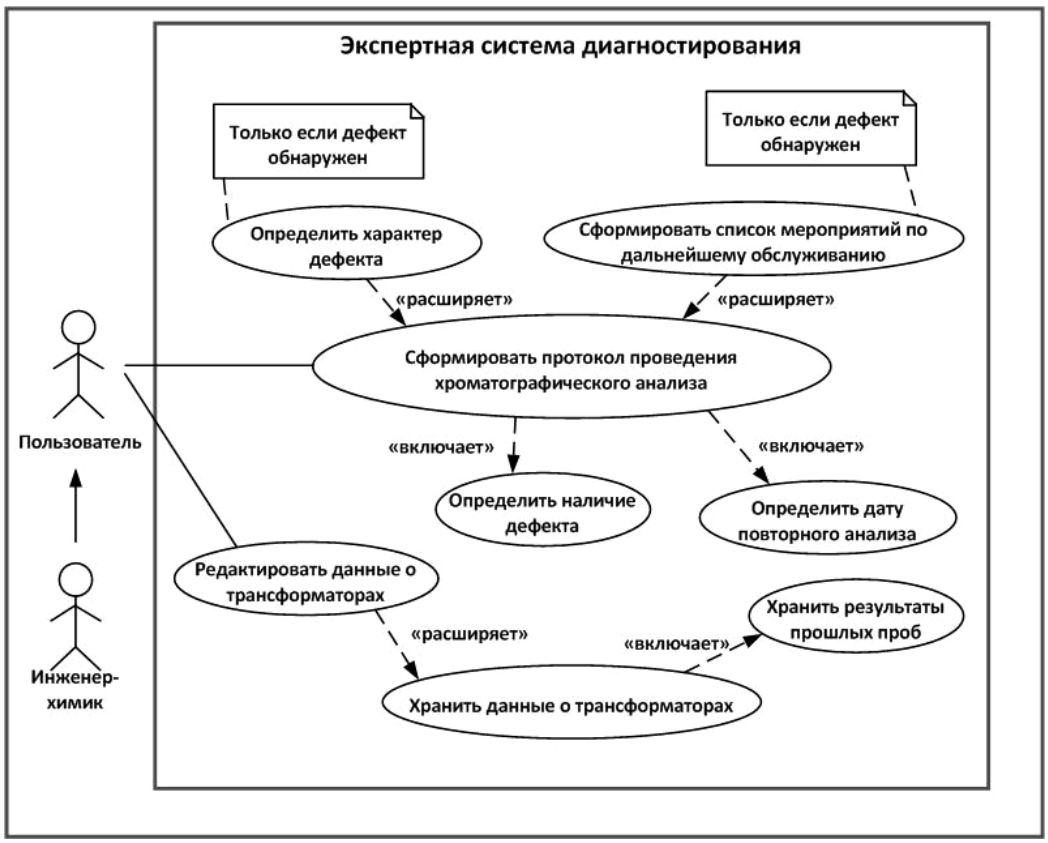


Рис. 3. Диаграмма вариантов использования системы

замера, рекомендациях по дальнейшему техническому обслуживанию трансформаторов.

При обнаружении дефекта система определяет характер возможного дефекта из списка. Вид дефекта уточняется при анализе основных (ключевых) и характерных газов.

Выводимыми данными экспертной системы будут: при отсутствии дефекта – сообщение о том, что нет признаков, указывающих на наличие дефекта в трансформаторе; при обнаружении дефекта – следующее множество мероприятий по дальнейшему техническому обслуживанию трансформатора:

1) провести немедленный вывод трансформатора из работы;

2) планирование вывода трансформатора из работы;

3) провести учащенный контроль по АРГ;

4) проверить состояние сорбента в воздухоочистителе;

5) проверить состояние маслонасоса;

6) проверить возможность перетока (отобрать одновременно пробы из бака трансформатора и бака переключателей);

7) провести дегазацию масла;

8) поставить в известность соответствующее подразделение предприятия;

9) проанализировать условия предшествующей эксплуатации;

10) сообщить на завод-изготовитель;

11) поставить трансформатор под контроль;

12) измерить потери холостого хода;

13) провести химический анализ масла.

Шаблон главного окна системы представлен на рис. 4.

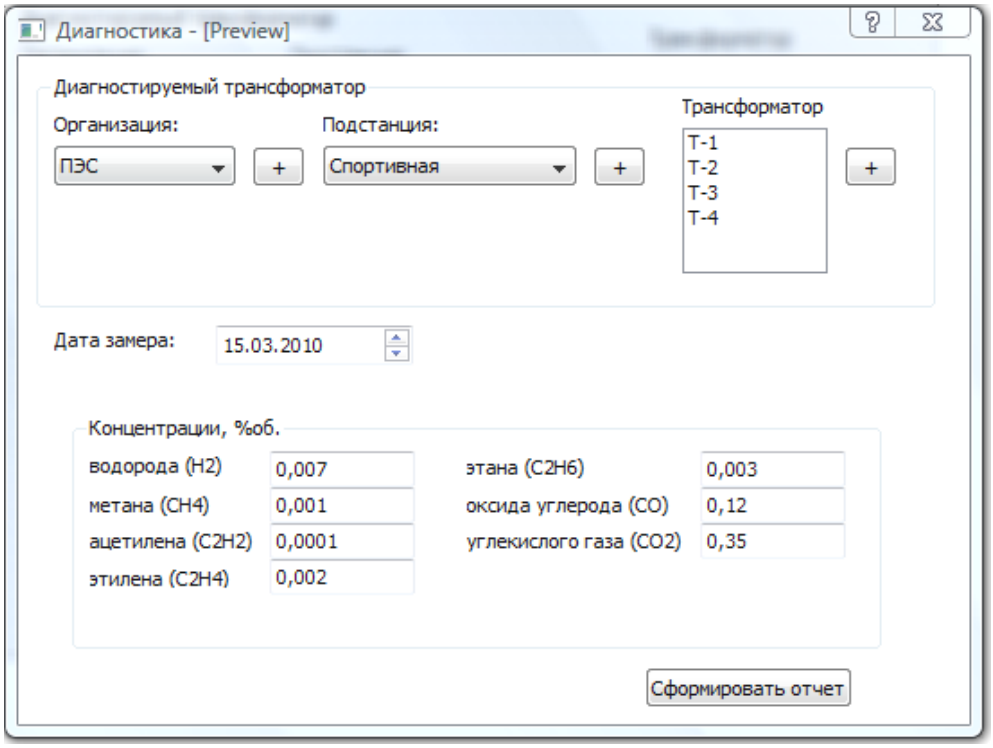


Рис. 4. Главное окно экспертной системы

Экспертная система позволит повысить эффективность контроля развивающихся дефектов силовых трансформаторов, без их вывода из эксплуатации и выработать рекомендации по дальнейшим испытаниям трансформатора.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Джарратано, Дж.* Экспертные системы. Принципы разработки и программирование / Джозеф Джарратано, Гари Райли. – 4-е изд. – М. : Вильямс, 2006. – 1152 с.

2. Методические указания по диагностике развивающихся дефектов трансформаторного оборудования по результатам хроматографического анализа газов, растворенных в масле: РД 153-34.0-46.302-00. – М. : ВНИИЭ, 2001. – 28 с.

3. *Башлыков, А. А.* Экспертные системы поддержки принятия решений в энергетике / А. А. Башлыков, А. П. Еремеев; под. ред. А. Ф. Дьякова. – М.: Изд-во МЭИ, 1994. – 216 с., ил.

4. *Хренников, А. Ю.* Основные методы диагностики состояния электрооборудования для выявления дефектов и повреждений : учеб.-метод. пособ. / А. Ю. Хренников, О. А. Терешко. – М. : ИУЭ ГУУ, ВИПКэнерго, ИПКгосслужбы, 2005. – 52 с.

5. *Христинич, Р. М.* Комплексная диагностика маслонаполненных трансформаторов / Р. М. Христинич, А. Р. Христинич, Е. В. Христинич // Вестник КрасГАУ. – 2007. – № 3. – С. 222–227.

6. *Частиков, А. П.* Разработка экспертных систем. Среда CLIPS / А. П. Частиков, Т. А. Гаврилова. – СПб. : БХВ - Петербург, 2003. – 390 с.

УДК 621.318.3

В. И. Мошкин, Г. Г.Угаров

К ВЫБОРУ ОСНОВНЫХ БАЗИСНЫХ РАЗМЕРОВ ЛИНЕЙНЫХ ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Курганский государственный университет

(e-mail: wimosh@mail.ru)

В статье предложено решение задачи по определению оптимальных базисных геометрических размеров и их соотношений для магнитной системы импульсного линейного электромагнитного двигателя (ЛЭМД), используемого в приводе технологического оборудования, исходя из максимума интегральной работы на единицу объема двигателя, что позволяет облегчить расчет импульсного ЛЭМД на ранних этапах его проектирования.

*Ключевые слова***:** импульсные линейные электромагнитные двигатели, интегральная работа, магнитная индукция, радиус якоря, обмотка возбуждения.

In article the problem decision by definition optimum basic geometrical sizes and their parities for magnetic system pulse linear electromagnetic engine (LEME), used in a drive of the process equipment, proceeding from a maximum of integrated work on unit of volume of the engine that allows to facilitate calculation pulse LEME at early stages of its designing is offered.

Keywords: pulse linear electromagnetic engines, inte-gralnaja work, a magnetic induction, anchor radius, an excitation winding.

Благодаря конструктивной простоте и надежности линейные электромагнитные двигатели (ЛЭМД) используются в составе силового электромагнитного привода различного технологического назначения. Одним из путей повышения удельных энергетических показателей таких двигателей является оптимизация геометрических размеров и их соотношений.

В качестве критерия определения оптимальных соотношений геометрических размеров примем, как и в работах [1, 2, 3], максимум отношения интегральной работы двигателя $A_и$ за цикл к объему его активных материалов $V_Д$. В работах [3, 4] представлены результаты оптимизации по указанному критерию, выраженные через радиус r_1 втяжной части якоря, определены оптимальные соотношения параметра x = 1,5...1,6 и рекомендованы пределы варьирования относительной длины обмотки y от 2 до 4, где $x = r_2 / r_1; y = \ell_к / r_1;$ r_2 и $\ell_к$ – внешний радиус и длина обмотки. В этих работах, однако, рекомендации по выбору длины обмотки противоречивы, а по выбору радиуса якоря – отсутствуют, что затрудняет проектирование.

Проведем обоснование оптимальных значений длины обмотки и радиуса якоря ЛЭМД, обеспечивающих при заданных тепловом режиме обмотки и интегральной работе двигателя наименьший объем его активных материалов. Расчетная конструктивная схема ЛЭМД с двумя рабочими зазорами и ферромагнитным направляющим корпусом приведена на рис. 1.

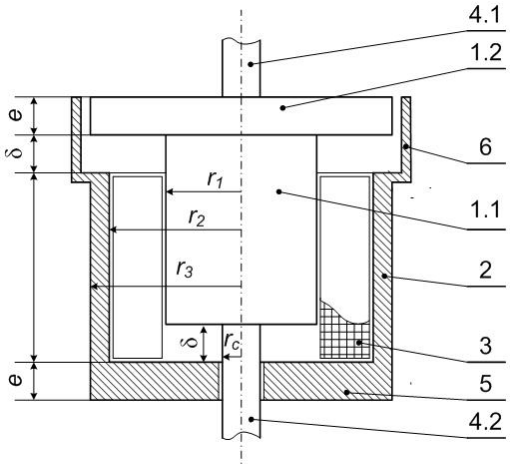


Рис. 1. Расчетная конструктивная схема импульсного ЛЭМД с ферромагнитным направляющим корпусом: *1* – якорь (*1.1* – втяжная часть, *1.2* – притягивающаяся часть); *2* – статор (ярмо); *3* – обмотка; *4* – направляющий стержень (*4.1* – верхний, *4.2* – нижний); *5* – фланец; *6* – направляющий корпус

По выбранному критерию оценки выразим интегральную работу $A_и$ ЛЭМД и объем его активных материалов через электромагнитные нагрузки и геометрические размеры, принимая те же допущения, что и в работах [1, 2, 3]: сечение стали вдоль магнитной линии неизменно; магнитопровод при рабочем зазоре δ = 0 насыщен, при начальном зазоре $\delta = \delta_н$ –не насыщен; режим работы ЛЭМД – повторно-кратковременный с относительной продолжительностью включения ПВ, когда температура обмотки двигателя достигает ее заданного превышения τ; потоки рассеяния при нулевом зазоре отсутствуют; ток во время движения якоря регулиру-

ется устройством питания и управления (УПУ) и соответствует допустимому превышению температуры τ. ЛЭМД не может работать от промышленной сети без УПУ, включаемого между двигателем и сетью, поэтому с помощью УПУ реализуется магнитный цикл, изображенный на рис. 2.

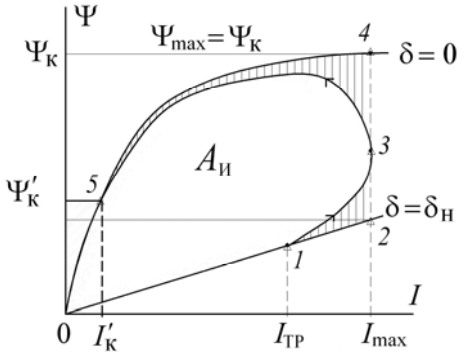


Рис. 2. Магнитный цикл работы ЛЭМД

Согласно [2, 3] интегральная работа ЛЭМД определяется по его магнитным характеристикам и для цикла на рис. 2 приближенно выглядит так:

$$A_{и} = \Psi_{к} I_{\tau} - \int_{0}^{\Psi_{к}} I d\Psi - 0,5 I_{\tau} \Psi_{н} = I_{\tau} \Psi_{н} [1 - \frac{\int_{0}^{\Psi_{к}} I d\Psi}{\Psi_{к} I_{\tau}}] - 0,5 I_{\tau} \Psi_{н}, \quad (1)$$

где $\Psi_{к}$, $\Psi_{н}$ – потокосцепления ЛЭМД, соответствующие точкам *2* и *4* на рис. 2 для рассматриваемых положений якоря.

Введем следующие относительные величины [2, 3], приняв за базисные радиус r_1 (рис. 1) и значение магнитной индукции $B_{б} = 1$ Тл:

$$B / B_{б} = \overset{*}{B}; \ \Psi / \Psi_{б} = \overset{*}{\Psi}; \ H / H_{б} = \overset{*}{H};$$

$$I_{max} / I_{б} = \overset{*}{I}_{max}; \ e / r_1 = \overset{*}{e} \text{ и т. д.},$$

где B, H – значения индукции и напряженности магнитного поля в магнитопроводе; * – указывает на средние значения параметра. Тогда выражение (1) с учетом этих соотношений примет вид:

$$A_{и} = \Psi_{б} \cdot \overset{*}{I}_{max} \cdot I_{б} [\overset{*}{\Psi}_{к} (1 - \frac{\int_{0}^{\overset{*}{\Psi}_{к}} \overset{*}{I} d \overset{*}{\Psi}}{\overset{*}{\Psi}_{к} \cdot \overset{*}{I}_{max}}) - 0,5 \cdot \overset{*}{\Psi}_{н}]. \quad (2)$$

Выразим входящие в (2) величины через параметры ЛЭМД из закона полного тока при зазоре δ = 0 и при аппроксимации кривой намагничивания стали полиномом вида

$$\overset{*}{H} = \alpha \overset{*}{B} + \beta \cdot \overset{*}{B}_{5} + \zeta \overset{*}{B}_{9} \ [2; 6]:$$

$$A_{и} = 2 B_{б}^2 \cdot \pi \cdot r_1^3 \cdot y \cdot \mu_0^{-1} \cdot \overset{*}{I}_{max} [\overset{*}{B}_{к} (1 - q) - 0,5 \overset{*}{\Psi}_{н}], \quad (3)$$

где $\mu_0 = 4\pi \cdot 10^{-7}$ Гн/м; $y = l_{к} / r_1$ – относительная длина обмотки;

$$q = (\int_{0}^{\overset{*}{B}_{к}} \overset{*}{H} \, d \overset{*}{B}) / (\overset{*}{B}_{к} \overset{*}{H}_{к}) = \frac{0,5(\alpha + \beta \cdot \overset{*}{B}_{к}^4 / 3 + \zeta \cdot \overset{*}{B}_{к}^8 / 5)}{\alpha + \beta \cdot \overset{*}{B}_{к}^4 + \zeta \cdot \overset{*}{B}_{к}^8};$$

$\overset{*}{B}_{к}$, $H_{к}$ – значения индукции и напряженности магнитопровода, соответствующие точке *4* на рис. 2; α, β, ζ – коэффициенты аппроксимации.

