МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ВОЛГОГРАДСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

ИЗВЕСТИЯ ВОЛГОГРАДСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА

Серия
ПРОЦЕССЫ ПРЕОБРАЗОВАНИЯ ЭНЕРГИИ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ

Выпуск 5

№ 12(115) Межвузовский сборник научных статей Издается с января 2004 г. 2013

Волгоград
2013

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»

академик 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 *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. № 12(115) / ВолгГТУ. – Волгоград, 2013. – 112 с. – (Сер. Процессы преобразования энергии и энергетические установки. Вып. 5).

ISBN 978–5–9948–1214–3

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. 92. Табл. 17. Библиогр.: 148 назв.

ISBN 978–5–9948–1214–3

© Волгоградский государственный технический университет, 2013

СОДЕРЖАНИЕ

Часть I. ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ

Вальехо Мальдонадо П. Р., Девянин С. Н., Марков В. А.
Результаты сравнительных испытаний альтернативных топлив для дизелей..... 5

Аттия А. М. А., Кульчицкий А. Р.
Влияние состава и структуры эмульсионного топлива на состав дисперсных частиц..... 10

Синицын В. А., Кулманаков С. П., Кулманаков С. С.
Расчетные исследования влияния состава кислородсодержащих биотоплив на формирование индикаторного КПД..... 13

Федянов Е. А., Захаров Е. А., Левин Ю. В., Кузьмин В. Н., Гаврилов Д. С.
Влияние добавок синтез-газа на скорость распространения пламени при горении пропан-бутановой смеси..... 17

Камалтдинов В. Г., Марков В. А.
Исследование процесса сгорания и показателей дизельных двигателей и *HCCI* двигателей..... 19

Кузьмин В. Н., Шумский С. Н., Федянов Е. А.
Исследование влияния коэффициента избытка воздуха на развитие начальной фазы активного горения в двигателях с самовоспламенением гомогенной топливовоздушной смеси..... 26

Камалтдинов В. Г., Никифоров С. С.
Интенсификация процесса сгорания гомогенной топливовоздушной смеси высокоэнергетическим плазменным факелом..... 29

Гибадуллин В. З.
О влиянии момента окончания процесса сгорания на образование несгоревших углеводородов..... 32

Левин Ю. В., Захаров Е. А., Федянов Е. А.
Влияние добавки водорода на процесс сгорания в роторно-поршневых двигателях Ванкеля..... 35

Приходьков К. В., Бастраков А. М., Рязанова Т. Н.
Исследование влияния коэффициента избытка воздуха на характеристики горения водородно-воздушных смесей в условиях камеры сгорания постоянного объема..... 37

Васильев А. В., Федоров Н. Н.
Математическая модель МГР ДВС с демпфером клапанной пружины..... 39

Гребенников А. С., Гребенников С. А., Никитин А. В.
Математическая модель внутрициклового изменения угловой скорости коленчатого вала дизеля на холостом ходу..... 42

Ларцев А. М., Федянов Е. А., Васильев А. В.
Влияние параметров турбокомпрессора на показатели дизелей воздушного охлаждения..... 46

Лущеко В. А., Кучев С. М., Никишин В. Н.
Безмоторный стенд для проведения испытаний турбокомпрессоров автомобильных дизелей..... 49

Матиевский Г. Д., Свистула А. Е., Брякотин М. Э.
Построение характеристики постоянной мощности дизеля..... 51

Гордеев А. В., Никишин В. Н.
Согласование системы обработки отработавших газов с автомобильным дизелем..... 54

Рысс К. Н., Денисов А. А., Грехов Л. В., Гришин Ю. А.
Расчетное прогнозирование расходных характеристик распылителей дизельной топливной аппаратуры..... 57

Ульрих С. А., Чертищев В. В., Сеначин П. К.
Оптические исследования дисперсности капель топливно-воздушного факела дизеля с системой топливоподачи высокого давления..... 60

Ульрих С. А., Чертищев В. В., Сеначин П. К.
Моделирование геометрических и динамических параметров топливной струи при впрыске в камеру сгорания дизеля на основе эксперимента в бомбе..... 64

Иванов Л. Л., Хрящев Ю. Е., Волощенко П. В.
Динамическая система топливоподачи дизеля..... 68

Славуцкий В. М., Салыкин Е. А., Харсов З. Х., Хуранов О. Л.
О подаче топлива на режимах корректорной ветви скоростной характеристики дизеля..... 72

Славуцкий В. М., Салыкин Е. А., Липилин В. И., Скоробогатов А. А.
К модернизации систем топливоподачи дизелей..... 75

Акчурин Х. И.
Исследование влияния добавления воды в горючую смесь на теплообмен и использование теплоты в бензиновых двигателях..... 78

Таусенев Е. М., Свистула А. Е.
Разработка методики нанесения теплоизоляции «астратек металл» на топливопроводы высокого давления дизельного двигателя..... 83

Часть II. ЭЛЕКТРОЭНЕРГЕТИКА

Николаева С. И.
Математическое описание переходных процессов в обмотках управляемых реакторов..... 86

Мадаров А. Б.
Исследования влияния несинусоидальности напряжения в электроустановках на качество электроэнергии..... 88

Петров С. А., Фомин И. А., Хоперскова Л. В.
Сравнительный анализ энергопотребления и надежности промышленных релейных систем управления электродвигателями..... 92

Часть III. ТЕПЛОВЫЕ ПРОЦЕССЫ И ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ В ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ

Шилин А. Н., Мадаров А. Б.
Тепловизионный контроль в энергоаудите..... 96

Макартичян С. В., Стрижиченко А. В.
О повышении энергоэффективности сушки пиломатериалов..... 100

Филонов А. И.
Пути повышения эффективности рекуперации энергии на автомобиле с комбинированной энергетической установкой..... 103

Богомолов Д. А., Грошев А. И., Орешонков А. А.
О влиянии эксплуатационных параметров работы рекуператора на интенсивность инеобразования..... 106

Реснянская А. А., Васильева И. Л.
Математическое моделирование процесса разогрева футеровки промежуточного ковша..... 107

ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ

УДК 621.436

П. Р. Вальехо Мальдонадо, С. Н. Девянин, В. А. Марков

РЕЗУЛЬТАТЫ СРАВНИТЕЛЬНЫХ ИСПЫТАНИЙ АЛЬТЕРНАТИВНЫХ ТОПЛИВ ДЛЯ ДИЗЕЛЕЙ

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

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

Описана экспериментальная установка, позволяющая проводить экспериментальные исследования различных альтернативных топлив для дизелей. Представлены результаты экспериментальных исследований работы двигателя на нефтяном дизельном топливе и на различных смесевых биотопливах.

Ключевые слова: дизельный двигатель, дизельное топливо, рапсовое масло, этиловый спирт, смесевое биотопливо.

An experimental installation for conducting experimental research on various alternative fuels for diesel engines is described. The results of the experimental research on an engine running on diesel fuel and various mixed biofuels are presented.

Keywords: diesel engine, diesel fuel, rapeseed oil, ethanol, biofuel mixture.

В последние годы в качестве реальной альтернативы нефтяным дизельным топливам (ДТ) рассматриваются различные растительные масла [1]. Схожие с нефтяными ДТ энергетические характеристики растительных масел позволяют использовать последние в качестве моторных топлив. При этом рассматривается целый ряд растительных масел: подсолнечное, рапсовое, хлопковое, соевое, льняное, пальмовое, арахисовое и некоторые другие [1]. Возможны различные способы использования растительных масел в качестве топлива для дизелей – в исходном виде или после специальной химической обработки, а также в смеси с нефтяными топливами или спиртами. При этом следует отметить, что полное замещение нефтяных дизельных топлив растительными маслами или их производными (метиловыми или этиловыми эфирами растительных масел) в ближайшей перспективе маловероятно. Но необходимо учитывать, что даже при небольшой добавке растительного масла или его метилового эфира (в количестве 5–10 % по объему) в нефтяное ДТ существенно улучшаются показатели токсичности отработавших газов (ОГ) дизелей. В частности, при этом снижаются дымность ОГ (выброс сажи) и выбросы продуктов неполного сгорания топлива (в первую очередь – несгоревших углеводородов) [2]. Таким образом, растительные масла можно рассматривать не только как альтернативное топливо, но и как экологическую добавку к нефтяным ДТ.