Используя уравнение теплового баланса Ньютона [1, 2, 3, 6], определим допустимую МДС с учетом продолжительности включения ПВ

$$w \cdot I_{\tau} = \sqrt{K_{т} k_{зм} \tau \cdot S_{охл} S_{ок} / (ПВ \cdot \rho_{\tau} \ell_{ср})}, \quad (4)$$

где $K_{т}$, $k_{зм}$ – коэффициенты заполнения и теплоотдачи (эквивалентный) обмотки; $S_{охл}$, $S_{ок}$ – поверхность охлаждения ЛЭМД и сечение окна намотки; ρ_{τ} – удельное сопротивление материала провода при превышении температуры τ; w, $\ell_{ср}$ – число витков и средняя длина витка обмотки.

Уравнение (3) имеет структуру, что и основное расчетное уравнение для других типов электрических машин [5; 6]. Оно позволяет при фиксированных значениях режимных и конструктивных параметров ЛЭМД оценить его размеры по заданной величине интегральной работы. Выразим $S_{охл}$, $S_{ок}$, $\ell_{ср}$ через размеры расчетной конструктивной схемы (рис. 1):

$$S_{охл} = 2\pi \cdot r_1^2 \alpha' [y(x+1) + x^2 - 1]; \ S_{ок} = r_1^2 y (x-1);$$

$$\ell_{ср} = \pi \cdot r_1 (x+1),$$

где α' – эмпирический коэффициент, учитывающий условия теплоотдачи. Используя приведенные выражения и учитывая равенство (4), окончательно получим:

$$A_{и} = \pi \cdot r_1^{7/2} y B_{б} a_1 b_1 [\overset{*}{B}_{к} (1 - q) - 0,5 \overset{*}{\Psi}_{н}], \quad (5)$$

где $a_1 = \sqrt{2 K_{т} k_{зм} \tau \cdot \alpha' / (ПВ \rho_{\tau})}$;

$b_1 = \sqrt{(x-1)[1 + (x-1)/y]}$.

Допустимая плотность тока j_{τ} в обмотке

$$j_{\tau} = \frac{a_1 b_1}{k_{зм} (x-1) \sqrt{r_1}}. \quad (6)$$

Используя последнее равенство, выразим интегральную работу ЛЭМД через его геометрические размеры и электромагнитные нагрузки:

$$A_{\text{и}} = \pi \cdot r_1^4 B_{\text{б}} j_{\tau} y(x-1) k_{\text{зм}} [\overset{*}{B}_{\text{к}}(1-q) - 0,5\overset{*}{\Psi}_{\text{н}}]. \quad (7)$$

Сравнительный анализ выражений (5) и (7) показывает, что интегральная работа в значительной степени определяется радиусом якоря, так как с ростом последнего увеличиваются поверхности взаимодействия и объем рабочих зазоров ЛЭМД.

Объем активных материалов двигателя [2, 3]

$$V_{\text{Д}} = \pi \cdot r_1^3 (x^2+1)(y + 2\overset{*}{e}). \quad (8)$$

Тогда для размера фланца $\overset{*}{e}$ = 0,5 (рис. 1) получим интегральную работу ЛЭМД на единицу объема двигателя в виде критерия оценки

$$\Gamma_V = \frac{A_{\text{и}}}{V_{\text{Д}}} = \frac{\sqrt{r_1} B_{\text{б}} a_1 (\overset{*}{B}_{\text{к}}(1-q) - 0,5\overset{*}{\Psi}_{\text{н}}) \sqrt{(x-1)(1+(x-1)/y)}}{(x^2+1)(1+1/y)}. \quad (9)$$

Для анализа оптимальной геометрии удобно использовать следующее безразмерное выражение

$$\frac{\Gamma_V}{k'} = \frac{\sqrt{(x-1)(1+(x-1)/y)}}{(x^2+1)(1+1/y)}, \quad (10)$$

полученное делением (9) на

$$k' = \sqrt{r_1} \cdot B_{\text{б}} a_1 (\overset{*}{B}_{\text{к}}(1-q) - 0,5\overset{*}{\Psi}_{\text{н}}).$$

Анализ формулы (10) показывает, что максимум критерия Γ_V / k' при r_1 = const соответствует диапазону x = 1,5...1,7 при изменении длины y = 1,5...5,0, что согласуются с результатами, приведенными в работах [1, 3]. При изменении параметра x от 1,4 до 3,5 максимум критерия Γ_V относительно длины y существует при ее сравнительно больших значениях. Такое изменение $\Gamma_V(y)$ при x = const обусловлено тем, что объем активных материалов в своем росте опережает интегральную работу, а именно: объем $V_{\text{Д}}$ согласно (8) растет линейно относительно длины y, а работа $A_{\text{и}}$ согласно формулам (5) и (7) – в степени, несколько меньшей единицы. Результаты теоретического анализа зависимости Γ_V от длины обмотки подтверждаются экспериментальными исследованиями [7].

Для анализа критерия Γ_V в зависимости от радиуса якоря r_1 представим формулу (9) в безразмерной форме. Приняв за аргумент отношение $\overset{*}{r}_1 = r_1 / r_{1Б}$, где $r_{1Б}$ – базисное значение радиуса якоря, используем следующее выражение:

$$\frac{\Gamma_V}{k''} = \frac{\sqrt{\overset{*}{r}_1} \sqrt{(x-1)(1+(x-1)/y)}}{(x^2+1)(1+1/y)}, \quad (11)$$

полученное делением (9) на $k'' = k' / \sqrt{\overset{*}{r}_1}$.

На рис. 3 представлены зависимости удельной интегральной работы по формуле (11) при длине обмотки y = const и x = 1,5.

Из анализа рис. 3 следует, что для x =1,5 удельная интегральная работа увеличивается как с ростом радиуса якоря, так и с ростом длины обмотки. Более крупные ЛЭМД обладают лучшими удельными энергетическими показателями, что согласуется с теорией электрических машин [5].

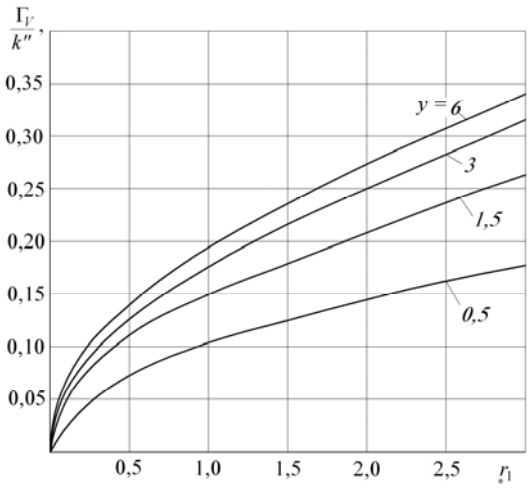


Рис. 3. Зависимости удельной интегральной работы Γ_V/k'' от относительного радиуса якоря $\overset{*}{r}_1$ при x = 1,5, y = const

Таким образом, критерий Γ_V при указанных оптимальных значениях x не имеет оптимума по относительной длине **y** обмотки ЛЭМД. Следовательно, пользоваться выражениями (5) и (7) для нахождения базисного размера радиуса якоря в отрыве от длины обмотки y нельзя. Чтобы найти оптимум по параметру y, введем дополнительное ограничение на критерий Γ_V. Оно заключается в том, что на этапе оптимизации величина интегральной работы предполагается неизменной и заданной при проектировании. Определим длину обмотки из указанных условий. Для этого выразим из (7) относительную длину y, полагая допустимую плотность тока j_{τ} заданной:

$$y = \frac{A_и}{\pi r_1^4 \cdot B_б \cdot j_\tau (x-1) \cdot k_{зм} \cdot b_2}, \qquad (12)$$

где $b_2 = \overset{*}{B}_к (1-q) - 0{,}5 \overset{*}{\Psi}_н$.

После подстановки выражения (12) в формулу (8), выразим объем активных материалов двигателя для размера фланца $\overset{*}{e} = 0{,}5$ [2]:

$$V_Д = \pi(x^2+1)\left(r_1^3 + \frac{A_и}{\pi r_1 \cdot B_б \cdot j_\tau (x-1) \cdot k_{зм} \cdot b_2} \right). \qquad (13)$$

Исследовав функцию $V_Д$ по выражению (13) на минимум по r_1, получим оптимальное значение радиуса якоря ЛЭМД:

$$r_{1опт} = \sqrt[4]{\frac{A_и}{3\pi \cdot B_б \cdot j_\tau (x-1) \cdot k_{зм} \cdot b_2}}. \qquad (14)$$

Если полученное значение радиуса якоря подставить в выражение (12), то получим оптимальное значение относительной длины обмотки

$$y_{опт} = 3. \qquad (15)$$

Следует отметить, что реализованная на практике гамма ЛЭМД для прессового оборудования рассматриваемого типа согласно [3] имеет относительную длину y, которая варьируется от 2,7 до 3,15. В случае, когда плотность тока не задана, расчетный радиус якоря определим из выражения для интегральной работы (6), приняв для b_1 значение y по (15). В итоге получим базисный геометрический параметр ЛЭМД:

$$r_1 = \sqrt[7]{\left(\frac{A_и}{3\pi \cdot B_б a_1 b_1 b_2} \right)^2}. \qquad (16)$$

В результате выражения (14) и (15) при принятых выше допущениях позволяют получить оптимальные значения радиуса якоря и длины обмотки, при которых ЛЭМД будет иметь минимальный объем активных материалов. Приведенный анализ позволил установить по заданной при проектировании интегральной работе соотношения между основными размерами ЛЭМД. Они позволяют найти оптимальные значения радиуса якоря и длины обмотки, которые, являясь базисными геометрическими параметрами электромагнитного двигателя [6], обеспечивают минимальный объем активных материалов двигателя при заданном тепловом режиме.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Львицын, А. В.* Оптимальная геометрия и методика расчета приводных цилиндрических электромагнитов постоянного тока с притягивающимся якорем / А. В. Львицын, Н. П. Ряшенцев, Г. Г. Угаров, В. В. Шамаро // Ненормальные режимы и борьба с ними в электрических системах. – Саратов: Изд-во СПИ, 1977. – Вып. 1. – С. 120-126.

2. *Мошкин, В. И.* Импульсные линейные электромагнитные двигатели с регулируемыми выходными параметрами: дис. ... канд. техн. наук / В. И. Мошкин. – Новосибирск: ИГД СО РАН. 1992. – 177 с.

3. *Ряшенцев, Н. П.* Электромагнитные прессы / Н. П. Ряшенцев, Г. Г. Угаров, А. В. Львицын. – Новосибирск: Наука. Сиб. отд-ние, 1989. – 160 с.

4. *Федонин, В. Н.* Определение оптимальных геометрических соотношений цилиндрических электромагнитов с двумя рабочими зазорами / В. Н. Федонин, Г. Г. Угаров, А. В. Львицын, В. Ю. Кожевников // Электрификация сельскохозяйственного производства. – Саратов: Изд-во СПИ, 1979. – Вып. 124. – С. 77–85.

5. *Бут, Д. А.* Бесконтактные электрические машины: учеб. пособие для вузов. – 2-е изд. / Д. А. Бут. – М.: Высш. шк., 1990. – 415 с.

6. *Нестеров, Е. В.* Определение базовых геометрических параметров вентильно-индукторного двигателя обращенной конструкции / Е. В. Нестеров // Электричество, 2006. – № 5. – С. 63–65.

7. *Кудряш, И. А.* К выбору длины обмотки линейных электромагнитных двигателей с комбинированным якорем и двумя рабочими воздушными зазорами / И. А. Кудряш, М. А. Теребенин, Г. Г. Угаров // Электромагнитные импульсные системы. – Новосибирск: ИГД СО АН СССР, 1989. – С. 89–93.

ТЕПЛОВЫЕ ПРОЦЕССЫ И ЭНЕРГОСНАБЖЕНИЕ В ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ

УДК 621.314.58:622.691

И. И. Артюхов, И. И. Аршакян, Р. Ш. Тарисов, А. А. Тримбач

ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНАЯ СИСТЕМА СТАБИЛИЗАЦИИ ТЕМПЕРАТУРЫ ГАЗА НА ВЫХОДЕ КОМПРЕССОРНОЙ СТАНЦИИ МАГИСТРАЛЬНОГО ГАЗОПРОВОДА

Саратовский государственный технический университет

(e-mail: epp@sstu.ru)

Применяемая в настоящее время технология поддержания заданного значения температуры компримированного газа основана на дискретном изменении расхода воздуха путем включения (отключения) вентиляторов в сочетании с сезонной регулировкой угла установки лопастей. Эта технология имеет ряд существенных недостатков. Оптимизация режима работы аппаратов воздушного охлаждения, эксплуатируемых в условиях резко континентального климата, может быть достигнута за счет частотного регулирования производительности вентиляторов.

Ключевые слова: температура газа, аппарат воздушного охлаждения, частотное регулирование.

Compressed gas cooling technology widely applied nowadays, based on discrete change of air consumption due to switching-on / switching-off fans in a combination with the seasonal adjustment of fans' blades corner «attack», has a number of essential lacks. Gas devices operating mode optimization maintained in conditions of sharply continental climate can be achieved due to the frequency regulation of fans productivity.

Keywords: Gas temperature, air cooling device, frequency regulation.

При транспортировке природного газа происходит снижение его давления из-за гидравлического сопротивления магистрального газопровода (МГ). Для поддержания заданного давления в магистрали производится компримирование газа на компрессорных станциях (КС), которые сооружают на трассе газопровода через каждые 100–120 км.

В процессе компримирования газа происходит увеличение его энтальпии на выходе из нагнетателей, и при больших объемах перекачки газа эта величина значительно больше, чем количество тепла, которое может рассеяться в грунт через стенки трубопроводов. Несоблюдение температурных режимов имеет следующие негативные последствия:

• разрушение теплоизоляционного покрытия трубопроводов;

• уменьшение плотности транспортируемого газа и, как следствие, значительное уменьшение пропускной способности газопровода, вызывает увеличение гидравлических потерь и требует существенного увеличения мощности, расходуемой на привод нагнетателей, для обеспечения необходимых объемов транспорта газа;

• увеличение, сверхрасчетных, продольных температурных напряжений и деформаций трубопроводов, способных привести к их разрушению;

• глубокое оттаивание грунта в районах Крайнего Севера, где расположены значительные по протяженности участки газопроводов, грозящее экологическими проблемами.

Для устранения этих негативных факторов КС МГ оснащают установками охлаждения газа (УОГ), состоящими из определенного количества аппаратов воздушного охлаждения (АВО) [1]. В состав УОГ обычно входит от 10 до 16 АВО с двумя или более электроприводными вентиляторами. Широкое распространение получили УОГ нагнетательного типа, построенные на основе АВО типа 2АВГ-75. Вентиляторы этой установки расположены под теплообменными секциями и приводятся в движение электродвигателями серии ВАСО мощностью 37 кВт.

Мощность, потребляемая электродвигателями УОГ одного компрессорного цеха, составляет сотни киловатт, что оказывает существенное влияние на структуру электропотребления КС МГ, особенно с приводом нагнетателей от газотурбинных двигателей. На таких предприятиях ежегодный расход электроэнергии на охлаждение компримированного газа составляет 60–70 % и более энергопотребления, расходуемого на то-

варно-транспортную работу. На предприятиях транспорта газа эксплуатируются свыше шести тысяч УОГ различных типов и производителей. Таким образом, повышение эффективности работы УОГ является важным фактором экономии топливно-энерге-тических ресурсов и снижения себестоимости транспорта газа [2].

На сегодняшний день в большинстве случаев степень охлаждения газа регулируется путем изменения числа работающих вентиляторов в составе УОГ [3]. Этот способ регулирования (далее – дискретное регулирование), несмотря на свою кажущуюся простоту, имеет ряд недостатков:

• периодические пуски / остановы асинхронных двигателей отрицательно сказываются на их ресурсе, вследствие большой величины пусковых токов и высоких динамических нагрузках в период разгона вентилятора;

• управление вентиляторами УОГ требует постоянного внимания оператора, которому необходимо, с одной стороны, выдерживать с максимально высокой точностью заданную температурную уставку, а с другой, избегать чрезмерно частого включения / отключения вентиляторов;

• при автоматизации процесса дискретного регулирования и комплектовании его системой плавного пуска электродвигателей вентиляторов, позволяющей снизить значения пусковых токов, перечисленные недостатки можно считать неактуальными, однако громоздкая электросхема с большим количеством силового коммутационного оборудования снижает надежность такой системы;

• требуется дважды в год переставлять углы атаки лопастей вентиляторов АВО с «зимнего» на «летний» и обратно. Данная операция необходима для «разгрузки» двигателей вентиляторов АВО в зимний период, когда с понижением среднесуточной температуры увеличивается плотность воздуха и не требуются максимально возможные скорости обдува теплообменных секций. Эти операции являются трудоемкими и травмоопасными;

• даже при тщательной сезонной настройке углов установки лопастей в годовом цикле эксплуатации существует возможность недогрузки вентиляторов по мощности, связанная с периодическими (суточными) и апериодическими (метеорологическими) изменениями температуры наружного воздуха;

• наблюдается негативный эффект от рециркуляции теплого воздуха через секции АВО с отключенными вентиляторами, что приводит к снижению суммарного теплового КПД УОГ;

• при отключении части вентиляторов теплообменная поверхность, расположенная над ними, практически исключается из работы.