В качестве экологической добавки к нефтяному ДТ применяют и другие возобновляемые энергоресурсы, использование которых в качестве основного топлива может вызвать серьезные проблемы в работе дизеля. Такими добавками, к примеру, могут быть простейшие спирты, цетановое число которых не превышает 10 единиц, что вызывает проблему с их самовоспламенением в дизеле. Использование спиртов в качестве биодобавки к нефтяным моторным топливам позволяет решить ряд указанных выше проблем. Применение таких добавок к ДТ для решения экологических задач еще мало изучено. Следует отметить, что использование растительных масел, их производных, спиртовых топлив осложняется отличиями их физико-химических свойств от свойств нефтяного ДТ. В табл. 1 представлен химический состав, низшая теплотворная способность и стехиометрическое соотношение воздух/топливо для указанных топлив [1].

Таблица 1

Химический состав и свойства исследуемых топлив

Топливо	Массовые доли				Теплота сгорания низшая H_U, кДж/кг	Стехиометрическое соотношение l_o, кг/кг	Плотность $\rho_т$, кг/м^3
	C	H	O	S			
Дизельное топливо (ДТ)	0,87	0,126	0,004	0,005	42500	14,3	840
Рапсовое масло (РМ)	0,77	0,12	0,11	0	37300	12,5	921
Этиловый спирт (ЭС)	0,521	0,132	0,347	0	27500	9,0	790

В соответствии с формулой Д. И. Менделеева для нефтяных топлив их низшая теплота сгорания может быть рассчитана по формуле, кДж/кг [3]:

$$H_U = 33{,}9\,\mathrm{C} + 103\,\mathrm{H} - 10{,}9\,(\mathrm{O} - \mathrm{S}) - 2{,}514\,\mathrm{W},$$

где C, H, O, S, W – массовые доли в топливе углерода, водорода, кислорода, серы и воды.

В смесевых топливах при отсутствии химического взаимодействия между компонентами химический состав смеси полностью определяется химическим составом компонентов. Поэтому для таких смесевых топлив применимо свойство аддитивности его свойств. В связи с этим теплота сгорания смесевого топлива может быть определена по формуле

$$H_{U_{\text{см}}} = \frac{\sum H_{U_i} \cdot m_i}{\sum m_i}$$

где H_{Ui} – низшая теплота сгорания i-го компонента; m_i – его массовая доля.

К смесевым топливам относятся и смеси нефтяного ДТ, рапсового масла (РМ) и этилового спирта (ЭС). Исследование процесса сгорания таких смесевых топлив проводилось на установке ИДТ-69, созданной в Российском университете дружбы народов (РУДН) и предназначенной для оценки воспламеняемости дизельных топлив методом совпадения вспышек. Общая схема экспериментальной установки представлена на рис. 1, а ее основные характеристики – в табл. 2.

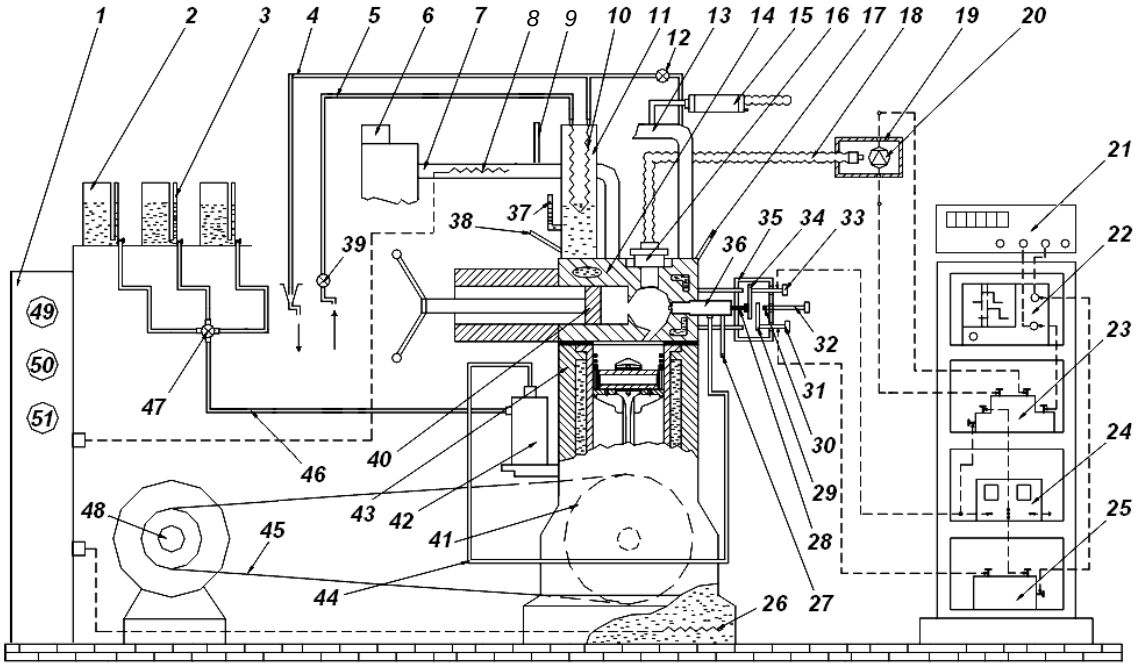


Рис. 1. Схема модернизированной установки ИДТ-69:

1 – пульт управления; *2* – емкости для топлив; *3* – мензурка; *4* и *5* – слив и подвод охлаждающей воды; *6* – расходомер воздуха; *7* – впускной коллектор; *8* – подогреватель воздуха на впуске; *9, 17, 38* – термометр; *10* – теплообменник; *11* – расширительный бак; *12, 39* – кран воды; *13* – выхлопная трубка; *14* – головка отсека; *15* – отборник ОГ (дымометр); *16* – оптический приемник; *18* – световод; *19* – фотодатчик; *20* – фотодиод; *21* – частотомер; *22* – осциллограф; *23* – усилитель; *24* – блок питания; *25* – электрический фильтр; *26* – подогреватель масла; *27* – слив топлива форсунки; *28* – изолятор; *29, 34* – контакты движения иглы форсунки; *30, 33* – клемма и винт регулировки зазора между контактами; *35* – датчик хода иглы форсунки; *36* – штифтовая форсунка; *37* – мензурка системы охлаждения; *40* – регулировочный поршень; *41* – маховик отсека; *42* – топливный насос высокого давления; *43* – одноцилиндровый отсек; *44* – топливопровод высокого давления; *45* – ременная передача; *46* – топливопровод низкого давления; *47* – кран переключения исследуемых топлив; *48* – электродвигатель привода; *49* – манометр; *50* – реостат; *51* – термометр

Таблица 2

Основные характеристики установки ИДТ-69

Параметр	Единица измерения	Значение параметра
1. Частота вращения вала	мин$^{-1}$	900±10
2. Диаметр цилиндра	м	0,085
3. Ход поршня	м	0,115
4. Степень сжатия		7–23
Расход топлива	кг/ч	0…1,3
5. Угол опережения впрыскивания топлива		0…30 °п.к.в. до ВМТ
6. Давление впрыскивания топлива	МПа	10,6±0,4
7. Температура всасываемого воздуха	°С	69±1
8. Температура жидкости, охлаждающей цилиндр	°С	100±1
9. Температура жидкости, охлаждающей форсунку	°С	30±1
10. Температура масла в картере	°С	60±1
11. Давление масла в магистрали	МПа	0,19±0,02
12. Зазор между штоками и коромыслами клапанов на холодном двигателе		
– впускной клапан	мм	0,20
– выпускной клапан	мм	0,25

Установка представляет собой стенд с одноцилиндровым вихрекамерным дизельным отсеком *43* (рис. 1), приводимым электродвигателем *48*. Для поддержания требуемой температуры воздуха на впуске установка имеет установленный в коллекторе *7* подогреватель *8* входящего в цилиндр воздуха, расход которого контролируется расходомером *6*. Температура масла в картере стабилизируется с помощью подогревателя *26*, а температура воды в системе охлаждения – с помощью теплообменника *10*, установленного в расширительном баке *11* с проточной водой из водопровода. Изменение степени сжатия производится на установке перемещением с помощью винтовой пары регулировочного поршня *40*, размещенного в головке *14* отсека. В результате изменяется объем вихревой камеры сгорания (КС) цилиндрической формы, имеющей соединительный канал, расположенный тангенциально в вихревой камере и соединяющий ее с полостью над поршнем. В вихревой камере на оси ее цилиндрической части установлена форсунка *36* со штифтовым распылителем, имеющая контактный датчик *35* положения иглы распылителя. Выхлопная система *13* имеет отвод, к которому через штуцер присоединен отборник ОГ *15*, предназначенный для проведения анализа ОГ по дымности выхлопа.