Альтернативой дискретному регулированию является одновременное плавное регулирование производительности всех вентиляторов УОГ [4]. При этом возможны два способа реализации плавного регулирования. Можно, например, при постоянной частоте вращения вала двигателя изменять угол атаки лопастей. Однако такие системы достаточно сложны в изготовлении и обслуживании. Более перспективным является применение преобразователей частоты (ПЧ) на основе IGBT, которые позволяют изменять частоту тока и величину напряжения на статорных обмотках асинхронных электродвигателей и, следовательно, частоту вращения вала вентиляторов на валу этих двигателей. При этом КПД современных ПЧ достаточно высок и достигает 97 %.

Структурная схема системы стабилизации температуры газа с частотно-регулируемым электроприводом вентиляторов показана на рис. 1.

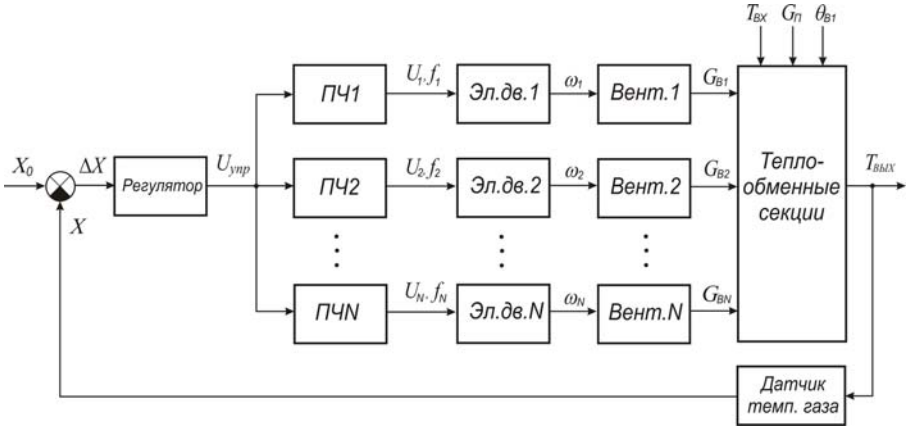


Рис. 1. Структурная схема системы стабилизации температуры газа с частотно-регулируемым электроприводом вентиляторов аппаратов воздушного охлаждения

Температура компримированного газа $T_{\text{ВЫХ}}$ после УОГ должна иметь значение, определенное технологическим регламентом. Однако изменения входной температуры газа $T_{\text{ВХ}}$, его массового расход $G_{\text{П}}$, термического сопротивления $R_{\text{З}}$, и температуры окружающей среды $\theta_{\text{В1}}$ приводят к отклонению $T_{\text{ВЫХ}}$ от заданного значения. При этом указанные возмущающие воздействия имеют различные скорости изменения. Самые медленные возмущения обусловлены изменением загрязненности поверхности теплообменных секций. Наиболее высокую частоту изменений имеют колебания температуры воздуха $\theta_{\text{В1}}$.

Требуемое значение температуры газа $T_{\text{ВЫХ}}$ на выходе УОГ обеспечивается за счет изменения массового расхода охлаждающего воздуха $G_{\text{В}}$, которое определяется суммой массовых расходов охлаждающего воздуха, создаваемых вентиляторами. Производительность последних зависит от частот вращения ω_k рабочих колес вентиляторов, углов атаки лопастей α_k, а также температуры воздуха $\theta_{\text{В1}}$.

Сигнал с датчика температуры газа сравнивается с сигналом задатчика. Полученная разность сигналов $\Delta X = X_0 - X$ подается на вход регулятора, который с помощью сигнала $U_{\text{УПР}}$ задает частоту f_k и напряжение U_k на выходе преобразователей частоты *ПЧ1…ПЧN*. Если в силу каких-либо причин температура газа на выходе УОГ отличается от заданного значения, то регулятор так изменяет частоту f_k и напряжение U_k, чтобы за счет изменения частоты вращения ω_k и соответствующего изменения расхода воздуха, создаваемого вентиляторами, температура $T_{\text{ВЫХ}}$ стремилась к заданному значению.

В общем случае каждый вентилятор может вращаться со своей частотой ω_k. Однако, как показали результаты экспериментальных исследований, проведенных совместно со специалистами ЗАО «Гидроаэроцентр» (г. Жуковский Московской области), для повышения эффективности процессов теплообмена в секциях УОГ должна быть исключена турбулентность охлаждающего «ветрового поля» [5]. Для этого все вентиляторы УОГ необходимо вращать с одинаковой частотой, величина которой определяется создаваемым регулирующим воздействием.

Стабилизация температуры газа за счет частотного регулирования производительности вентиляторов УОГ позволяет получить следующие преимущества:

• существенная (свыше 40 %) экономия электрической энергии по сравнению с дискретным, или дискретно-порядным способами регулирования;

• обеспечение автоматического (без вмешательства оператора) поддержания заданной температуры газа на выходе УОГ с высокой точностью (не хуже ±0,5 °С);

• обеспечение устойчивости системы регулирования во всем диапазоне возможных внешних условий (адаптивность);

• возможность создания единой магистральной системы поддержания максимально-эффективной температуры транспортирования газа;

• возможность в реальном режиме времени определить состояние теплообменных поверхностей отдельных аппаратов УОГ и принять необходимые меры, при необходимости, к восстановлению их заданных характеристик;

• широкий диапазон регулирования степени охлаждения газа в УОГ (от наиболее экономичного режима с минимально возможным расходом электроэнергии до режима максимально возможного охлаждения газа);

• обеспечение плавного разгона и подхвата вентиляторов без пусковых забросов по току с программируемой длительностью времени разгона (длительность разгона зависит от параметров мехатронной системы «электродвигатель–вентилятор»);

• продление срока службы всех электродвигателей УОГ за счет одинаковой их наработки и снижения средней частоты вращения роторов;

• исключение операций по сезонной переустановке угла атаки рабочих колес вентиляторов;

• исключение негативного эффекта рециркуляции теплого воздуха;

• использование встроенной в ПЧ системы диагностики для анализа состояния обмоток электродвигателя и кабельных соединений, а также вывода из работы по одному вентилятору для их ремонтно-технического обслуживания.

Таким образом, рассматриваемая система является адаптивным инструментом, позволяющим экономично и в широких пределах плавно и с необходимой точностью регулировать степень охлаждения газа в УОГ и, следовательно, полноценно решать задачу оптимизации расходов на транспортировку газа.

На рис. 2 представлены экспериментальные (по результатам измерений в цехе № 10 КС-20 Комсомольского ЛПУ МГ ООО «Газпром трансгаз Югорск») и расчетные кривые изменения температуры газа в зависимости от потребляемой мощности. Некоторое расхождение расчетных и экспериментальных кривых при малых мощностях (низких частотах вращения вентиляторов) связано с понижением КПД электродвигателей при работе на низких оборотах и дополнительным (до 1–1,5 кВт на двигатель) потреблением электрической мощности непосредственно преобразователями частоты. Из представленных графиков видна значительная экономия электроэнергии при частотном регулировании по сравнению с дискретным регулированием отключением части электродвигателей.

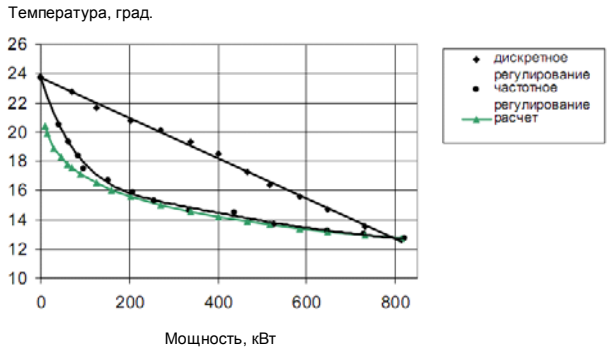


Рис. 2. Изменение температуры газа на выходе УОГ в зависимости от потребляемой мощности при частотном и дискретном алгоритмах управления

Эффективность применения системы с частотным регулированием производительности вентиляторов получила подтверждение во время проведения приемочных комиссионных испытаний путем сравнения затрат электроэнергии на охлаждение газа за длительный период времени компрессорных цехов с дискретным и частотным регулированием УОГ, эксплуатируемых в примерно одинаковых технологических режимах.

Дополнительным источником повышения эффективности частотно-регулируемого привода УОГ является повышение теплового КПД АВО, входящих в состав УОГ. Повышение теплового КПД может быть достигнуто за счет модернизации отдельных аэродинамических элементов АВО (применение высокоэффективных композитных рабочих колес, диффузоров и т. д.), регулярной чистки наружных и внутренних поверхностей АВО. В то же время без применения частотно-регулируемого привода данные меры не всегда эффективны. УОГ с высокими тепловыми характеристиками при реализации задачи поддержания температуры газа на выходе путем дискретного регулирования будет вынуждена значительную часть времени работать в режиме неполной мощности и непроизводительно расходовать электроэнергию на обдув части теплообменной поверхности.

БИБЛИОГРАФИЧЕКСИЙ СПИСОК

1. *Степанов, О. А*. Охлаждение газа и масла на компрессорных станциях / О. А. Степанов, В. А. Иванов. – Л.: Недра, 1982. – 143 с.

2. *Аршакян, И. И.* Повышение эффективности работы установок охлаждения газа / И. И. Аршакян, А. А. Тримбач // Газовая промышленность. – 2006. – № 12. – С. 52–55.

3. *Аршакян, И. И.* Динамические режимы в системах электроснабжения установок охлаждения газа / И. И. Аршакян, И. И. Артюхов. – Саратов: СГТУ, 2004. – 120 с.

4. *Маланичев, В. А*. Разработка и модернизация вентиляторных блоков аппаратов воздушного охлаждения / В. А. Маланичев, О. Л. Миатов, А. М. Типайлов // Химическая техника. – 2004. – № 2. – С. 21–24.

5. *Аршакян, И. И.* Опыт создания и эксплуатации системы стабилизации температуры газа с частотно-регулируемым электроприводом вентиляторов аппаратов воздушного охлаждения газа / И. И. Аршакян, А. А. Тримбач, И. И. Артюхов // Проблемы электроэнергетики: сб. науч. тр. – Саратов: СГТУ, 2008. – С. 55–64.

6. *Аршакян, И. И.* К вопросу об эффективности частотного управления вентиляторами установок охлаждения газа / И. И. Аршакян, Е. В. Устинов, И. И. Артюхов // Проблемы электроэнергетики: сб. науч. тр. – Саратов: СГТУ, 2010. – С. 27–33.

УДК 674.047.3

А. Н. Шилин[1], А. В. Стрижиченко[2]

ЧИСЛЕННЫЙ АНАЛИЗ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА СУШКИ ДРЕВЕСИНЫ ПРИ КОНВЕКТИВНОМ НАГРЕВЕ

Волгоградский государственный технический университет[1]
Московский энергетический институт (ТУ) филиал в г. Волжском[2]
(e-mail: eltech@vstu.ru)

Разработан алгоритм численного анализа совместно протекающих процессов теплопроводности и влагопереноса при конвективной сушке плоского влагосодержащего образца на примере древесины сосны. Разработанное программное обеспечение позволяет рассчитывать величину механических напряжений в материале, затраты тепловой энергии на проведение процесса сушки и соответственно выбирать режим.

Ключевые слова: нестационарный тепло- и влагоперенос, сушка.

The software and algorithm of the numerical analysis of in common proceeding processes of heat conductivity and mass transfer is developed at convective drying flat damp the sample on an example of wood of a pine. The developed software allows to count size of mechanical pressure in a material and expenses of thermal energy for drying process.

Keywords: heat and mass transfer, drying.

Россия – самая богатая страна мира по объему природного запаса древесины. Но при колоссальной возможной расчетной величине лесных запасов величина годового объема заготовки деловой древесины составляет 93 млн. м³, а производства пиломатериалов – около 21 млн. м³. Относительная доля этой группы товаров в общем годовом объеме экспорта России не превышает 3,5 %. Россия значительно уступает ведущим странам-экспортерам лесопромышленной продукции, причем не только США (в 5 раз) и Канаде (в 7,5 раз), но и безлесным (в сравнении с Россией) скандинавским странам: Швеции (в 4 ра-за) и Финляндии (в 3,6 раза). Это связано с преобладанием в структуре экспорта лесопродукции из России круглых лесоматериалов (50 %) и полуфабрикатов сравнительно невысокого качества (34 %). Проблема катастрофического отставания в развитии лесопромышленного комплекса связана с отсутствием технологий для первичной переработки древесины в местах ее заготовки, в частности, сушки пиломатериалов до транспортной влажности [1].

Наиболее распространены по территории России хвойные породы (сосна, ель). Применение древесины сосны в качестве материала для изделий обусловливается относительно простой и быстрой ее сушкой.

В целом по стране в настоящее время объемы переработки круглых лесоматериалов таких пород, как дуб, бук, ясень, орех, сравнительно невелики. Во многом это объясняется такими трудностями, как большая продолжительность процесса сушки, а также обеспечение качественной сушки соответствующих пиломатериалов.

Сушка представляет собой обязательное и очень важное звено в технологическом процессе обработки древесины. Являясь одним из самых энергоемких процессов в промышленности, в деревообработке она является еще и самым ответственным этапом, так как от ее качества зависит долговечность изделия в целом.

Исследовать процессы сушки в настоящее время можно численно с применением математического моделирования. Особое внимание следует уделить нестационарному периоду сушки, во время которого температура и влагосодержание изменяются сложным образом. Несмотря на то, что существенного изменения влажности по объему влагосодержащего образца в этот период не происходит из-за его небольшой длительности (не более 10 % от общей продолжительности сушки), однако именно этот период характеризуется повышенными значениями градиентов температуры и влажности, которые могут привести к таким необратимым механическим изменениям в материале, как коробление и растрескивание [2].

Математическая модель для расчета полей температуры и влажности

Расчет полей температуры t [ºС] и влагосодержания ω [кг/кг] в пластине проводим при следующих допущениях:

– толщину пластины $2d$ считаем малой по сравнению с размерами пластины в других направлениях;

– интенсивность теплообмена поверхности пластины с набегающим потоком воздуха в каждый момент времени считаем постоянной вдоль всей поверхности;

– считаем скорость и относительную влажность воздуха в каждый момент времени постоянными вдоль всей поверхности материала и равными их средним по поверхности значениям.

– все древесные волокна пространственно ориентированы в одну сторону;

Данные допущения позволяют существенно упростить алгоритм численного исследования, не затрагивая сути интересующих нас явлений.

При таких условиях искомые функции будут зависеть только от координаты x и времени τ, то есть $t = t(x, \tau)$ и $\omega = \omega(x, \tau)$.

На величину влагопроводности материала при отсутствии градиента общего давления влияют следующие факторы:

– градиент влажности;

– градиент температуры.

Свойство древесины перемещать влагу под действием градиента температур называется термовлагопроводностью. Если одна зона древесины нагрета сильнее, чем другая, то в материале возникает интенсивный поток влаги от более горячих зон к более холодным. Термовлагопроводность в древесине позволяет учесть коэффициент термодиффузии [3].

Термовлагопроводность древесины необходимо учитывать при проведении сушки. Так, в начальный период процесса при прогреве древесины влага, находящаяся в наружных зонах, нагревается сильнее, чем во внутренних, и это вызывает движение ее снаружи внутрь. Если при этом не замедлить влагоотдачу с поверхности, то наружные слои пересохнут и могут растрескаться. Поэтому прогревать древесину нужно обязательно при высокой относительной влажности воздуха в сушильном пространстве, чтобы свести влагоотдачу к минимуму.