Испытывались следующие топлива: дизельное (ДТ), рапсовое масло (РМ), смесь (эмульсия) 90 % РМ и 10 % этилового спирта (ЭС), смесь (эмульсия) 70 % РМ и 30 % ЭС. Исследование топлив, содержащих РМ и ЭС, потребовало создания специального смесителя для получения устойчивых смесей. Использование смесителя позволяло в процессе эксперимента получать смеси (эмульсии) РМ и ЭС без добавления эмульгатора. Основные физико-химиче-ские свойства этих топлив приведены в табл. 3.

Количество топлива, подаваемого в КС установки ИТД-69, определялось для каждого топлива индивидуально из условия сохранения постоянства состава смеси (коэффициент избытка воздуха поддерживался на уровне $\alpha \approx 2{,}25$). Для обеспечения этого условия величина цикловой подачи топлива определяется по формуле

$$V_{\text{ц}} = \frac{G_{\text{в}}}{3 \cdot 10^{-8} \cdot \alpha \cdot l_{\text{о}} \cdot \rho_{\text{т}} \cdot n} \text{ мм}^3/\text{цикл},$$

где $G_{\text{в}}$ – часовой расход воздуха, кг/ч; α – требуемый коэффициент избытка воздуха; $l_{\text{о}}$ – стехиометрический коэффициент для исследуемого топлива; $\rho_{\text{т}}$ – его плотность, кг/м^3; n – частота вращения вала установки, мин$^{-1}$.

Таблица 3

Основные физико-химические свойства исследованных топлив

Топливо	Плотность $\rho_т$, кг/м^3	Низшая теплота сгорания H_U, кДж/кг	Количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг топлива, l_0кг/кг
ДТ	840	42500	14,3
РМ	921	37300	12,5
90 % РМ+10 % ЭС	902	36360	11,8
70 % РМ+30 % ЭС	890	34397	11,3

На установке ИТД-69 использована КС разделенного типа, схема которой приведена на рис. 2. В процессе сжатия поршень *7* (рис. 2) вытесняет воздух из надпоршневого пространства через соединительный канал *6* в вихревую камеру *3*. Тангенциальное расположение канала *6* в вихревой камере *3* обеспечивает закручивание воздушного заряда в этой камере при его втекании. Топливо через штифтовой распылитель *4* форсунки *5* подается во вращающейся воздушный заряд КС 3. Объем вихревой камеры *3* может изменяться регулировочным поршнем *1*, что приводит к изменению степени сжатия.

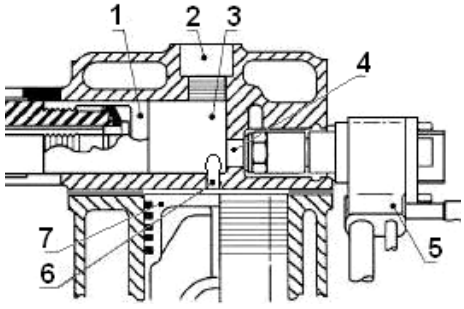


Рис. 2. Схема камеры сгорания установки ИТД-69:
1 – регулировочный поршень; *2* – датчик воспламенения; *3* – вихревая камера; *4* – штифтовой распылитель; *5* – форсунка; *6* – тангенциальный канал; *7* – поршень

Характеристики топливовоздушных смесей для исследованных топлив приведены в табл. 4. Там же представлены значения количества теплоты $Q_ц$, подаваемой в цилиндр установки с топливовоздушной смесью за цикл.

Для измерения содержания сажи в ОГ использован дымомер фирмы *Bosch* типа *EFAW-65*. Зонд для отбора ОГ вставлялся в дымомерное устройство *15* (см. рис. 1). Измерительная аппаратура включала фотоэлектрический преобразователь и вторичный прибор, снабженный потенциометром нулевого выравнивания и микроамперметром, имеющим шкалу с градуировкой от 0 до 10 единиц по шкале *Bosch.*

Таблица 4

Характеристики исследуемых топливовоздушных смесей

Топливо	Расход воздуха $G_в$, кг/ч	Количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг топлива l_o, кг/кг	Цикловая подача топлива $V_ц$, мм^3/цикл	Коэффициент избытка воздуха α	Количество теплоты, подаваемой в цилиндр с топливовоздушной смесью за цикл $Q_ц$, Дж
1. ДТ	15,84	14,3	22,5	2,17	799,6
2. РМ		12,5	23,2	2,19	797,5
3. 90%РМ+10%ЭС		11,8	24,2	2,28	790,7
4. 70%РМ+30%ЭС		11,3	25,9	2,25	790,8

Испытания проводились в два этапа. На первом этапе исследовались топлива № 1, 2 и 3 (см. табл. 4) при степени сжатия ε = 18 и различных углах опережения впрыскивания (УОВТ) θ. На втором этапе – исследовались топлива № 1, 2, 3 и 4 (см. табл. 4) при УОВТ θ = 13 град. поворота коленчатого вала до верхней мертвой точки (п.к.в. до ВМТ) и различных степенях сжатия ε. Результаты первого этапа испытаний представлены на рис. 3. Как следует из приведенных данных использование рапсового масла или смеси РМ с 10 % этанола приводит к снижению дымности ОГ по сравнению с работой на ДТ. Причем, во всем исследованном диапазоне УОВТ (θ от 10 до 26 град. п.к.в. до ВМТ) переход с ДТ на РМ сопровождался снижением дымности на 0,2-0,8 единиц по шкале *Bosch* (на 3–19 %), а добавка к РМ 10 % этанола дополнительно снижала дымность еще на 0,3–0,7 единиц по шкале *Bosch* (еще на 7–18 %). Максимальное снижение дымности ОГ достигнуто при работе с θ = 13 град. п.к.в. до ВМТ на рапсовом масле с 10 % этанола и составило 1,6 единиц по шкале *Bosch* или 24 %.

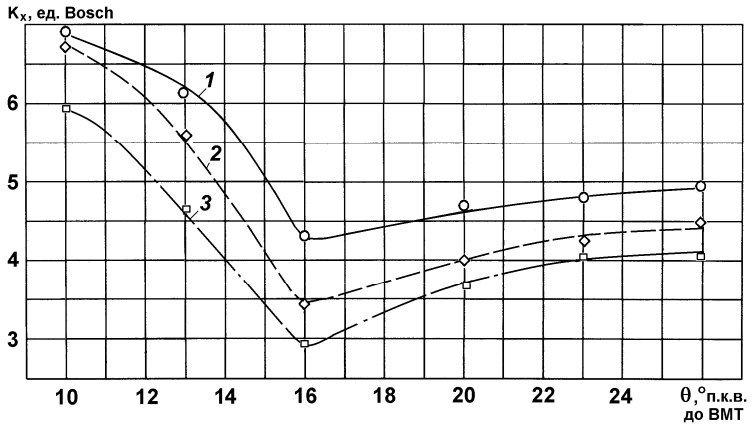


Рис. 3. Зависимость дымности ОГ K_x от угла опережения впрыскивания топлива θ при степени сжатия ε=18 для различных топлив:
1 – ДТ; *2* – РМ; *3* – 90 % РМ+10 % ЭС

Увеличение дымности ОГ при уменьшении УОВТ меньше 16 град. п.к.в. до ВМТ вероятно связано со снижением количества топлива поданного за период задержки воспламенения и увеличением доли топлива, сгорающей в диффузионной фазе горения, когда неиспарившееся топливо выбрасывается из вихревой камеры в основную и при плохом смесеобразовании превращается в сажу. По представленным на рис. 3 характеристикам дымности ОГ следует отметить излом этих характеристик при УОВТ θ = 16 град. п.к.в. до ВМТ. Увеличение дымности при УОВТ более 16 град. п.к.в. до ВМТ может быть объяснено затягиванием периода задержки воспламенения при раннем впрыскивании, удлинением струй распыливаемого топлива за этот период и увеличением количества топлива, попадающего на относительно холодные стенки КС. Как результат этих процессов – плохое перемешивание топлива с воздухом, затягивания его догорания и увеличение дымности ОГ. По мере роста УОВТ более 16 град. п.к.в. до ВМТ (при еще более раннем впрыскивании) количество топлива, попадающего на стенки КС, возрастает, что и вызывает рост дымности ОГ.

Результаты второго этапа испытаний представлены на рис. 4. Как следует из приведенных данных использование рапсового масла или смеси РМ с 10 и 30 % ЭС приводит к снижению дымности ОГ по сравнению с работой на ДТ. Причем, во всем исследованном диапазоне изменения степени сжатия (ε от 18 до 22) работа на рапсовом масле приводит к снижению дымности на 0,6–1,3 единиц по шкале *Bosch*, добавка к РМ 10 % этанола дополнительно снижает дымность еще на 0,5–0,7 единиц, а добавка к РМ 30 % этанола снижает дымность еще на 0,7–1,1 единиц по шкале *Bosch*.

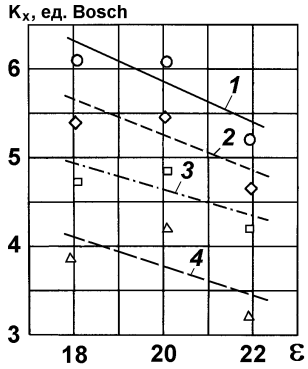


Рис. 4. Зависимость дымности ОГ K_x от степени сжатия ε при угле опережения впрыскивания топлива θ = 13 град. п.к.в. до ВМТ для различных топлив:
1 – ДТ; *2* – РМ; *3* – 90 % РМ+10 % ЭС; *4* – 70 % РМ+30 % ЭС

Из приведенных на рис. 4 данных следует, что увеличение степени сжатия ε более 18 приводит к улучшению качества смесеобразования как за счет роста температуры воздушного заряда, так и за счет увеличения турбулизации втекающего в КС и вытекающего из нее потока рабочей смеси. Кроме того, увеличение степени сжатия приводит к увеличению плотности воздушного заряда при впрыскивании, что снижает дальнобойность топливной струи и вероятность попадания топлива на относительно холодные стенки КС. Поэтому для наибольшего снижения дымности ОГ целесообразно использование рассматриваемых смесевых биотоплив в сочетании с увеличением степени сжатия ε.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Использование растительных масел и топлив на их основе в дизельных двигателях / В. А. Марков, С. Н. Девянин, В. Г. Семенов и др. – М.: ООО НИЦ «Инженер» (Союз НИО), ООО «Онико-М», 2011. – 536 с.

2. *Марков, В. А.* Токсичность отработавших газов дизелей / В. А. Марков, Р. М. Баширов, И. И. Габитов. – М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002. – 376 с.

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

УДК 621.43.057.3

А. М. А. Аттия[1], А. Р. Кульчицкий[2]

ВЛИЯНИЕ СОСТАВА И СТРУКТУРЫ ЭМУЛЬСИОННОГО ТОПЛИВА НА СОСТАВ ДИСПЕРСНЫХ ЧАСТИЦ*

[1]Бинхайский университет, Египет
(e-mail: ali_maattia@yahoo.com)
[2]Владимирский государственный университет имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых
(e-mail: ark6975@mail.ru)

Приведены результаты исследования влияния состава и структуры водо-топливной эмульсии на состав дисперсных частиц, содержащихся в отработавших газах дизелей. Показано влияние метода мембранного эмульгирования на степень однородности эмульсии.

Ключевые слова: отработавшие газы, дисперсные частицы, водотопливные эмульсии, структура эмульсии.

Results of research of influence of structure and composition of a water-fuel emulsion on structure of the disperse particles containing in exhaust gases of diesels are given. Influence of a method of membrane emulsification on degree of uniformity of an emulsion is shown.

Keywords: the exhaust gases, disperse particles, water fuel emulsions, emulsion composition.

Одним из нормируемых параметров, характеризующих экологический уровень дизельных двигателей (а также транспортных средств с такими двигателями), является удельный выброс дисперсных частиц (PM) с отработавшими газами (ОГ). Это регламентируется как международными стандартами (например Правилами ЕЭК ООН №49 и №96, областью распространения которых являются дорожные и внедорожные транспортные средства соответственно), так и Техническими регламентами Таможенного союза Белоруссии, Казахстана и России (например, «О безопасности колесных транспортных средств» и «О безопасности машин и оборудования»).

Согласно указанным нормативным документам оценка содержания в отработавших газах PM производится гравиметрическим методом: определяется вес фильтров до и после пропускания через них смеси ОГ и воздуха (т. е. до и после испытаний двигателя). При этом температура смеси не должна превышать значение 52 °С (325 К), что имитирует процесс разбавления ОГ при их выбросе из выпускного трубопровода двигателя в атмосферу. Благодаря такой методике на фильтрах оседают все негазообразные вещества, содержащиеся в ОГ, соответственно дисперсные частицы – это твердые и жидкие вещества, находящиеся в смеси ОГ с воздухом при вышеуказанной температуре смеси.

Наличие жидких веществ в ОГ связано с конденсацией части несгоревших топлива и смазочного масла (углеводороды с углеродными группами от C_5 до C_{17}, т. е. от пентана и выше) вследствие понижения температуры ОГ при их разбавлении воздухом. Воду, находящуюся в ОГ, в состав PM не включают (это обеспечивает посредством выдерживания фильтров в термостате до и после испытаний при постоянной влажности). Наличие твердых веществ определяется выбросом не только сажи C, но твердых сульфатов MSO_4, а также части несгоревших топлива и масла (углеводороды с углеродными группами от C_{18} и выше) вследствие их конденсации. Все указанные жидкие и твердые углеводороды носят название тяжелых (или высокомолекулярных) углеводородов C_aH_b.

Источники наличия в ОГ сажи и тяжелых углеводородов – не полностью сгоревшие топливо и смазочное масло, т. е. причина – несовершенство рабочего процесса дизеля и наличие масла на стенках цилиндра в зоне выше верхнего поршневого кольца, где оно подвергается воздействию высоких температур вследствие сгорания топлива. Что касается твердых сульфатов, то это результат взаимодействия продуктов сгорания серы, содержащейся в топливе, с барием и кальцием, входящих в состав моющих присадок к маслам. Кроме того, в ОГ присутствуют и другие твердые вещества: продукты износа деталей двигателя, зола и кокс топлива и масла; но их содержание по сравнению с перечисленными составляющими незначительно. Таким образом, дисперсные частицы – это смесь веществ, имеющих различную природу образования.

Снижение эмиссии PM с ОГ дизелей обеспечивается двумя принципиально различными методами: воздействием на протекание рабоче-

* Работа выполнена при поддержке гранта РФФИ 11-08-01168а.

го процесса дизеля (т. е. за счет изменения характеристик систем газообмена, турбонаддува и топливоподачи, а также геометрии камеры сгорания) и применением фильтров дисперсных частиц (т. е. непосредственная обработка ОГ). К первому методу можно отнести и использование альтернативных топлив (поскольку оказывается влияние на выброс PM через рабочий процесс двигателя). Одним из видов альтернативных топлив являются смесевые топлива – смесь традиционного (например дизельного топлива или бензина) с каким-либо компонентом (как топливом, так и не являющимся таковым). В число смесевых топлив входят водотопливные эмульсии (ВТЭ).