Математическая постановка задачи

Дифференциальные уравнения для нестационарного тепло- и влагопереноса при сушке влажных тел [3]:

$$c \cdot \rho_0 \frac{\partial t}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial x}(\lambda \frac{\partial t}{\partial x}) + \varepsilon \cdot r \cdot \rho_0 \frac{\partial \omega}{\partial \tau}; \qquad (1)$$

$$\frac{\partial \omega}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial x}(a_m \frac{\partial \omega}{\partial x} + a_m \cdot \delta \frac{\partial t}{\partial x}), \qquad (2)$$

где c – удельная теплоемкость [Дж/(кг·°С)], ρ_0 – плотность в сухом состоянии [кг/м³], λ – коэффициент теплопроводности [Вт/(м·°С)], ε – критерий фазового превращения, a_m – коэффициент диффузии влаги [м²/с], δ – коэффициент термодиффузии [1/°С].

Граничные условия:

$x = 0$:

$$\alpha(t_В - t_{ПОВ}) - r(1-\varepsilon) \cdot Д_П \cdot j_{мас} = -\lambda \frac{\partial t}{\partial x}; \qquad (3)$$

$$Д_П \cdot j_{мас} = -a_m \cdot (\frac{\partial \omega}{\partial x} + \delta \frac{\partial t}{\partial x}). \qquad (4)$$

В связи с трудностью определения коэффициента массоотдачи с поверхности тела на основе уравнений, предложенных в [2], [3], [4], [5], были скомбинированы граничные условия с применением коэффициента влагообмена.

$j_{мас} = \alpha_m \cdot \rho_n \cdot (\omega_n - \omega_p)$ – плотность потока пара с поверхности, кг/(м²·с), где α_m – коэффициент влагообмена, м/с, полученный в [4]; $Д_П$ – критерий поверхностного испарения, который учитывает такие реальные свойства конкретного материала, как пористость материала и отношение диффузионных сопротивлений пограничного слоя и устьев капилляров с учетом действительного проходного сечения для пара [5].

Условия симметрии:

$$x = d : \frac{\partial t}{\partial x}(d, \tau) = 0; \ \frac{\partial \omega}{\partial x}(d, \tau) = 0.$$

Коэффициент теплопроводности материала рассчитывался как функция двух переменных $\lambda = \lambda(t, \omega)$.

В качестве метода получения дискретных аналогов был применен метод контрольного объема. Решение дискретных аналогов получено с помощью алгоритма трехдиагональной матрицы TDMA (Tri-diagonal-Matrix Algorithm).

Программное обеспечение (ПО) для анализа кинетики и динамики процессов сушки древесины было выполнено с применением вычислительной среды Mathcad-13.

В данной работе было проведено моделирование нестационарного процесса разогрева древесины и влагопереноса в ней с учетом изменения относительной влажности воздуха при его соприкосновении с менее нагретой древесиной. Равновесная влажность древесины рассчитывалась в зависимости от относительной влажности и температуры обтекающего материал воздуха (рис. 1).

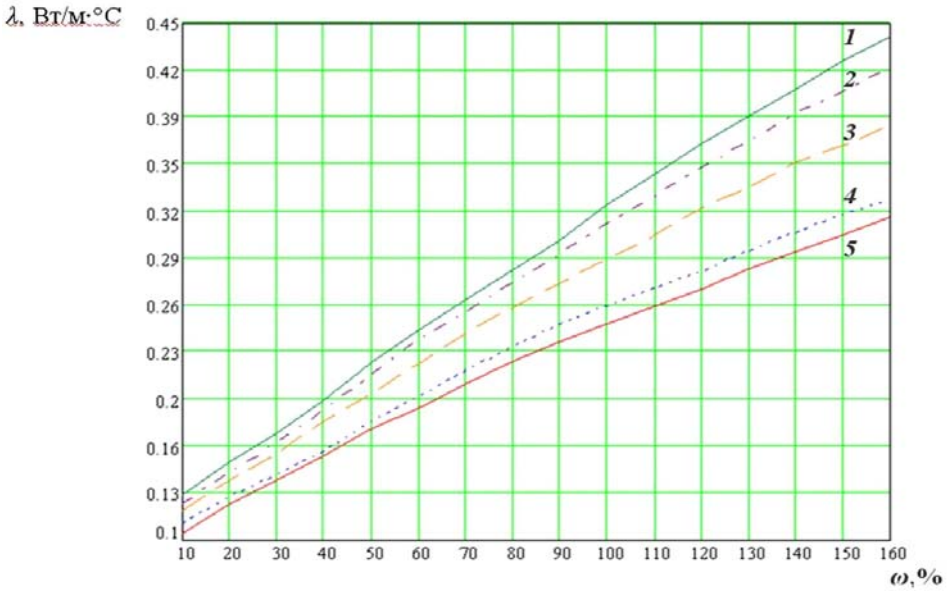


Рис. 1. Зависимость коэффициента теплопроводности древесины сосны λ от температуры *t* и влажности ω:
1 – *t* = 80 °С; *2* – *t* = 70 °С; *3* – *t* = 50 °С; *4* – *t* = 20 °С; *5* – *t* = 10 °С

Результаты численного исследования

На рис. 2 представлены результаты численного исследования: график распределения влажности по толщине материала; порода древесины – сосна; температура воздуха 70 ºС; начальная влажность 60 %, конечная влажность 8 %; начальная относительная влажность воздуха 86 %, конечная – 25 %.

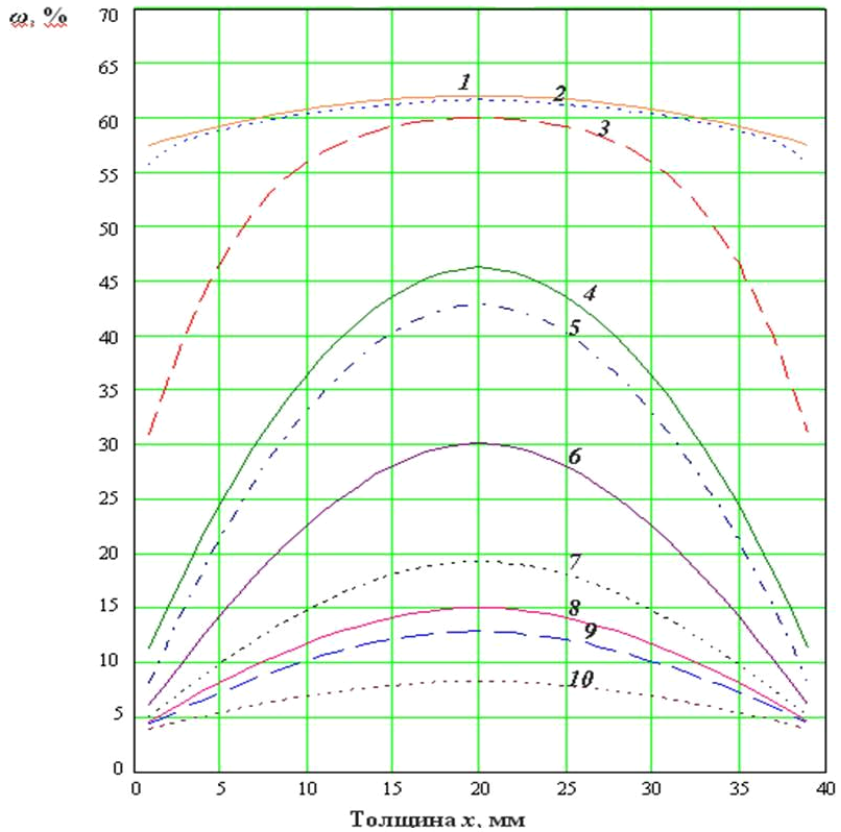


Рис. 2. графики распределения влажности по толщине материала в различные моменты времени сушки:
1 – τ = 0 ч (начало процесса сушки); *2* – τ = 1 ч; *3* – τ = 12 ч; *4* – τ = 42 ч; *5* – τ = 48 ч; *6* – τ = 72 ч; *7* – τ = 102 ч;
8 – τ = 120 ч; *9* – τ = 132 ч; *10* – τ = 170 ч

В процессе сушки поверхностные слои материала высыхают достаточно быстро, и пока влага за счет градиента влажности подводится от внутренних слоев материала к поверхностным, влагоотдача отсутствует, и можно отключить принудительную циркуляцию агента сушки.

Численное исследование процессов сушки позволит моделировать энергосберегающие осциллирующие режимы сушки.

На рис. 3 представлены графики изменения влажности различных слоев древесины во времени (время сушки 201 ч. Затраты тепловой энергии 736 кВт·ч).

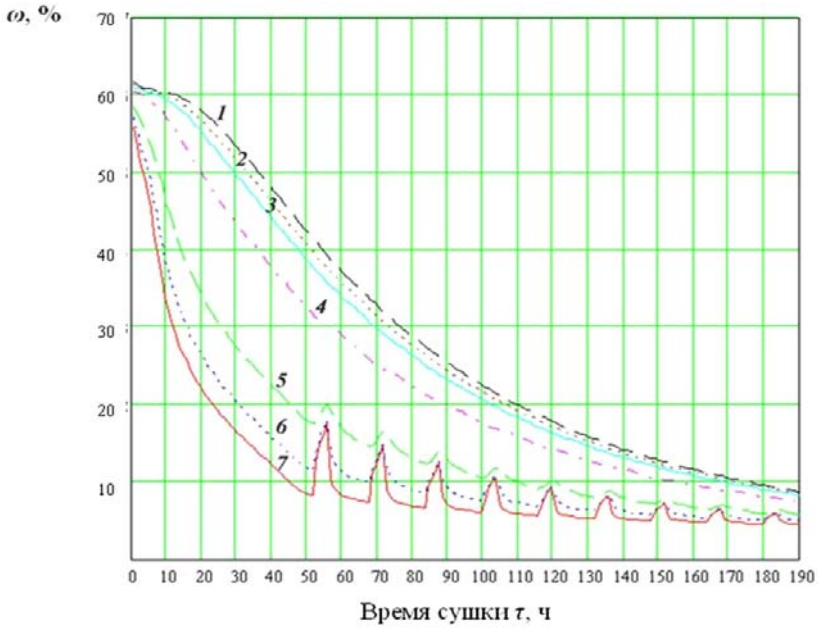


Рис. 3. Осциллирующий режим сушки. Графики изменения влажности различных слоев древесины во времени: *1* – на глубине 20 мм; *2* – на глубине 16 мм; *3* – на глубине 14 мм; *4* – на глубине 10 мм; *5* – на глубине 4 мм; *6* – на глубине 2 мм; *7* – поверхностный слой

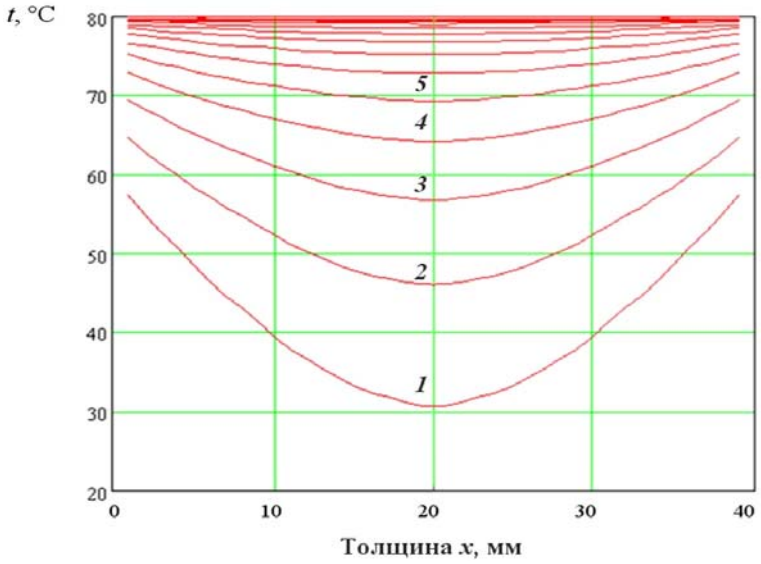


Рис. 4. Распределение температуры *t* по толщине материала *x* в различные моменты времени: *1* – через 1 ч с начала процесса сушки; *2* – через 2 ч; *3* – через 3 ч; *4* – через 4 ч; *5* – через 5 ч

На рис. 4 представлены графики распределения температуры по толщине материала в различные моменты времени сушки (с интервалом в 1 ч).

Выводы

Представленные в работе результаты исследований могут быть применены для обоснованного выбора технологических режимов сушки

древесины, что в свою очередь позволит сократить затраты энергии и уменьшить технологический брак.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Чернышев, А. Н.* Сравнительный анализ технико-экономических характеристик различных технологий сушки древесины / А. Н. Чернышев // Деревообрабатывающая промышленность. – 2008.– № 2. – С. 14–16.

2. *Афанасьев, А. М.* Переходные явления тепло- и массопереноса при конвективной сушке капиллярно-пористых материалов / А. М. Афанасьев, И. А. Конягин, Б. Н. Сипливый // Математическое моделирование. – Волгоград, 2004. – Т. 16. – № 5. – С. 117–127.

3. *Лыков, А. В.* Теория сушки / А. В. Лыков. – М. : Энергия, 1968.

4. *Гороховский, А. Г.* Технология сушки пиломатериалов на основе моделирования и оптимизации процессов тепломассопереноса в древесине: автореф. дис. ... д-ра техн. наук /А. Г. Гороховский. – Санкт-Петербург, 2008.

5. *Федяев, А. А.* Математическое моделирование динамики процессов тепловлажностной обработки капиллярно-пористых коллоидных дискретных материалов / А. А. Федяев, В. Н. Федяева, Ю. В. Видин // Журнал Сибирского Федерального университета. Энергетика и технологии. – 2008. – № 1. – С. 68–75.

УДК [536.2+535.5]:518.12

И. Л. Васильева*, *А. А. Реснянская

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕМПЕРАТУРНЫХ ПОЛЕЙ В ЭЛЕМЕНТАХ ПРОМЕЖУТОЧНОГО КОВША

Волгоградский государственный технический университет
(e-mail: eltech@vstu.ru)
Московский энергетический институт (ТУ) филиал в г. Волжском

В работе проведено численное моделирование температурных полей промежуточного ковша при непрерывной разливке стали в производстве труб. Приведена разработанная математическая модель расчета, которая позволяет определить температуру внутренней поверхности ковша по температуре наружной в рабочем состоянии. Результаты работы могут быть использованы при проектировании системы контроля температурного поля внутри ковша.

Ключевые слова: численное моделирование, промежуточный сталеразливочный ковш, разогрев футеровки.

In work numerical modeling of temperature fields of an intermediate ladle spent at continuous pouring out steels in manufacture of pipes. The developed mathematical model of calculation which allows defining temperature of an internal surface of a ladle on temperature external in working order is resulted. Results of work can be used at designing of the monitoring system of a temperature field in a ladle.

Keywords: numerical modeling, ladle for steel pouring, warming up of a working surface.

Разливка металла – процесс наполнения жидким металлом форм, в которых металл кристаллизуется, образуя слитки. Это важный этап технологического цикла производства металла, так как в ходе разливки и кристаллизации слитка формируются многие физико-механические свойства металла; от технологии разливки зависит качество слитка. Из плавильного агрегата жидкий металл разливают сначала в промежуточный ковш (рис. 1), а затем в изложницы или в систему непрерывной разливки стали.

Эффективность использования энергоресурсов является одним из важнейших показателей эффективности металлургического предприятия, с характерной для них большой энергоемкостью. К наиболее важным направлениям энергосберегающей деятельности относятся выбор тарифов и поставщиков энергоресурсов, использование собственных вторичных энергоресурсов, применение более современных (менее энергоемких) технологий и оборудования, совершенствование существующих технологических процессов и режимов работы оборудования, оптимизация энергобаланса предприятия, снижение потребления энергоресурсов подразделениями предприятия за счет повышения эффективности использования энергоносителей. Очевидно, что вопросы энергосбережения могут быть грамотно решены при наличии математической модели технологического процесса. Эта модель позволяет проводить нормирование, анализ эффективности использования и прогнозирование объемов потребления энергии. Одним из важнейших назначений математической модели энергопотребления предприятия является предоставление возможности сравнения и анализа результатов энергосберегающих мероприятий.

Для повышения энергоэффективности процесса разливки стали необходимо осуществлять контроль технологического процесса. Основной технологической операцией сталеплавильного производства является разливка стали на машинах непрерывного литья заготовок (МНЛЗ).