Основным фактором, определяющим воздействие на рабочий процесс двигателя в случае применения ВТЭ, всегда считалось соотношение «вода / топливо» (состав ВТЭ). Однако невысокая воспроизводимость результатов влияния ВТЭ на мощностно-экономические и экологические характеристики двигателей указывает на наличие фактора (или факторов), которые имеют значительное воздействие на рабочий процесс двигателей. Ключом к пониманию подобных различий, по мнению авторов, является структура эмульсии, т. е. характер распределения среднего размера капель воды в топливе и степень однородности этого распределения по размерам. Первое определяет площадь контакта воды и топлива и обусловливает интенсивность испарения воды при нагреве, влияя на такие процессы в камере сгорания дизеля как макросмешение ВТЭ с окислителем и термохимические показатели процесса ее горения. А второе определяет степень однородности эмульсии и оказывает влияние на ее физические параметры. Так, например, при горении ВТЭ на базе тяжелых топлив, чем мельче размер капель воды, тем меньшее количества воды необходимо для получения одинакового эффекта по снижению эмиссии сажи [1].

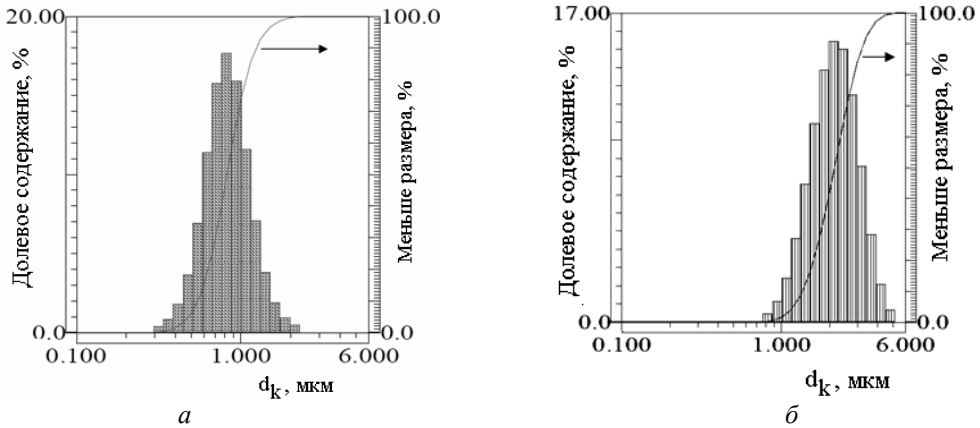
Управление структурой эмульсии позволит получать ВТЭ заранее заданного состава и, соответственно, обеспечивать стабильность и воспроизводимость результатов их применения. Это зависит, в первую очередь, от технологии приготовления эмульсии. В большинстве работ ВТЭ готовились с использованием гомогенизаторов, ультразвуковых устройств или других механических методов, которые не могут обеспечивать стабильность структуры эмульсий [2, 3].

В настоящей работе был применен метод мембранного эмульгирования [4]. Мембрана представляла собой керамический цилиндр длиной 22 см, внутренним диаметром 6 мм, внешним диаметром 10 мм, с диаметром пор 0,20 мкм (или 0,45 мкм) и пористостью 50 %. Структуры получаемых эмульсий определялись на оптическом микроскопе (МИКРОМЕД 3-20 с видеоокуляром DCM-510, производство КНР), распределение по размерам капель воды оценено с помощью анализатора размеров частиц с динамическим рассеиванием лазерного света (Horiba LB-550, производство Японии). Степень дисперсности эмульсии определена по коэффициенту дисперсности δ, который показывает степень однородности размеров образованных капель [5]:

$$\delta = (D_{90} - D_{10})/D_{50},$$

где D_{90}, D_{50} и D_{10} – диаметры капель, соответствующие 90, 50 и 10 объемным процентам на интегральной кривой распределения по размерам.

Чем меньше величина δ, тем меньше разброс по размерам; при этом если δ менее 0,5, то эмульсия считается монодисперсной. Примеры структур приготовленных ВТЭ приведены на рис. 1.



а *б*

Рис. 1. Распределение по размерам капель воды в ВТЭ через 10 дней после ее получения методом мембранного эмульгирования (размер пор 0,2 мкм):
а – содержание воды 21,4 об. %, D_{90} = 1,3 мкм, D_{50} = 0,8228 мкм, D_{10} = 0,547 мкм, δ ≈ 0,91;
б – содержание воды 34,8 об. %, D_{90} = 3,4 мкм, D_{50} = 2,1443 мкм, D_{10} = 1,414 мкм, δ ≈ 0,93

Оценка влияния структуры ВТЭ на характеристики двигателя проведена на трехцилиндровом дизеле воздушного охлаждения с турбонаддувом 3ЧН 10,5/12. Основные средства измерения: расходомер топлива 730 (AVL, Австрия), расходомер воздуха РГ-400 (Россия), газоанализатор DiCom-4000/NOx (AVL, Австрия), и дымомер 415S (AVL, Австрия). Испытания проводились на режимах согласно требованиям ГОСТ Р 41.96-2005 (Правила ЕЭК ООН № 96-01).

Результаты испытаний дизеля показали влияние структуры ВТЭ на экологические и экономические показатели двигателя [6].

Для разработки мероприятий по снижению, в частности, эмиссии PM с ОГ был проведен расчетный анализ их состава [7]. В этом случае сравнивались результаты испытаний двигателя как на летнем дизельном топливе (ДТ), так и двух видах ВТЭ одинакового состава (с объемным содержанием воды 17 %), но с разной структурой (приготовленных с помощью мембран с порами 0,20 и 0,45 мкм). Выявлено, во-первых, что применение ВТЭ вместо дизельного топлива привело к общему уменьшению эмиссии PM с ОГ. При этом чем меньше размер капель воды, тем больше эффект уменьшения содержания PM в ОГ (на 6 и 29 % соответственно для указанных случаев). Во-вторых, общее снижение концентрации PM в ОГ обусловлено уменьшением содержания сажи (углерода): для мембраны с порами 0,45 мкм снижение составило 60 %, а с порами 0,20 мкм – 80 %.

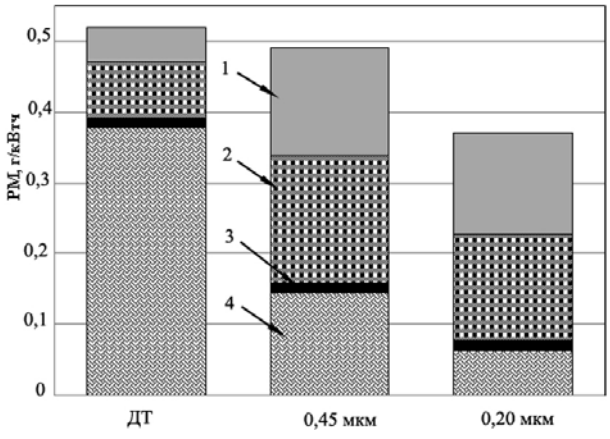


Рис. 2. Влияние структуры ВТЭ на состав дисперсных частиц (PM) в ОГ дизеля:
1 – MSO_4 (твердые сульфаты); *2* и *3* – CH_{oil} и CH_{fuel} (углеводороды, содержащиеся в ОГ, источником которых является смазочное масло и топливо соответственно); *4* – C (углерод – сажа); содержание воды в эмульсии – 17 об. %

В-третьих, применение ВТЭ обусловило увеличение эмиссии как твердых сульфатов, так и углеводородов, источником которых является масло CH_{oil}: в обоих случаях увеличение составило практически 100% независимо от размера частиц воды (рис. 2).

Выводы

1. Метод мембранного эмульгирования обеспечивает получение водотопливных эмульсий с высокой степенью однородности.

2. Снижение эмиссии дисперсных частиц с отработавшими газами при переходе с дизельного топлива на водотопливную эмульсию обеспечивается за счет уменьшения содержания в них сажи (углерода); при этом содержание высокомолекулярных углеводородов, источником которых является смазочное масло, и твердых сульфатов увеличивается.

3. На содержание в дисперсных частицах сажи оказывает влияние структура эмульсии, а на высокомолекулярные углеводороды, источником которых является смазочное масло, и твердые сульфаты – состав эмульсии. Влияние состава или структуры эмульсии на высокомолекулярные углеводороды, источником которых является дизельное топливо, не выявлено.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Lif, A., Holmberg, K. Water-in-diesel emulsions and related systems / A. Lif // Advances in Colloid and Interface Science. – 2006. – Vol. 123, No. 126. – P. 231–239.

2. *Strandell, P. A*. A Preview of water emulsified fuel investigations for shipboard applications / P. A. Strandell, H. W. Schab // Naval Engineers Journal. – 1986. – P. 53–69.

3. *Столярчук, Л. В*. Влияние способа подачи воды в цилиндр на экономичность и экологические показатели дизельного двигателя / Л. В. Столярчук, Е. Г. Черновец, А. Ю. Асанов // Двигателестроение. – 2008. – № 4. – С. 52–55. (ISSN 0202-1633).

4. *Аттия, А. М. А*. Влияние введения воды на склонность к сажеобразованию дизельного топлива / А. М. А. Аттия, А. Р. Кульчицкий // Современные проблемы науки и образования. – 2012. – № 4. (ISSN 1817-6321)

5. *Седышева, С. А*. Разработка технологии эмульгирования жидкостей с применением керамических мембран: автореф. дис. ... канд. техн. наук / С. А. Седышева. – Москва, 2011. – 18 с.

6. *Аттия, А. М. А*. Влияние структуры водотопливной эмульсии на экологические и экономические показатели дизеля / А. М. А. Аттия, А. Р. Кульчицкий // Двигателестроение. – 2012. – № 3. – С. 16–20. (ISSN 0202-1633).

7. *Кульчицкий, А. Р.* Метод оперативного контроля эмиссии дисперсных частиц с отработавшими газами дизелей / А. Р. Кульчицкий // Research papers of Lithuanian University of Agriculture. – 2010. – Vol. 42, No. 2–3, P. 81–90. (ISBN 1392-1134).

УДК 621.436

В. А. Синицын, С. П. Кулманаков, С. С. Кулманаков

РАСЧЕТНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВЛИЯНИЯ СОСТАВА КИСЛОРОДСОДЕРЖАЩИХ БИОТОПЛИВ НА ФОРМИРОВАНИЕ ИНДИКАТОРНОГО КПД

Алтайский государственный технический университет им. И. И. Ползунова
(e-mail: spk_ice@mail.ru)

В данной статье рассматриваются расчетные исследования по формированию индикаторного КПД дизеля 1Ч13/14, работающего на смесях метилового эфира рапсового масла и этанола.
Ключевые слова: дизель, биотоплива, индикаторный КПД.

This article discusses the computational studies on the formation indicated efficiency of diesel 1CH13/14 running on mixtures of rapeseed oil methyl ester and ethanol.
Keywords: diesel, biofuel, indicated efficiency.

1. Формирование индикаторного КПД цикла

В основу данного проведенного анализа формирования индикаторного КПД положена методика, предложенная Матиевским Д.Д. [3].

Индикаторный КПД характеризует экономичность действительного цикла и учитывает все составляющие неиспользования теплоты. Существует два подхода к анализу индикаторного КПД, основанные на выборе исходных уравнений для КПД η_i. Первый, классический подход, базируется на уравнении КПД, представляющем отношение полезно используемой теплоты к подведенной. В нашем случае – индикаторной работы L_i к теплоте $Q_o = g_ц H_u$, подведенной с цикловой подачей топлива $g_ц$,

$$\eta_i = \frac{L_i}{Q_0} \quad \text{или} \quad \eta_i = \frac{P_i \cdot V_h}{Q_0}. \qquad (1)$$

Во втором, уточненном подходе, за исходное принимается уравнение

$$\eta_i = 1 - \frac{Q_{\text{неисп}}}{Q_0}, \qquad (2)$$

вытекающее из формулы (1) после замены в ней L_i на разность $Q_0 - Q_{\text{неисп}}$.

В уравнении (2) дробь $Q_{\text{неисп}}/Q_0$ – доля неиспользуемой теплоты.

Соответственно, в классическом подходе анализ изменения η_i осуществляется через изменение индикаторной работы или давления P_i в формуле (1); в уточненном методе – через изменение доли неиспользуемой теплоты и ее дифференциацию по отдельным статьям.

Индикаторная работа определяется проведением теплового расчета двигателя, а неиспользование теплоты – по уравнению непосредственной связи индикаторного КПД с характеристиками выделения и отвода теплоты от рабочего тела, которые описывают одну из сторон проявления развития разнообразных внутрицилиндровых процессов.

Для вывода такого уравнения рассмотрим внутренний тепловой баланс, который показывает, как рабочее тело в цилиндре двигателя обменивается теплотой с окружающей средой.

Внутренний тепловой баланс располагаемой теплоты $Q_о$, введенной в цилиндр с топливом $g_ц$, запишется уравнением

$$Q_о = Q_i + \Delta Q_{нп} + Q_{W_т} + Q_{W_{дис}} + Q_{W_{ут}} + Q_{W_{исп}} + (U_в - U_а). \qquad (3)$$

Здесь Q_i – полезно используемая теплота или индикаторная работа L_i.

Сумма всех остальных членов уравнения (3) представляет теплоту, отведенную от РТ по ходу развития цикла по причинам: неполноты сгорания ($\Delta Q_{нп}$), теплообмена РТ со стенками ($Q_{W_т}$), диссоциации и рекомбинации продуктов сгорания ($Q_{W_{дис}}$), испарения топлива ($Q_{W_{исп}}$), утечек РТ ($Q_{W_{ут}}$) и уменьшения внутренней энергии РТ ($U_в - U_а$) при условном замыкании цикла изохорой в НМТ.

Перенос в окружающую двигатель среду теплоты, отведенной в стенки теплообменом, осуществляется охлаждающей двигатель жидкостью (воздухом), в результате утечек – картерными газами, всех остальных составляющих правой части уравнения баланса (3) – отработавшими газами.

Разделим уравнение (3) на располагаемую теплоту $Q_о = g_ц H_u$ и решим его относительно индикаторного КПД. Получим

$$\eta_i = 1 - \Delta X_{нп} - X_{Wт} - X_{Wдис} - X_{Wут} - X_{Wисп} - \frac{U_в - U_а}{g_ц H_u}.$$

После преобразования уравнение примет вид

$$\eta_i = 1 - \Delta X_{нп} - \delta_э - \delta_{нс} - \delta_k - \delta_w. \qquad (4)$$

Здесь коэффициент $\Delta X_{\text{нп}}$ характеризует неполноту выделения теплоты, связанную с недогоранием или прямыми потерями топлива. Все остальные коэффициенты, обозначенные через δ, есть коэффициенты неиспользования теплоты в цикле: $\delta_э$ – в эталонном цикле; $\delta_{\text{нс}}$ – от несвоевременности ввода теплоты; δ_k – от изменения состояния (температуры и состава) РТ и уменьшения показателя адиабаты k; δ_w– по всевозможным причинам отвода теплоты по ходу развития цикла.

За эталонный цикл принят цикл, в котором мгновенно в ВМТ осуществляется ввод такого же количества теплоты $1 - \Delta X_{\text{нп}}$, что и в реальном цикле. Рабочим телом в цикле является воздух в идеальном состоянии с показателем адиабаты k = 1,4. Отвод теплоты – мгновенно в НМТ. Этот цикл имеет наибольший КПД. Неиспользование теплоты в этом цикле минимально

$$\delta_э = \frac{1-\Delta X_{\text{нп}}}{\varepsilon_o^{\kappa-1}} = \frac{\sum \Delta X_n}{\varepsilon_o^{\kappa-1}} = \frac{X_в}{\varepsilon_o^{\kappa-1}}. \qquad (5)$$

Величина коэффициента $\delta_э$ уменьшается с увеличением неполноты сгорания и степени сжатия ε_o.