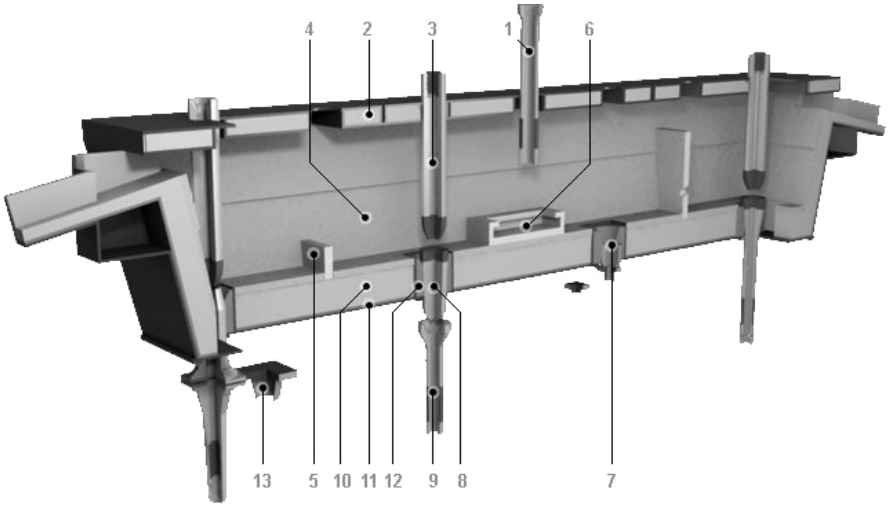


Рис. 1. Промежуточный ковш:
1 – труба защиты струи металла; *2* – крышка; *3* – стопор-моноблок; *4* – стены и дно ковша; *5* – перегородки, пороги; *6* – бойная плита; *7* – стакан дозатор для разливки одной струей; *8* – стакан дозатор; *9* – промежуточный стакан; *10* – арматурный слой; *11* – теплозащитный слой; *12* – гнездовой блок; *13* – заглушка

Любые простои оборудования и дополнительная выдержка металла в ковше, недостаточный разогрев футеровки ковша сопровождаются потерей энергии и снижением качества продукции.

Для контроля режимов технологического процесса необходима система контроля температуры в элементах промежуточного ковша. В качестве объекта численного моделирования был использован технологический процесс ЭСПЦ ОАО «Волжский Трубный Завод». В связи с постоянной модернизацией на данном предприятии на установке непрерывной разливки стали была утеряна первоначальная система контроля температуры футеровки промежуточного ковша при его разогреве. В настоящее время отсутствует целостная система непрерывного контроля, и определение уровня прогрева стенок и днища ковша осуществляется на основе только опыта обслуживающего персонала. Информацию о разогреве стали можно получить, если внедрить измерительную систему, основанную на обработке и анализе сигналов с термопар, предварительно установленных в элементах ковша.

Из-за невозможности контроля температуры непосредственно с рабочей поверхности ковша прибегаем к способу нахождения температуры через многослойную стенку. Измеряя температурные поля ковша, можно контролировать процесс разливки стали, а также прогнозировать степень изношенности внутренней поверхности.

В качестве метода дискретизации использовался метод контрольного объема. Интегрирование по времени производилось по неявной схеме. Дискретный аналог решался с использованием алгоритма прогонки.

Исходное уравнение – уравнение теплопроводности в цилиндрической системе координат:

$$\rho c_p \frac{\partial t}{\partial \tau} = -\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(q_r \cdot r\right) - \frac{\partial}{\partial z}\left(q_z\right) + q_v, \qquad (1)$$

где ρ – плотность материала, кг/м^3; c_p – теплоемкость материала, Дж/(кг·°С); t – температура,°С; τ – время,°С; r – радиальная координата, м; q_r – радиальная плотность теплового потока, Вт/м^3; z – осевая координата, м; q_z – осевая плотность теплового потока, Вт/м^3; q_v – плотность теплового потока внутренних источников тепла, Вт/м^3.

Граничные условия:

$$z = 0 : \lambda\frac{\partial t}{\partial z} = -\alpha_1\left(t\left(r,0\right) - t_0\right); \qquad (2)$$

$$z = z_0 : \lambda\frac{\partial t}{\partial z} = -\alpha_2\left(t\left(r,z_0\right) - t_f\right); \qquad (3)$$

$$r = 0 : \frac{\partial t}{\partial r} = 0; \qquad (4)$$

$$r = \infty : \frac{\partial t}{\partial r} = 0; \qquad (5)$$

где λ – теплопроводность материала, Вт/(м^2·°С); α_1 – коэффициент теплоотдачи (КТО) от нагретого теплоносителя к тепловоспринимающей поверхности, Вт/(м^3·°С); α_2 – КТО от поверхности в окружающую среду, Вт/(м^{23}°С); t_0 – начальная температура, °С; t_f – температура окружающей среды, °С.

Начальные условия $\tau = 0$: t(r,z) = const. (6)

Геометрия расчетной орбласти в цилиндрической системе координат представлениа на рис. 2.

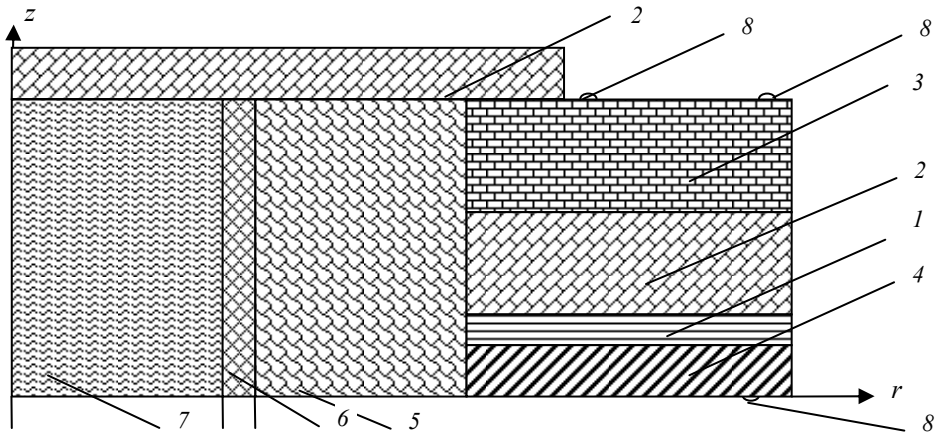


Рис. 2. Геометрия расчетной области:
1 – теплоизоляционный слой; *2* – арматурный слой; *3* – рабочий слой; *4* – днище; *5* – гнездовой блок; *6* – стакан-дозатор; *7* – стекловолокно; *8* – контрольные точки

Для верификации математической модели был проведен эксперимент по разогреву ковша со ступенчато изменяющейся плотностью теплового потока на тепловоспринимающей поверхности ковша (таблица).

Время от начала разогрева, ч	Плотность теплового потока в долях от максимальной
2,6	q =0,77 qs
5,4	$q = qs$
7,8	$q = 0$
9,8	$q = qs$
1,5	$q = 0$

На рис. 3 представлены температуры тепловоспринимающей поверхности по данным численного моделирования и экспериментальным исследованиям.

Результаты численного моделирования позволяют сформулировать необходимые технологические требования для разогрева внутренней поверхности ковша: на первом участке 0,77 от q_s, втором – тепловой поток равен q_s, третьем – 0,617 q_s, четвертом – 0,78 q_s, пятом – 0,53 q_s.

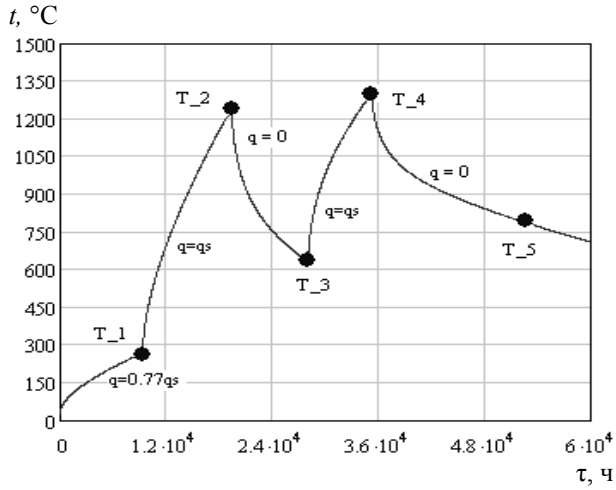


Рис. 3. Температуры тепловоспринимающей поверхности:
– – расчет по математической модели;
• – экспериментальные данные

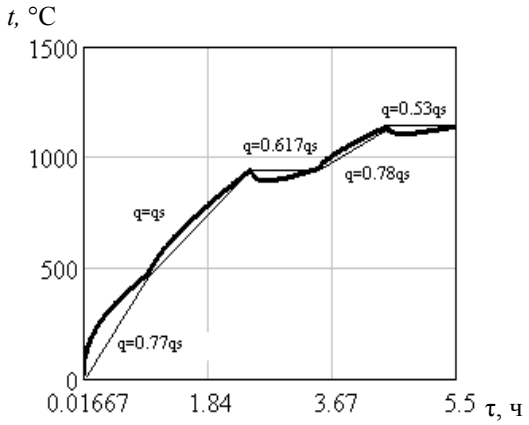


Рис. 4. Температурная зависимость для разных времен прогрева внутренней поверхности промежуточного ковша:
– – по технологическому регламенту; ▬ – расчетная зависимость

Результаты численного решения практически совпадают с экспериментальными данными, что показывает их достоверность и возможность дальнейшего использования для решения большого круга задач.

В процессе численных экспериментов удалось уточнить параметры модели (зависимость плотности теплового потока от времени, коэффициент теплоотдачи) и тем самым предложить режимы работы горелок. Температурные зависимости в процессе разогрева показывают невозможность контроля режима разогрева в реальном масштабе времени по температуре брони из-за длительности прогрева днища ковша, однако позволяют судить о «качестве» прогрева.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Лыков, А. В.* Теория теплопроводности / А. В. Лыков // Издательство «Высшая школа». – М.: Высшая школа, 1967. – 600 с.

2. *Патанкар, С.* Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости / С. Патанкар. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 152 с.

УДК 621(075.32)

И. А. Коптелова, Н. В. Арванитаки

ТЕОРИЯ ПРИНЯТИЯ РЕШЕНИЙ В ЗАДАЧАХ ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЯ ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ

Волгоградский государственный технический университет
Московский энергетический институт (ТУ) филиал в г. Волжском
(e-mail: eltech@vstu.ru)

В статье приведен анализ основных направлений энергосбережения на предприятиях. Из анализа следует что наибольшее влияние на эффективность работы предприятия оказывает выбор технологического оборудования. Для обоснованного выбора предложено исрользовать метод попарного сравнения теории принятия решений. Приведен пример выбора системы энергообеспечения предприятия.

Ключевые слова: энергосбережение, теория принятия решений, функционально-стоимостной анализ, метод попарного сравнения, морфологический анализ.

The article summarizes the main directions of energy efficiency in enterprises. From the analysis it follows that the greatest impact on the efficiency of the enterprise has the choice of process equipment. To make informed choices offered to use the method of pairwise comparison of decision theory. An example of the choice of power supply enterprise.

Keywords: the power savings, the theory of decision-making, is functional-cost the analysis, a method of paired comparison, the morphological analysis.

Проблемы энергосбережения на промышленных предприятиях

Основной задачей отечественной промышленности в настоящее время является повышение показателя энергоэффективности производства, а следовательно, снижение себестоимости выпускаемой продукции. Так, например, показатель энергоэффективности России почти в три раза ниже среднемирового. Поэтому одним из перспективных и актуальных направлений научных исследований в России является «Энергетика и энергосбережение». Работы по этому направлению в России проводились в основном по оснащению потребителей энергии приборами контроля и учета расхода энергоносителей и замене устаревших счетчиков электроэнергии. Этот начальный этап мероприятий по энергосбережению позволил промышленным предприятиям получить экономию, так как из-за несовершенства систем учета энергоносителей, потери от общего количества потребления по разным оценкам составляют до 5 % для природного газа, до 20 % для электроэнергии, до 40 % для тепловой энергии, воды и сжатого воздуха. Кроме того, на этом этапе осуществлялось внедрение сравнительно простых автоматизированных систем учета энергоресурсов. Однако наибольшие резервы экономии энергоресурсов заложены в обоснованном выборе технологического оборудования и режимах его работы. И поэтому следующий этап энергосберегающих технологий состоит в разработке и внедрении на промышленных предприятиях энергосберегающих технологий и современного оборудования. Таким образом, на этом этапе рассматривается эффективность потребления энергоресурсов. Для обоснованного выбора мероприятий по энергосбережению необходим анализ энергетического хозяйства промышленного предприятия.

Структура энергетического хозяйства промышленного предприятия

Технологически энергетическое хозяйство промышленного предприятия подразделяется на ряд взаимосвязанных систем снабжения энергоносителями: электричеством, водой, теплом, газом, воздухом и др. Взаимосвязанность этих энергетических систем определяется, как их участием в едином технологическом процессе энергоснабжения для производства продукции, так и совместным использованием для внутренних нужд самих систем энергохозяйства. Обобщенная структура энергоснабжения промышленного предприятия приведена на рис. 1.

Для обоснования мероприятий по минимизации энергетических потерь в энергоснабжении предприятия необходима обоснованная методика, которая должна быть основана на математической модели процессов преобразования энергии с учетом энергетических потерь на всех циклах технологического процесса. Математическая модель энергопотребления предприятия позволяет определять наиболее оптимальные по энергоэффективности режимы работы технологических объектов, вычислять параметры для этих режимов, выявлять причинно-следственные связи в технологических

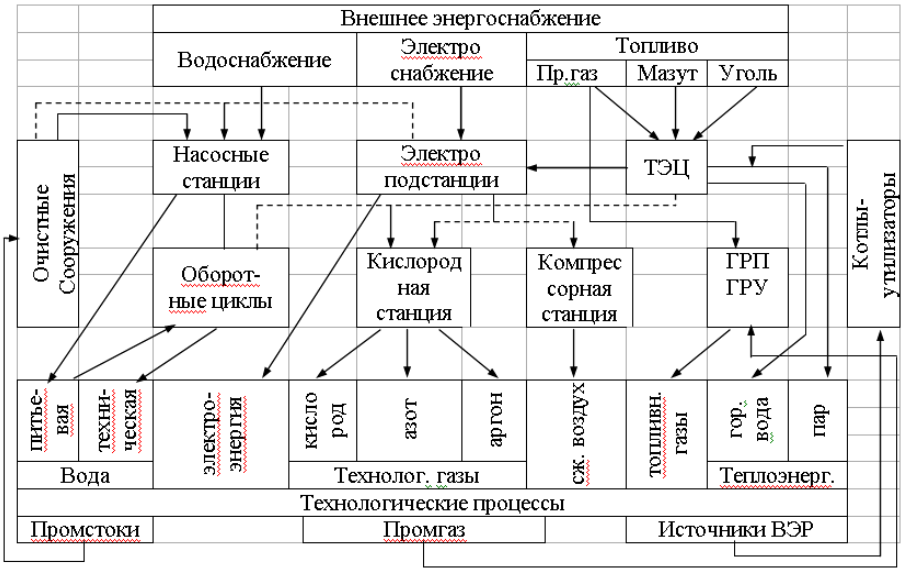


Рис. 1. Структура энергоснабжения промышленного предприятия

процессах и определять динамику процессов потребления энергии во времени. При разработке алгоритмов энергосберегающих технологий целесообразно использовать диаграмму энергетических потерь (рис. 2). Технологические потери определяются как используемым технологическим оборудованием и соответственно режимами его работы, так и состоянием системы учета и контроля энергоносителей.

Как было указано выше, первый этап энергосберегающих технологий заключался во внедрении приборов контроля учета энергоносителей. Однако в этом направлении еще есть резервы экономии, а именно экономия за счет повышения точности измерительных приборов. Поскольку погрешности измерений носят случайный характер, то и алгоритмы повышения точности и соответственно сокращения потерь должны быть основаны ***на теории случайных процессов***. Так, например, анализ методических погрешностей контроля основных параметров и характеристик технологического процесса позволит обоснованно выбирать измерительные приборы и структуру информационно-измерительной системы.

Наиболее просто может быть получен экономический эффект на промышленных предприятиях при оптимизации режимов передачи и преобразования энергии в технологических процессах. Например, это поддержание в заданных пределах коэффициента мощности, а также обеспечение экономического режима технологического оборудования за счет выбора скорости вращения электропривода. Очевидно, что

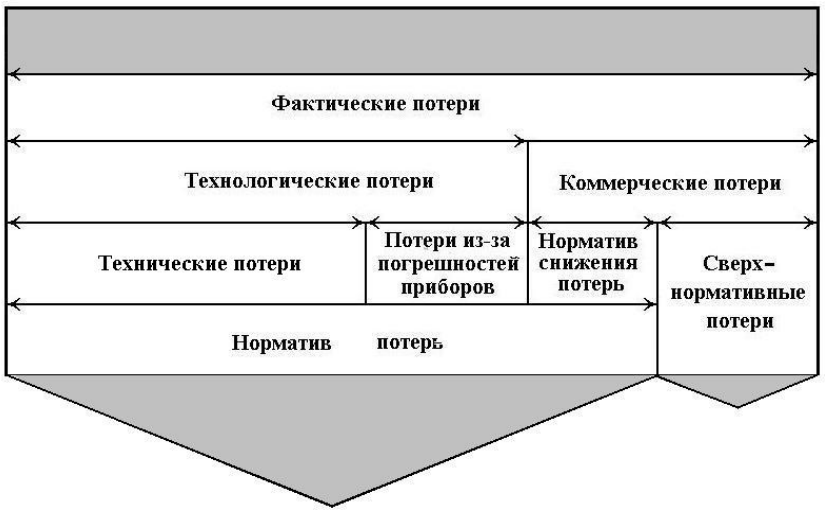


Рис. 2. Диаграмма энергетических потерь промышленного предприятия

алгоритмы этого направления уменьшения потерь должны быть основаны на использовании ***методов оптимизации***. Реализация оптимального управления энергоснабжением предприятием может быть осуществлена только с помощью автоматизированной системы учета энергоресурсов (АСУЭ). Внедрение АСУЭ позволит также уменьшить коммерческие потери. Автоматизированная система управления является человеко-машинной системой и поэтому позволяет использовать в работе ***теорию принятия решений***, использующую нечеткую информацию.

Наибольшее влияние на энергоэффективность промышленных предприятий оказывает обоснованный выбор оборудования, поскольку именно современное оборудование позволяет сократить потери энергии. Так, например, внедрение частотно-регулируемых приводов позволяет сокращать потери за исключением повторных включений оборудования с непрерывным циклом работы. Необходимо отметить, что выбор оборудования являет многокритериальной оптимизационной задачей, для решения которой используется ***метод анализа иерархий***.

Таким образом, сложно создать математическую модель в виде аналитических уравнений, поскольку часть процессов может быть описана с помощью аппарата нечеткой логики. Поэтому общая математическая модель энергопотребления промышленным предприятием может быть представлена в виде комплекса различных связанных форм математических моделей.

В качестве примера рассмотрим выбор системы энергообеспечения предприятия.

Надежное и экономичное снабжение электроприемников электроэнергией требуемого качества – необходимое условие нормального функционирования любого промышленного предприятия. К таковым можно отнести энергоэффективность при эксплуатации системы электроснабжения, требования качества электроэнергии и внедрение энергосберегающего электротехнического и технологического оборудования предприятия. В связи с этим специалисты в области электроснабжения должны иметь глубокие знания целого комплекса вопросов, которые связаны с проектированием электроустановок промышленных объектов. Знать основы проектирования весьма важно, так как именно в проекте формируется структура системы электроснабжения, и закладываются основные свойства, определяющие ее технические, эксплуатационные и экономические показатели.

К основным задачам электроснабжения относятся следующие: выбор рациональных схем и конструктивного исполнения электрических сетей; определение электрических нагрузок; расчет потерь мощности и электроэнергии; компенсация реактивной мощности; поддержание требуемого качества напряжения; выбор числа и мощности трансформаторов; выбор защитных аппаратов и сечений проводников; учет потребляемой мощности и электроэнергии; рациональное использование электроэнергии.

На начальном этапе проектирования перед специалистом возникает задача выбора оптимального варианта источника электроснабжения (комплектной трансформаторной подстанции). Задача осложняется тем, что в настоящее время на рынке представлен большой ассортимент продукции различных фирм, и очень сложно проанализировать весь объем предлагаемой продукции и сделать обоснованный выбор.

Проблемы, связанные с поиском наилучших решений для достижения поставленных целей при ограниченных возможностях (ресурсах), возникали всегда в различных сферах деятельности человека. Концепция принятия решения в качестве первичного элемента деятельности рассматривает решение как сознательный выбор одного из ряда вариантов (альтернатив, планов, стратегий).

Еще совсем недавно считалось, что выработка решения является искусством, основанным на опыте, знаниях и интуиции. Однако в современных условиях только этого недостаточно для выработки даже просто приемлемых решений в сложных, масштабных, ответственных практических задачах. Поэтому стали интенсивно развиваться научные методы анализа решений, появились новые прикладные научные дисциплины: исследование операций, теория принятия решений, системный анализ, в рамках которых созданы специальные информационно-аналитические технологии, опирающиеся на новые математические методы.

Для выбора технических решений из большого количества вариантов и с большим количеством параметров и характеристик целесообразно использовать методы функционально-стоимостного анализа (ФСА), который по сущности является морфологическим методом.

К индивидуальным экспертным методам, но дополняемым определенной математической обработкой результатов, можно отнести метод попарного сопоставления и метод расстановки приоритетов. Наиболее простым и получившим

широкое распространение является метод попарного сравнения (например, важности свойств, параметров, функций, элементов). Результаты такой экспертизы представляются в соответствующих матрицах.

Методика морфологического синтеза рассмотрена на примере выбора КТП из пяти вариантов по шести критериям.

Критерии: d_1 – надежность, d_2 – стоимость, d_3 – оснащение КИП, d_4 – наличие АСКУЭ, d_5 – уровень обслуживающего персонала, d_6 – защищенность от внешних условий. Варианты: X_1 – КТП в металлической оболочке (ОАО «ПО Элтехника»), X_2 – КТПН в железобетонной (ООО «Специнжэлектро»), X_3 – КТПн (ООО «Союз-электро»), X_4 – КТПНУ-АТ типа «сэндвич» (ООО «ПКФ «Автоматика»), X_5 – КТП-СЭЩ-П (ОАО Самарский завод «Электрощит»).

Оценка в соответствии с указанным выше методом осуществляется с помощью комплексных приоритетов $B_{i\,\text{ком}}$ по формуле

$$B_{i\,\text{ком}} = \sum_{i=1}^{n} \beta'_j B'_{ij},$$

где β'_j – относительный приоритет (значимость) j-го критерия; B'_{ij} – относительный приоритет i-го варианта по j-му критерию; n – количество критериев ($n = 6$).

На втором этапе строятся квадратные матрицы для каждого из критериев. В столбцах и строках пишется номер варианта, а на пересечении – коэффициенты (1,5; 1,0; 0,5), указывающие какой вариант предпочтительнее по данному критерию.

Следующий этап предусматривает последовательное определение абсолютных приоритетов B_{ij} вариантов, а затем – относительных B'_{ij}, которые вычисляются в долях единицы. Для расчета B_{ij} каждая строка (X_1–X_5) в матрице умножается на вектор-столбец Σ. Нормированные значения, т. е. относительные B'_{ij}, получаются делением B_{ij} на $\sum_{i=1}^{m} B_{ij}$. По этому правилу для каждой таблицы критерия 1, 2 вычисляются приоритеты B'_{ij}.

Таблица 1

Индекс варианта	Матрица смежности по 1-му критерию					Σ	B_{i1}	B'_{i1}
	X_1	X_2	X_3	X_4	X_5			
X_1	1,0	1,5	1,5	1,5	1,0	6,5	31	0,2672
X_2	0,5	1,0	1,5	1,0	0,5	4,5	20	0,1724
X_3	0,5	0,5	1,0	0,5	0,5	3	14	0,1207
X_4	0,5	1,0	1,5	1,0	0,5	4,5	20	0,1724
X_5	1,0	1,5	1,5	1,5	1,0	6,5	31	0,2672
Всего							116	1

Таблица 2

Индекс варианта	Матрица смежности по 2-му критерию					Σ	B_{i2}	B'_{i2}
	X_1	X_2	X_3	X_4	X_5			
X_1	1,0	1,0	0,5	0,5	0,5	3,5	16	0,1385
X_2	1,0	1,0	0,5	0,5	0,5	3,5	16	0,1385
X_3	1,5	1,5	1,0	1,5	1,5	7	34	0,2944
X_4	1,5	1,5	0,5	1,0	0,5	5	22	0,1905
X_5	1,5	1,5	0,5	1,5	1,0	6	27,5	0,2381
Всего:							115,5	1

Аналогичным образом составляются матрицы смежности для остальных критериев. Далее определяются значимости критериев (табл. 3). Для этого также применяют метод расстановки приоритетов с той лишь разницей, что объектами сопоставления теперь являются не варианты решений, а критерии оценки d_i. Задача решается по приведенной выше схеме: составляется система сравнений и на ее основе квадратная матрица смежности.

Таблица 3

Индекс критерия	d_1	d_2	d_3	d_4	d_5	d_6	$\sum$	β_j	β'_j
d_1	1,0	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	8,5	49,75	0,2506
d_2	0,5	1,0	1,5	1,5	1,5	1,5	7,5	41,75	0,2103
d_3	0,5	0,5	1,0	0,5	1,5	1,5	5,5	28,75	0,1448
d_4	0,5	0,5	1,5	1,0	1,5	1,5	6,5	34,75	0,1751
d_5	0,5	0,5	0,5	0,5	1,0	0,5	3,5	19,75	0,0995
d_6	0,5	0,5	0,5	0,5	1,5	1,0	4,5	23,75	0,1197
Всего:								198,5	1

Затем вычисляется комплексный показатель (приоритет) для каждого из вариантов $B_{i\ ком}$ (табл. 4), который определяется как сумма произведений относительных приоритетов объекта на относительные приоритеты критериев. В последней строке указаны комплексные приоритеты, которые получились путем суммирования произведений элементов первого и последующих столбцов таблицы.

Вариант, получивший наибольшее значение $B_{i\ ком}$, может считаться лучшим из всех остальных. В рассматриваемом примере это $B_{1\ ком} = 0{,}2363$.

Таблица 4

Критерий значимости, β'_j	Относительный приоритет по каждому варианту				
	X_1	X_2	X_3	X_4	X_5
0,2506	0,2672	0,1724	0,1207	0,1724	0,2672
0,2103	0,1385	0,1385	0,2944	0,1905	0,2381
0,1448	0,2426	0,1362	0,2426	0,2426	0,1362
0,1751	0,2638	0,1574	0,1574	0,1574	0,2638
0,0995	0,2426	0,1362	0,1362	0,2426	0,2426
0,1197	0,2906	0,1581	0,1581	0,1581	0,2350
Комплексный приоритет	**0,2363**	0,1521	0,1873	0,1890	0,2352

По выше описанному методу наибольший комплексный показатель имеет комплектная трансформаторная подстанция в металлической оболочке компании ОАО «ПО Элтехника».

Предложенная методика позволяет в процессе многовариантного поиска уже на начальном этапе работать только с достоверными, взаимозависимыми и согласованными данными и исключить не значимые результаты. А также оказывать помощь эксперту в затруднительных ситуациях, связанных с расстановкой приоритетов, указывающих предпочтительность альтернатив и критериев, и соответственно более обоснованно выбирать оптимальный вариант технического решения.

Рассмотренные методы индивидуальных экспертных оценок, даже с их математической обработкой, все же не позволяют избежать субъективизма. Для преодоления этого недостатка, особенно в тех случаях, когда нужно получить долговременные значения тех или иных показателей, например значимость функций в типовых функциональных моделях, прибегают к проведению коллективной экспертизы.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Гельман, Г. А.* Автоматизированные системы управления энергоснабжением промышленных предприятий / Г. А. Гельман. – М.: Энергоатомиздат, 1984.

2. *Шилин, А. Н.* Морфологический синтез оптико-электронных систем измерения размеров нагретых деталей / А. Н. Шилин, И. А. Шилина (И. А. Коптелова) // Приборы и системы. Управление, контроль, диагностика. – 2003. – № 3.

3. *Шилин, А. Н.* Автоматизация концептуального проектирования оптико-электронных систем измерения размеров нагретых деталей / А. Н. Шилин, В. В. Будько, И. А. Коптелова // Приборы. – 2006. – № 4.

УДК 697.3 + 658.264

А. М. Ларцев, *А. В. Курапин*, *А. В. Васильев*

РАЦИОНАЛИЗАЦИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПОТРЕБЛЕНИЯ ПАРА НА МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОМ ПРЕДПРИЯТИИ

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: rces@vstu.ru)

Приведены результаты энергетического обследования машиностроительного предприятия в части потребления пара. Показан тепловой баланс потребления пара и методика его расчета. Приведены основные причины потерь тепловой энергии пара и пути их снижения.

Ключевые слова: водяной пар, паропровод, конденсатоотводчик, энергосбережение, тепловой баланс, тепловые потери.

In this article are brought results of the energy examination of the mashin-building plant in a part of the steam consumption. It is shown heat balance of the steam consumption and the it method of calculation. It is adducted primary reasons of steam heat energy losses and ways of theirs reduction/

Keywords: steam, steam line, steam trap, energy saving, heat balance, heat leakage.

В 2010 году специалистами Регионального центра энергосбережения Волгоградского государственного технического университета было проведено энергетическое обследование одного из машиностроительных предприятий г. Волгограда с целью снижения затрат на энергопотребление и разработки мероприятий, способствующих рациональному потреблению тепловой энергии. В данной статье показаны результаты, полученные при обследовании системы пароснабжения.

Пар на предприятии вырабатывается в собственной котельной, где установлены два паровых котлоагрегата ДКВР 20/13, работающие на природном газе. Котлы вырабатывают насыщенный пар с фактическим давлением 0,9…1,0 МПа и температурой 175…180 °С. В постоянной работе находится один котел, второй – резервный.

Учет тепловой энергии пара, вырабатываемого котельной, осуществляется путем пересчета количества газа, подаваемого на котлы, по данным счетчиков расхода газа, установленных на стороне газопоставляющей организации.

Паропровод от котельной до тепловых камер выхода на площадках предприятия длиной 1139 м выполнен в подземной прокладке в непроходном одноячейковом канале. Далее от тепловых камер паропроводы проложены воздушно до зданий цехов и вспомогательных помещений.

Пар на предприятии используется на технологические нужды, для приготовления горячей воды в бойлерных и в очень небольших количествах для отопления некоторых помещений.

С целью составления теплового баланса использования пара на предприятии было проведено определение расчетных тепловых нагрузок на горячее водоснабжение, на технологическое оборудование и нормативных теплопотерь в паропроводах.

Среднечасовой расход воды, м^3/ч, на нужды горячего водоснабжения за период максимального водопотребления определялся по формуле:

$$q_{Th} = \frac{q_{Tuh} \cdot U}{1000 \cdot T},$$

где q_{Tuh} – норма расхода горячей воды, л, потребителем в сутки (смену) наибольшего водопотребления; [1]; U – число водопотребителей; T – расчетное время, ч, потребления (смена, сутки).

Тепловой поток, ккал, за период (сутки, смена) максимального водопотребления на нужды горячего водоснабжения в течение среднего часа вычислялся по формуле:

$$Q_{Th} = 1{,}16 \cdot q_{Th}(55 - t_c) + Q_{ht},$$

где t_c – температура холодной воды, °С; t_c = 10 °С в среднем за год; Q_{ht} – потери теплоты трубопроводами систем горячего водоснабжения, ккал.

Нормативное потребление тепловой энергии на горячее водоснабжение за год, Гкал, определялось по формуле:

$$Q_{\text{Г.В.С}} = Q_{Th} \cdot 10^{-6} \cdot z_h,$$

где z_h – годовая продолжительность рабочего времени, ч.

Технологическое использование пара на предприятии в основном осуществляется на моечных установках, в сушильных камерах окрасочных участков и в гальванических ваннах для электрохимической обработки деталей.

Расходы теплоты в моечных установках определялись по выражению [2]:

$$Q_{\text{расх1}} = Q_{\text{пот}} + Q_{\text{раз}} + Q_{\text{под}}, \text{ ккал/ч},$$

где $Q_{пот}$ – расход тепла за период эксплуатации; $Q_{раз}$ – расход тепла на разогрев раствора; $Q_{под}$ – расход тепла на поддержание температуры раствора в период эксплуатации.

$$Q_{пот} = (Q_1+Q_2+Q_3)k_з, \text{ ккал/ч},$$

где Q_1 – теплопотери через внешние ограждения; Q_2 – расход тепла на нагрев изделий; Q_3 – теплопотери с удаляемыми в канализацию растворами; $k_з$ – коэффициент запаса на неучтенные потери.

$$Q_1 = Fk(\Theta_2 - \Theta_1)k_з \text{ , ккал/ч},$$

где F – площадь поверхности внешних ограждений, м^2; k – коэффициент теплопередачи, ккал/(м^2·ч·°С); Θ_1 – температура воздуха в цехе, °С; Θ_2 – температура нагрева внешних ограждений, °С.

$$Q_2 = G_{изд}c_{изд}(\Theta_{2изд} - \Theta_{1изд}), \text{ ккал/ч},$$

где $G_{изд}$ – производительность установки по массе изделий, кг/ч; $c_{изд.}$ – теплоемкость изделий, ккал/(кг·°С); $\Theta_{1изд.}$, $\Theta_{2изд.}$ – температура изделий на входе и выходе из установки, °С.

$$Q_3 = G_рc_р(\Theta_{2р} - \Theta_{1р}), \text{ ккал/ч},$$

где $G_р$ – расход удаляемого раствора, кг/ч; $c_р$ – теплоемкость раствора, ккал/(кг·°С); $\Theta_{1р}$, $\Theta_{2р}$ – начальная и конечная температура раствора, °С.

$$Q_{раз} = G_рc_р(\Theta_{2р} - \Theta_{1р})+1/2Q_1, \text{ ккал/ч}.$$

Расход $Q_{под}$ мал по сравнению с остальными расходами, его можно не учитывать.