Коэффициент несвоевременности ввода теплоты $\delta_{\text{нс}}$ представляет разность между КПД η_t анализируемого цикла с конечной скоростью ввода теплоты $1-\Delta X_{\text{нп}}$ и КПД η_{tv} эталонного цикла с мгновенным вводом того же количества теплоты в ВМТ

$$\delta_{\text{нс}} = \eta_{tv} - \eta_t = \sum \frac{\Delta X_n}{\varepsilon_n^{\kappa-1}} - \frac{\sum \Delta X_n}{\varepsilon_o^{\kappa-1}}. \qquad (6)$$

Коэффициент неиспользования теплоты δ_k от изменения состояния РТ подсчитывается по формуле

$$\delta_к = \varphi_п \sum_1^m \frac{\Delta X_n}{\varepsilon_n^{\kappa_n-1}} - \sum_1^m \frac{\Delta X_n}{\varepsilon_n^{\kappa_{1,4}-1}}. \qquad (7)$$

Здесь $k_п$ есть функция температуры и состава РТ, а $k_{1,4}$ – показатель адиабаты для воздуха в идеализированном состоянии.

Коэффициент неиспользования теплоты по причинам ее отвода от РТ в развитии цикла представляет разность

$$\delta_w = \sum_1^m \Delta X_{Wn} - \varphi_n \sum_1^m \frac{\Delta X_{wn}}{\varepsilon_n^{\kappa_n-1}}. \qquad (8)$$

Формула отражает в комплексе зависимость коэффициента δ_w от количества $\sum_1^m \Delta X_{Wn}$, характера и места отвода теплоты в цикле и изменяющегося значения показателя адиабаты.

Все коэффициенты в формуле (4) можно подсчитать по известным функциям тепловыделения, теплоотвода, показателя адиабаты, текущей степени сжатия, по изменению угла поворота кривошипа φ или объема цилиндра.

В процессе сгорания состояние рабочего тела не остается постоянным, так как изменяется его температура и состав. Это влечет за собой изменение показателя адиабаты k, характеризующего способность рабочего тела к преобразованию теплоты в механическую работу. Известно, что в процессе сгорания температура сначала резко увеличивается, что является результатом интенсивного выделения теплоты, затем, достигнув максимума, уменьшается из-за превалирующего влияния на нее увеличения объема цилиндра. Содержание трехатомных газов (CO_2 и H_2O) постоянно возрастает от минимальной величины в начале сгорания до некоторой наибольшей в конце сгорания. Соответственно изменениям температуры и состава показатель адиабаты в начале сгорания резко снижается, достигает минимума и затем имеет тенденцию к увеличению.

Снижение показателя k и, связанное с ним уменьшение КПД η_i оценивается коэффициентом неиспользования теплоты от изменения состояния рабочего тела $\delta_к$. Коэффициент $\delta_к$ можно рассматривать в виде суммы двух коэффициентов $\delta_т + \delta_c$. Первый, $\delta_т$ – определяется изменением температуры, второй, δ_c – изменением состава РТ. Величина коэффициента δт значительно выше, чем δ_c. Причина – большой диапазон увеличения температуры в процессе сгорания и относительно невысокое накопление трехатомных газов.

2. Влияние состава топлива на формирование индикаторного КПД цикла

Для оценки влияния состава топлива на коэффициенты неиспользования теплоты в цикле было проведено расчетное исследование. Расчеты производились для номинального режима. Главным условием расчета являлось ввод одинакового количества теплоты в цикле и постоянный закон тепловыделения для различных видов топлив.

Состав топлива при моделировании задается тремя элементами – углерод (С), водород (Н), кислород (О). Использование кислородсодержащих топлив приводит к увеличению доли кислорода за счет доли углерода, при этом доля водорода изменяется в очень узких пределах. Так как значение выделившийся теплоты будет

определяться только углеродом и водородом, то принимаем соотношение С/Н определяющим для дальнейших расчетов. Увеличение доли спирта в смесевых топливах приводит к увеличению относительной доли водорода и снижению доли углерода в топливе, а, соответственно, соотношение С/Н будет уменьшаться. С увеличением доли водорода будет возрастать и концентрация H_2O в отработавших газах, а так как при этом будет происходить снижение доли углерода, то количество выбросов CO_2 будет снижаться.

Увеличение концентрации водяных паров в отработавших газах влечет за собой увеличение теплоемкости ОГ, так как H_2O имеет бóльшую теплоемкость по сравнению с остальными продуктами сгорания. Также следует заметить, что с увеличением коэффициента избытка воздуха α, т. е. при снижении нагрузки, происходит снижение доля трехатомных газов H_2O и CO_2, при этом происходит уменьшение теплоемкости отработавших газов. Теплоемкость газов рассчитывалась исходя из выражений

$$C_P = \frac{C_{P\mathrm{CO_2}} \cdot m_{\mathrm{CO_2}} + C_{P\mathrm{H_2O}} \cdot m_{\mathrm{H_2O}} + C_{P\mathrm{O_2}} \cdot m_{\mathrm{O_2}} + C_{P\mathrm{N_2}} \cdot m_{\mathrm{N_2}}}{M_{\mathrm{ОГ}}}; \quad (9)$$

$$C_V = \frac{C_{V\mathrm{CO_2}} \cdot m_{\mathrm{CO_2}} + C_{V\mathrm{H_2O}} \cdot m_{\mathrm{H_2O}} + C_{V\mathrm{O_2}} \cdot m_{\mathrm{O_2}} + C_{V\mathrm{N_2}} \cdot m_{\mathrm{N_2}}}{M_{\mathrm{ОГ}}}. \quad (10)$$

Отношение теплоемкостей C_P и C_V будет определять показатель адиабаты k:

$$k = \frac{C_P}{C_V}. \quad (11)$$

Снижение отношения С/Н и уменьшение коэффициента избытка воздуха α влечет за собой уменьшение показателя адиабаты. В свою очередь показатель адиабаты будет влиять на неиспользование теплоты в цикле согласно формулам (5)–(4) – с уменьшением k коэффициент неиспользования теплоты δ_k в цикле будет увеличиваться.

Вследствие того, что законы тепловыделения принимались одинаковыми для различных топлив, то неиспользование теплоты, связанное с несвоевременностью и теплообменом в ходе расчетного анализа оставались примерно постоянными. Для действительного цикла, вследствие изменения соотношения С/Н при увеличении доли водорода, происходит интенсификации сгорания. Так как для топлив с увеличенным содержанием этанола характерно сокращение продолжительности сгорания и увеличение максимума тепловыделения, то вследствие изменения состава при увеличении доли водорода будет сокращаться неиспользование теплоты из-за несвоевременности сгорания $\delta_{нс}$ и увеличиваться δ_w.

3. Анализ индикаторного КПД для различных видов биотоплив

В ходе испытаний были исследованы следующие виды топлив:

- Рапсовый метиловый эфир (РМЭ) – (RME);
- 90 % РМЭ + 10 % этанола – (RME 90+E 10);
- 80 % РМЭ + 20 % этанола – (RME 80+E 20);
- 70 % РМЭ + 30 % этанола – (RME 70+E 30);
- 60 % РМЭ + 40 % этанола – (RME 60+E 40).

Неиспользование теплоты вследствие изменения состава находится на уровне 0,02, а изменение соотношения С/Н приводит к изменению δ_c на 0,005. Более значительными будут значения коэффициента неиспользования теплоты $\delta_т$, которые могут достигать 0,1 и их значение определяется законом ввода теплоты, а изменения, связанные с различным составом, составляют 0,007. Состав топлива на коэффициенты $\delta_{нс}$, и δ_w практически не влияет. Даное неиспользование теплоты определяется только законом ввода теплоты. Таким образом, влияние состава топлива на показатели неиспользования теплоты в цикле, а, соответственно на экономичность, будут определяться, прежде всего, влиянием состава топлива на параметры тепловыделения. Состав топлива значительным образом влияет на закон тепловыделения. С увеличением доли этанола растет доля водорода, что приводит к интенсификации сгорания и, соответственно, влечет за собой сокращение продолжительности и рост максимума тепловыделения. Ниже рассмотрена зависимость показателей неиспользования теплоты для различных топлив.