Расходы теплоты в сушильных установках определялись по выражению:

$$Q_{расх2} = (Q_1+Q_2+Q_4+Q_5)k_з, \text{ ккал/ч},$$

где Q_1, Q_2 – см. выше; Q_4 – расход тепла на нагрев лакокрасочных материалов; Q_5 – расход тепла на нагрев свежего воздуха.

$$Q_4 = G_лc_л(\Theta_{2возд} - \Theta_{1возд})+G_р\cdot\tau_р, \text{ ккал/ч},$$

где $G_л$, $G_р$ – расходы лакокрасочного материала и растворителя, кг/ч; $c_л$ – теплоемкость лакокрасочного материала, ккал/(кг·°С); $\Theta_{1возд}$, $\Theta_{2возд}$ – температура воздуха в сушильной камере и цехе, °С; $\tau_р$ – теплота растворения растворителя, ккал/кг.

$$Q_5 = G_{возд}c_{возд}(\Theta_{2возд} - \Theta_{1возд}), \text{ ккал/ч},$$

где $G_{возд}$ – расход свежего воздуха, кг/ч; $c_{возд.}$ – теплоемкость свежего воздуха, ккал/(кг·°С).

Расходы теплоты в гальванических ваннах определялись по выражению:

$$Q_{расх} = Q_р+Q_в+Q_с+Q_{исп.}, \text{ ккал/ч},$$

где $Q_р$ – расход тепла на разогрев и поддержание температуры раствора; $Q_в$ – расход тепла на разогрев и поддержание температуры конструкции ванны; $Q_с$ – потери тепла через стенки ванны; $Q_{исп}$ – потери тепла за счет испарения жидкости с поверхности ванны.

$$Q_р = G_рc_р(\Theta_{2р} - \Theta_{1р}), \text{ ккал/ч},$$

где $G_р$ – расход нагреваемого раствора, кг/ч; $c_р$ – теплоемкость раствора, ккал/(ч·кг·°С), $\Theta_{1р.}$, $\Theta_{2р}$ – начальная и конечная температура нагреваемого раствора.

$$Q_в = G_вc_в(\Theta_{2р} - \Theta_{1р}), \text{ ккал/ч},$$

где $G_в$ – масса ванны, кг; $c_в$ – теплоемкость ванны, ккал/(ч·кг·°С).

$$Q_c = F_ck\frac{\Theta_{2p} - \Theta_{1p}}{2}, \text{ ккал/ч},$$

где $F_с$ – площадь стенок ванны, м^2; k – коэффициент теплопередачи от жидкости к воздуху через стенки ванны, ккал/(ч·м^2·°С);

$$Q_{исп} = 540\cdot F_з\cdot q_з, \text{ ккал/ч},$$

где $F_з$ – площадь зеркала испарения ванны, м^2; $q_з$ – расход испаряющейся жидкости, кг/(м^2·ч).

Расходы теплоты на остальные технологические установки определялись по расчетному расходу пара в соответствии с диаметрами подводящих паропроводов.

Нормативное потребление тепловой энергии за год на технологическое использование определялось аналогично потреблению на горячее водоснабжение.

Потери тепла в основных паропроводах подземной прокладки определялись по формуле [2]:

$$Q_{тр} = q\cdot k_п\cdot l, \text{ ккал/ч},$$

где q – потери тепловой энергии с 1 погонного метра паропровода, ккал/ч; $k_п$ – поправочный коэффициент, учитывающий дополнительные потери тепла опорами и компенсаторами, $k_п$ = = 1,2; l – длина паропровода, м;

$$q = \frac{\Theta_т - \Theta_0}{R}, \text{ ккал/м·ч},$$

где $\Theta_т$ – температура теплоносителя в теплопроводе, °С; Θ_0 – средняя температура окружающего воздуха °С; R – полное термическое сопротивление изолированного паропровода, (м·ч·°С)/ккал.

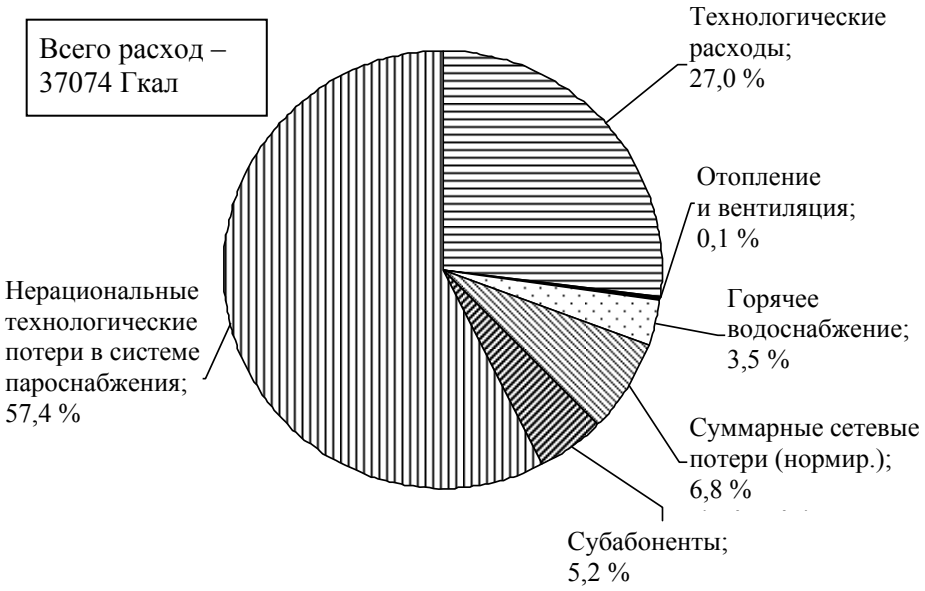
Потери тепла в тепло- и паропроводах воздушной прокладки по площадкам определялись по табл. 8.7 источника [2]. Длины участков трубопроводов, диаметры труб, изоляции и тип

прокладки трубопроводов определялись по схемам, представленным отделом главного энергетика.

Нормативные теплопотери в паропроводах за отопительный период (за год) определялись аналогично предыдущим расчетам.

В результате определения расчетных тепловых нагрузок получен годовой тепловой баланс расхода пара на предприятии, представленный на рисунке. Общий расход теплоты 37074 Гкал получен путем пересчета данных счетчика расхода газа, поступившего на паровой котел.

Анализ рисунка показывает, что на предприятии существуют значительные нерациональные потери тепловой энергии в системе пароснабжения.



Годовой баланс потребления тепловой энергии с теплоносителем «пар»

Причины этих потерь были выявлены в процессе энергообследования. Их можно разбить на следующие группы:

1. Потери при транспортировке. Тепловая изоляция паропроводов воздушной прокладки от тепловых камер до цехов и зданий находится в очень плохом состоянии, в некоторых местах наблюдаются струи пара. Необходима эффективная тепловая изоляция указанных паропроводов.

2. Потери при технологическом использовании.

На основании первого закона термодинамики можно записать, что

$$Q_{\text{п}} = m_{\text{п}} \cdot (h_{\text{вх}} - h_{\text{вых}}),$$

где $Q_{\text{п}}$ – расход тепловой энергии пара, кДж/ч; $m_{\text{п}}$ – расход пара, кг/ч; $h_{\text{вх}}$, $h_{\text{вых}}$ – энтальпия пара на входе и выходе паропотребляющей установки, кДж/кг.

Анализ этого выражения показывает, что при постоянном расходе пара $m_{\text{п}}$ расход его тепловой энергии $Q_{\text{п}}$ в паропотребляющей установке (теплоотдача) будет тем больше, чем меньше будет его энтальпия на выходе из установки $h_{\text{вых}}$. Для этого необходимо, чтобы при подаче в установку пара с параметрами, близкими к насыщению, на выходе пар имел бы параметры, близкие к кипящей жидкости, т. е. находился в виде конденсата. Эта задача решается с помощью конденсатоотводчиков, которые работают в автоматическом режиме.

Обследование показало, что конденсатоотводчики после паропотребляющих установок на предприятии отсутствуют.

Так как установка конденсатоотводчиков является затратным мероприятием, на первом этапе можно рекомендовать установку запорных вентилей с манометрами на выходе пара из паропотребляющей установки. Обслуживающий персонал должен следить за постоянством давления в греющей полости установки, что снизит энтальпию пара на выходе.

3. Потери из-за отсутствия возврата конденсата. На предприятии отсутствует возврат конденсата в котельную, хотя обратные линии по возврату конденсата предусмотрены проектом тепловых сетей. Конденсат сбрасывается в канализацию, что приводит к потерям теплоты, которые могут составлять до 25 % тепловой энергии пара.

Кроме возврата конденсата в котельную можно рекомендовать использование избыточного тепла конденсата для получения пара вторичного вскипания с давлением 0,5…1,5 бар для использования другими потребителями, например небольшими моечными установками. Для этого необходима установка расширителей на линиях возврата конденсата.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Наладка и эксплуатация водяных тепловых сетей: справочник / В. И. Манюк, Я. И. Каплинский, Э. Б. Хиж [и др.]. – М. : Стройиздат, 1988.

2. Экономия энергоресурсов в промышленных технологиях: справочно-методическое пособие / Г. Я Вагин, Л. В. Дудникова, Е. А. Зенютич [и др.]; под ред. С. К. Сергеева; НГТУ, НИЦЭ. – Н. Новгород, 2001.

УДК 621.694.2

А. В. Курапин, ***А. М. Ларцев***, ***Е. А. Федянов***

РАЗРАБОТКА И ИСПЫТАНИЯ УСТАНОВКИ СО СТРУЙНЫМ ВАКУУМНЫМ ЭЖЕКТОРОМ-КОНДЕНСАТОРОМ

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: rces@vstu.ru)

Показана возможность замены водокольцевых вакуумных насосов установками со струйным вакуумным эжектором-конденсатором для откачивания паров в вакуум-выпарных аппаратах. Приведены оптимальные параметры такой установки для конкретного вакуум-выпарного аппарата и показаны результаты ее испытаний.

Ключевые слова: эжектор, эжектор-конденсатор, вакуум, вакуум-выпарной аппарат, водокольцевой вакуумный насос.

In this article is shown the possibility of replacement the liquid-packed vacuum pumps to plant with spray vacuum ejector-condenser for evacuating of the vapor in vacuum-evaporative apparatus. Are brought optimal parameters such a plant for concrete vacuum-evaporative apparatus and is shown results her testing.

Keywords: ejector, ejector-condenser, vacuum, vacuum-evaporative apparatus, liquid-packed vacuum pump.

Одним из технологических этапов производства карамельной массы на кондитерских предприятиях является ее выпаривание в вакуум-выпарных аппаратах. Для вакуумирования этих аппаратов на многих предприятиях используют водокольцевые вакуумные насосы, при работе которых используются большие объемы водопроводной воды. Несмотря на относительно небольшую долю затрат на энергоносители в общей себестоимости кондитерской продукции, задача снижения потребления водопроводной воды считается производителями одной из важнейших.

Один из возможных путей снижения потребления водопроводной воды в рассматриваемом технологическом процессе заключается в замене водокольцевых вакуумных насосов насосами другого типа. Учитывая, что из выпарного аппарата удаляется высокотемпературная паровоздушная смесь, представляется перспективной замена водокольцевых насосов струйными с частично оборотной системой водоснабжения.

Региональным центром энергосбережения при ВолгГТУ совместно с кафедрой «Теплотехника и гидравлика» для одного из кондитерских предприятий г. Волгограда выполнена работа, в результате которой водокольцевые насосы были заменены установками с водовоздушнопаровыми эжекторами.

На первом этапе работы были проведены исследования с целью выбора для заданных условий работы наиболее эффективной схемы эжектора и оптимальных соотношений его геометрических параметров. За основу была взята опытная установка, спроектированная и изготовленная на самом предприятии. Схема установки приведена на рис. 1.

Эта установка показала при испытаниях совершенно неудовлетворительные результаты – разрежение в 0,75 бар достигалось за 15 мин, в то время как по технологическому циклу работы выпарного аппарата вакуумирование его полостей должно происходить в течение десятков секунд.

За счет изменения конструкции соплового насадка и длины камеры смешения удалось при сохранении проходного сечения насадка и параметров водяного насоса установки увеличить производительность эжектора по воздуху в 4,1 раза: 7,998 $м^3$/ч против 1,942 $м^3$/ч.

На втором этапе работы была решена задача выбора проходных сечений эжектора, производительности и мощности всей установки, исходя из получения максимальной экономии энергоресурсов при соблюдении требований технологии.

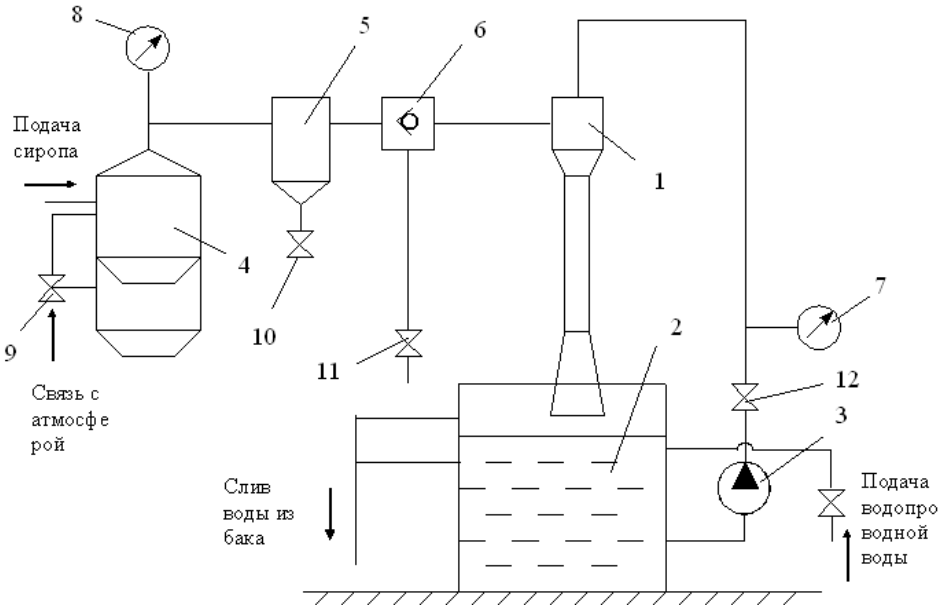


Рис. 1. Схема эжекторной установки с вакуум-выпарным аппаратом:
1 – эжектор; *2* – бак с водой; *3* – водяной насос с электродвигателем; *4* – вакуум-выпарной аппарат; *5* – ловушка для загрязнений; *6* – обратный клапан; *7* – манометр; *8* – вакуумметр; *9* – клапан; *10, 11, 12* – краны

Для наиболее эффективного решения такой задачи было предложено несколько изменить параметры технологического цикла, с тем, чтобы, не ухудшая качества продукта, согласовать эти параметры с характеристиками эжектора. Как известно, эжектор относится к устройствам динамического принципа действия и, в отличие от водокольцевого насоса, его производительность падает по мере увеличения разрежения. В связи с последним, величину разрежения в выпарном аппарате с эжекторной установкой следует задавать близко к минимально допустимой по технологическим требованиям.

По результатам второго этапа работ была спроектирована эжекторная установка с номинальной мощностью привода водяного насоса 15 кВт и расходом воды через эжектор 90…100 м^3/ч. Расчетная производительность эжектора по воздуху составила 45 кг/ч.

Испытания эжекторной установки были проведены при различных подачах водопроводной воды в установку, что обеспечивало различную кратность циркуляции воды в контуре установки и, соответственно, различную температуру воды в баке. Результаты испытаний, проведенных при температуре водопроводной воды 14,5 °С, представлены на рис. 2. На этом же рисунке приведена кривая нарастания вакуума при работе выпарного аппарата с водокольцевым насосом. Как видно из рисунка,

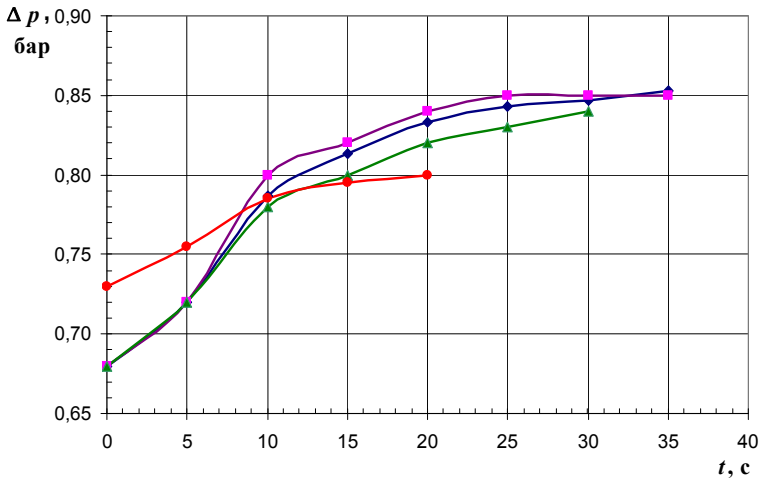


Рис. 2. Характеристика эжекторной установки:
■ – эжектор, $G_{вод}$ = 5,4 м^3/ч, $t_{вод.\ бак}$ = 29,4 °С; ♦ – эжектор, $G_{вод}$ = 5,4 м^3/ч, $t_{вод.\ бак}$ = 33 °С; ▲ – эжектор, $G_{вод}$ = 4,8 м^3/ч, $t_{вод.\ бак}$ = 34,5 °С; ● – водокольцевой насос, $G_{вод}$ = 7,88 м^3/ч, $t_{вод.\ бак}$ = 29,4 °С

эжекторная установка при расходах воды, составляющих 5,4 и 4,8 м^3/ч, дает даже несколько большее разрежение, чем водокольцевой насос, расходующий 7,88 м^3/ч.

В соответствии с теорией [*Соколов, Е. Я.* Струйные аппараты / Е. Я. Соколов, Н. М. Зингер. – 3-е изд., перераб. – М. : Энергоатомиздат, 1989. – 352 с.] величина достигаемого разрежения оказывается тем выше, чем ниже температура воды в баке эжекторной установки, то есть чем ниже температура перед эжектором. Последнюю можно регулировать изменением расхода водопроводной воды через установку. При этом величина расхода будет зависеть от температуры водопроводной воды. Для того чтобы определить, при каких температурах водопроводной воды эжекторные установки эффективнее водокольцевых насосов, были выполнены расчеты потребных расходов этой воды в зависимости от ее температуры. Количество теплоты, которое поступает в эжекторную установку, было принято постоянным в соответствии с технологическим режимом работы вакуум-выпарного аппарата. На рис. 3 показаны построенные на основе результатов расчета зависимости требуемой подачи воды из водопровода от ее температуры в водопроводе для трех фиксированных значений температуры воды в баке: 27; 30; 33 °С. Так как расход воды через водокольцевой насос составляет примерно 8 м^3/ч, то при температуре водопроводной воды 14 °С и ниже ее расход через эжекторную установку будет меньше, чем через водокольцевой насос.

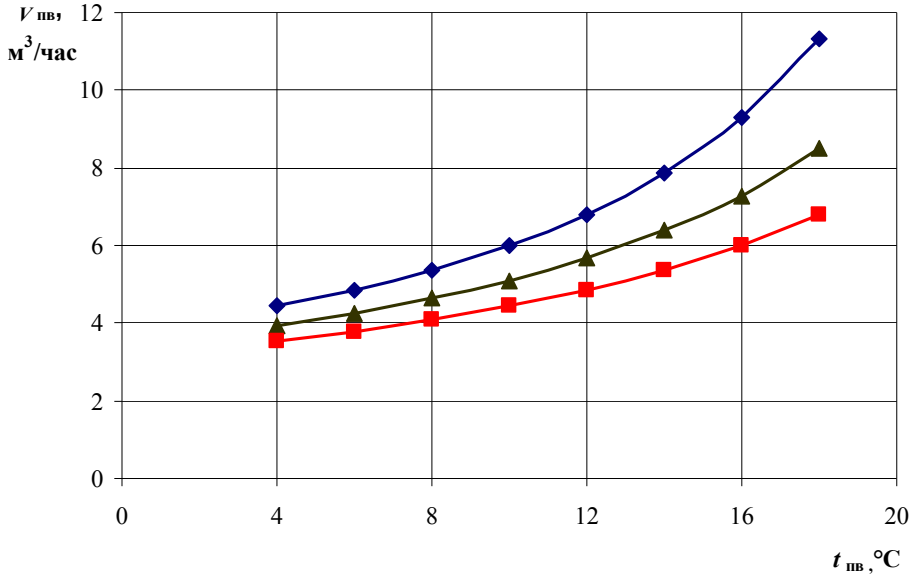


Рис. 3. Зависимость требуемой подачи воды от ее температур в водопроводе и в баке системы оборотного водоснабжения установки:
♦ – $t_{вод.\ бак}$ = 27 °С; ▲ – $t_{вод.\ бак}$ = 30 °С ■ – $t_{вод.\ бак}$ = 33 °С

Опытная эксплуатация эжекторной установки показала, что она позволяет уменьшить по сравнению с водокольцевым насосом не только расход водопроводной воды, но и электроэнергии. При примерно равных величинах достигаемого разрежения в вакуум-выпарном аппарате установка с эжектором может потреблять в среднем за год на 15,5 % меньше водопроводной воды и на 42 % меньше электроэнергии, чем водокольцевой насос. Такие результаты позволяют говорить о целесообразности широкого использования вакуумирующих эжекторных установок на предприятиях кондитерской и пищевой промышленности.

УДК 629.114.2 – 585.2

Е. А. Дьячков

К ВОПРОСУ О ПОТЕРЯХ ЭНЕРГИИ ПРИ ПРЕОБРАЗОВАНИИ МЕХАНИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ В ГИДРАВЛИЧЕСКУЮ НА ПРИМЕРЕ ТРАКТОРА СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО ТИПА С ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧЕЙ

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: tig@vstu.ru)

Приведен анализ эксплуатационного расхода топлива машинно-тракторных агрегатов при использовании гусеничного с.-х. трактора с бесступенчатой гидродинамической передачей. Показано, что ожидаемого рядом исследователей перерасхода топлива на единицу выполненной работы нет.

Ключевые слова: с.-х. трактор, гидродинамическая трансмиссия, эксплуатационный расход топлива.

The analysis of operational fuel consumption of an agricultural tractor of high specific capacity with hydrodynamic transmission is lead. It is shown that expected by a number of researchers of the over-expenditure of fuel on unit of the performed work isn't present.

Keywords: an agricultural tractor, hydrodynamic transmission, operational fuel consumption.

При анализе эксплуатационного расхода топлива машинно-тракторных агрегатов (МТА), построенных на базе с.-х. трактора с бесступенчатой гидродинамической передачей, некоторые исследователи [1] априорно утверждали, что в силу более низкого КПД гидротрансформатора в сравнении с механической передачей можно ожидать существенного увеличения эксплуатационного расхода топлива на единицу выполненной работы. Это увеличение прогнозировалось ими не менее чем на 10…15 %.

При этом они не принимали во внимание те положительные свойства гидродинамической передачи, которые способствуют снижению эксплуатационного расхода топлива: бесступенчатое и автоматическое регулирование параметров: скорость – тяговое усилие, отсутствие провалов кривой тяговой мощности трактора, характерных для тракторов с механической ступенчатой трансмиссией, постоянство загрузки двигателя и ряд других обстоятельств. Окончательный ответ на эти вопросы дали материалы государственных испытаний трактора ДТ-75С – первого отечественного с.-х. трактора высокой удельной мощности, имеющего бесступенчатую гидродинамическую передачу с гидротрансформатором ЛГ-400-35. Автор настоящей статьи принимал участие в проектировании гидротрансформатора ЛГ-400-35, а также в государственных испытаниях трактора ДТ-75С в качестве одного из представителей ВгТЗ – завода, на котором эти тракторы были созданы.

В ходе испытаний оценка производительности и эксплуатационного расхода топлива МТА на базе трактора ДТ-75С осуществлялась в соответствии с действующим ГОСТ-7057 [2] при проведении контрольных смен.

Особенно важным было сравнение с параметрами МТА, построенных на базе тракторов с механическими трансмиссиями, имеющими сопоставимую рабочую скорость и уровень энергонасыщенности. Это связано с известным увеличением тяговых сопротивлений с.–х. орудий при увеличении скоростей обработки, на что справедливо указывал создатель земледельческой механики академик В. П. Горячкин. В частности, на пахоте, по данным НАТИ, прирост рабочей скорости МТА на 1 км/ч увеличивает тяговое сопротивление на 5…7 %.

В ходе государственных испытаний трактора ДТ-75С в качестве эталонов были приняты тракторы Т-150 и Т-150К, которые имели тот же уровень энергонасыщенности и те же рабочие скорости.

Сравнительная производственная эффективность тракторов ДТ-75С и Т-150 на различных видах с.-х. работ по данным государственных испытаний, которые проводил КубНИИТИМ, приведена в табл. 1.

Как видно из табл. 1, МТА на базе трактора ДТ-75С обеспечили в сравнении с Т-150 прирост производительности от 5 до 20 % при эксплуатационном расходе топлива в кг/га, лежащем в пределах от экономии 7 % до перерасхода на 2…10 %. В указанном перерасходе необходимо выделить ту его часть, которая объясняется увеличением удельных сопротивлений с.-х. орудий с ростом скорости. Действительно, при одинаковом агрегатировании тракторов ДТ-75С и Т-150, принятом по методике контрольных смен, увеличение производитель-

ности на 4…20 % МТА на базе трактора с бесступенчатой передачей могло быть обеспечено только за счет большей скорости (на 0,2…1,4 км/ч), так что большая часть фактов перерасхода топлива объясняется именно большей скоростью и большим, в связи с этим, удельным сопротивлением с.-х. орудий, а не наличием дополнительных потерь в гидротрансформаторе.

Таблица 1

Сравнительная производственная эффективность тракторов ДТ-75С и Т-150 (КубНИИТИМ, данные госиспытаний ДТ-75С)

Вид работы	Скорость, км/ч		Производительность, %	Расход топлива, %
	ДТ-75С	Т-150	Т-150 – 100 %	Т-150 – 100 %
Культивация зяби	9,61	8,19	120	98
Весенняя культивация	10,73	9,73	109	102
Дискование	9,58	9,02	107	105
Лемешное лущение	11,3	10,1	107	105
Посев озимой пшеницы	10,97	10,32	104	109
Пахота (25…27 см), стерня озимых	8,08	7,48	113	93
Пахота (25…27 см), поле из-под свеклы	7,68	7,6	110	99
Пахота (25…27 см), стерня озимых	9,69	8,91	111	104
Пахота (28…30 см), стерня озимых	9,73	8,66	109	110
Пахота (32…35 см) под свеклу	8,72	7,73	105	105
Среднее по легким видам работ	10,45	9,47	109,4	103,8
Среднее по пахотным работам	8,78	8,08	109,6	102,2

Эксплуатационно-технологические показатели трактора в большой мере зависят от условий, в которых они были получены. Не секрет, что большинство показателей трактора по производительности и эксплуатационному расходу топлива, полученные по результатам контрольных смен, существенно выше тех же показателей в условиях рядовой эксплуатации. Особенно заметно это сказывается на тракторах с механической трансмиссией. В условиях рядовой эксплуатации зачастую отсутствует квалифицированный подбор состава МТА, должный контроль за оптимальной загрузкой двигателя, бывают ошибки в выборе рациональной скорости движения и т. д. Естественно, что эти факторы возникают и при рядовой эксплуатации машинно-тракторных агрегатов, составленных и на базе тракторов с гидродинамической силовой передачей. Однако особенности трансмиссии и, прежде всего, внутренняя автоматичность гидротрансформатора, условия загрузки двигателя, определяемые не внешними факторами, а нагружающими свойствами гидротрансформатора, не подверженными изменению в процессе эксплуатации, улучшают работу трактора с гидродинамической силовой передачей в условиях рядовой эксплуатации. Гораздо слабее здесь должен сказываться и уровень профессиональных навыков тракториста, так что различие технико-экономических показателей трактора этого типа, полученных в условиях работы контрольных смен и условиях рядовой эксплуатации, должно быть меньшим. В 1977 году ВгТЗ изготовил партию тракторов ДТ-75С, которые были переданы СКФ ВИМ, ВНИПТИМЭСХу, СибНИИСХОЗу, ЦелинНИИМЭСХу и ЦНИИМЭСХу для проведения испытаний и организации их опытной хозяйственной эксплуатации в различных почвенно-климатических зонах. Испытания осуществлялись под методическим руководством ВИМ. В табл. 2 дана характеристика условий проведения эксплуатационных испытаний тракторов ДТ-75С.

Тракторы ДТ-75С во всех хозяйствах использовались на характерных для каждой зоны и периодов года сельскохозяйственных работах общего назначения, параллельно с тракторами Т-150 и Т-150К. Большую часть времени тракторы были заняты выполнением операций по основной обработке почвы, а имитационные работы (балластирование) практически не применялись. Материалы, полученные при хозяйственных испытаниях, убедительно подтвердили высокую эффективность трактора с гидродинамической силовой передачей в сравнении с тракторами, имеющими механическую трансмиссию.

Таблица 2

Места и условия проведения эксплуатационных испытаний ДТ-75С

Организация, ведущая испытания	Средние размеры полей, га	Характеристика почвенного фона	Рельеф
СКФ ВИМ	40…60	Чернозем предкавказский, удельное сопротивление 0,65… 0,8 кг/см^2	Слабоволнистый
ВНИПТИМЭСХ	100 …150	Чернозем карбонатный предкавказский, удельное сопротивление 0,5… 0,7 кг/см^2	Слабоволнистый
ЦелинНИИМЭСХ	350	Черноземы южные, удельное сопротивление 0,58 кг/см^2	Слабоволнистый
СибНИИСХОЗ	300 …400	Слабовыщелоченные черноземы, удельное сопротивление 0,55… 0,65 кг/см^2	Ровный
ЦНИИМЭСХ	50 …100	Средний и тяжелый суглинок, каменистость слабая	Уклоны до 3^o

Агрегаты с тракторами ДТ-75С, в сравнении с Т-150, обеспечили почти на всех операциях повышение производительности: в Ростовской области на 2…16 %, в Краснодарском крае на 2…18 %, при погектарном расходе топлива в первом случае большем на 2…12 %, во втором случае равном и даже несколько меньшем. В зоне Западной Сибири на работах по безотвальной обработке почвы и посеве производительность агрегатов с ДТ-75С, в сравнении с колесным трактором Т-150К, была больше на 4…19 % при экономии топлива на 8…17 %. По данным СибНИИСХОЗа трактор ДТ-75С успешно справился и с относительно не свойственным ему видом работ – внутрихозяйственными транспортными перевозками. Работая параллельно с Т-150К на вывозке силосной массы, он имел одинаковую с последним производительность и общий объем вывоза.

По данным ЦНИИМЭСХа (зона Белоруссии) производительность агрегатов с ДТ-75С на вспашке стерни, дисковании, культивации пара была больше производительности агрегатов с Т-150К на 16…50 % при увеличении расхода топлива 2…7 %.

Очень интересные материалы получены СКФ ВИМ по данным широкой хозяйственной проверки при выполнении годового объема всего набора сельскохозяйственных работ тракторами с гидродинамической силовой передачей и с механической трансмиссией сравнимой удельной мощности.

За год у трактора с гидродинамической передачей получено увеличение производительности по разным работам от 0,5 до 29,5 % при снижении суммарного годового расхода топлива при выполнении типичного спектра работ в модельном хозяйстве на 4 %.

Широкая хозяйственная проверка тракторов с гидродинамической силовой передачей показала, что особенности такой передачи обеспечивают снижение интенсивности изменения момента сопротивления, воздействующего на механизмы трактора, и гарантируют полное использование мощностных возможностей двигателей в широком диапазоне нагрузок. Эти преимущества могут проявляться по-разному, в зависимости от спектра и объема выполненных работ. Однако при большом объеме годового использования трактора с гидродинамической силовой передачей, влияние пониженного КПД нивелируется за счет отмеченных преимуществ, поэтому можно ожидать повышения производительности без перерасхода топлива.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. О применении гидродинамических трансформаторов в трансмиссиях с.-х. тракторов общего назначения / С. Г. Борисов, А. А. Крейслер, К. Э. Малаховский [и др.] // Тракторы и сельхозмашины. – 1971. – № 9.

2. ГОСТ 7057–73. Тракторы сельскохозяйственные. Методы испытаний. – М., 1973. – 61 с.