Величина коэффициента $\delta_э$, согласно формуле (5), формируется в зависимости от показателя адиабаты k и степени сжатия, поэтому изменение состава топлива на нее не влияет и $\delta_э$ остается на одном уровне

С увеличением доли этанола доля $\delta_{нс}$ уменьшается, по причине того что возрастает α в локальных зонах воспламенения, поэтому проис-

ходит увеличение скорости сгорания. В то же время увеличение средней температуры стенки цилиндра приводит к ускорению смесеобразования, что также позволяет сократить неиспользование теплоты из-за несвоевременности сгорания $\delta_{нс}$ (рис. 1).

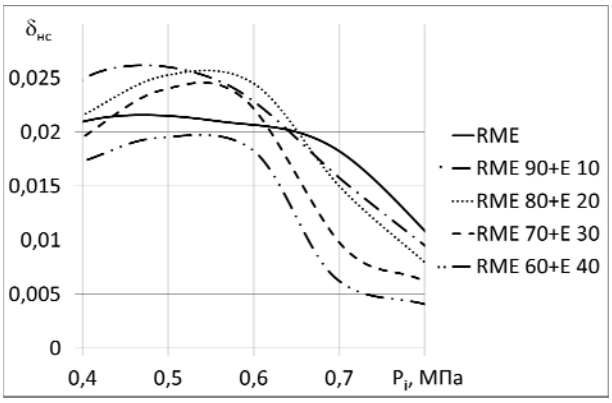


Рис. 1. Неиспользование теплоты от несвоевременности ввода

Рост значений δ_c, с увеличением нагрузки, связан с изменением коэффициента избытка воздуха α и количеством трехатомных газов, таких как H_2O и CO_2, в отработавших газах. При этом разница относительно топлив настолько минимальна, что ей можно пренебречь (рис. 2).

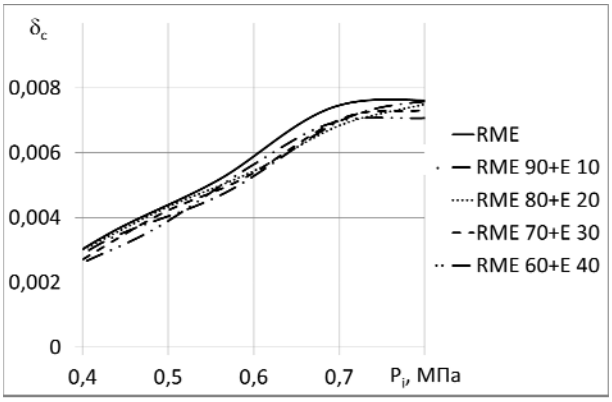


Рис. 2. Неиспользование теплоты вследствие изменения состава РТ

Вследствие увеличения цикловой порции топлива, возрастает температура сгорания рабочего тела, отчего возрастает неиспользование теплоты, связанное с изменением температуры $\delta_т$ (рис. 3).

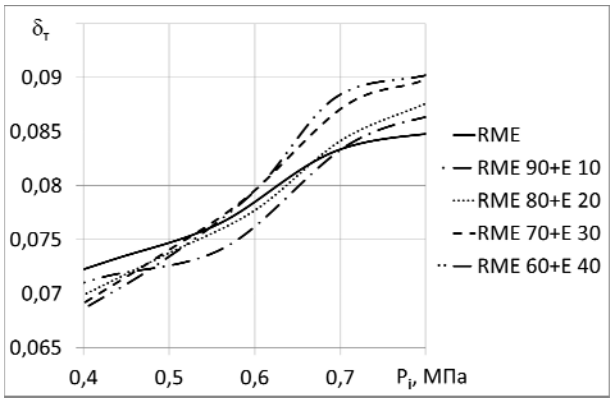


Рис. 3. Неиспользование теплоты вследствие изменения температуры РТ

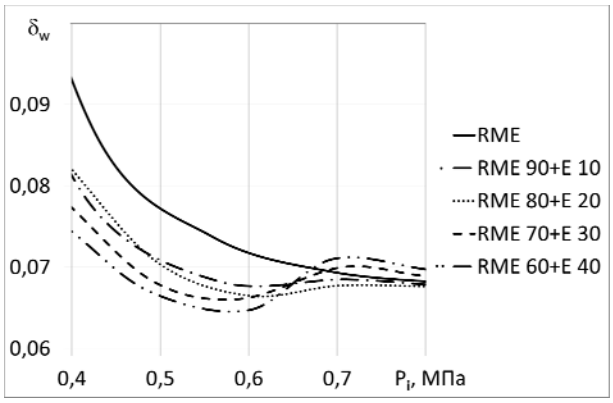


Рис. 4. Неиспользование теплоты по всевозможным причинам отвода теплоты по ходу развития цикла

По причине уменьшения продолжительности сгорания неиспользование теплоты вследствие теплообмена возрастает из-за увеличения суммарного относительного отвода теплоты X_W и интенсификации процесса отвода в районе ВМТ (рис. 4).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Алексеев, В. П.* Физические основы процессов в камерах сгорания поршневых ДВС: учеб. пособие / В. П. Алексеев, Д. Н. Вырубов. – М.: МВТУ, 1977. – 84 с.

2. *Кавтарадзе, Р. З.* Теория поршневых двигателей. Специальные главы: учебник для вузов / Р. З. Кавтарадзе. – М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2008. – 720 с.: ил.

3. *Матиевский, Д. Д.* Исследование тепловыделения и показателей работы тракторного дизеля Ч13/14 с полуразделенной камерой сгорания: дис. ... канд. техн. наук / Д. Д. Матиевский. – Барнаул, 1971. – 287 с.

УДК 662.611

Е. А. Федянов, Е. А. Захаров, Ю. В. Левин, В. Н. Кузьмин, Д. С. Гаврилов

ВЛИЯНИЕ ДОБАВОК СИНТЕЗ-ГАЗА НА СКОРОСТЬ РАСПРОСТРАНЕНИЯ ПЛАМЕНИ ПРИ ГОРЕНИИ ПРОПАН-БУТАНОВОЙ СМЕСИ

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: tig@vstu.ru)

В статье представлены результаты экспериментальных исследований влияния добавок синтез-газа на нормальную скорость распространения пламени при горении пропан-бутановой смеси. Проведено сравнение эффектов от добавки синтез-газа и чистого водорода.

Ключевые слова: синтез-газ, добавки водорода, скорость пламени.

The results of experimental studies of the effect of additives synthesis gas to a normal flame velocity in propane-butane mixtures are considered. A comparison of the effects of the additions of synthesis gas and hydrogen is presented.

Keywords: synthesis gas, hydrogen additive, the flame velocity.

В последнее время заметно возросло число исследований, связанных с применением в качестве моторного топлива синтез-газов. Эти горючие газы искусственного происхождения состоят в основном из оксидов углерода и водорода. Сырьевая база для их производства достаточно широка. Повышенный интерес к синтез-газам, как к моторному топливу, обусловлен тем, что высокие цены на нефтяные топлива делают их производство экономически целесообразным.

Ряд исследований [1] посвящен влиянию добавок синтез-газов на показатели двигателей с искровым зажиганием, работающих на бензине. Утверждается, что показатели, особенно экологические, заметно улучшаются.

Положительный эффект от добавки синтез-газов объясняют высоким содержанием в них свободного водорода. Доля этого компонента в некоторых разновидностях синтез-газов доходит до 15 %. Добавки водорода, как подтверждено многими, в том числе нашими [2, 3], исследованиями, существенно ускоряют процесс сгорания и повышают предел обеднения смеси. Представляет интерес сравнить эффекты от добавки к углеводородному топливу синтез-газа и чистого водорода при условии, что доля водорода в результирующей топливовоздушной смеси будет одна и та же.

Эксперименты были проведены нами в камере сгорания постоянного объема, оборудованной системой искрового зажигания и ионизационными датчиками для регистрации распространения пламени [4]. Основным топливом служила пропан-бутановая смесь (сжиженный углеводородный газ). Этот вид топлива по своим теплотехническим характеристикам близок к бензину. Синтез-газ, который использовали как добавку к основному топливу, состоял по объему из 88,5 % диоксида углерода и 11,5 % водорода. Синтез-газ такого состава получают паровой конверсией метанола.

Методика приготовления топливовоздушных смесей и дозирования добавок рассмотрена в ранее опубликованных работах [5].

На рис. 1 представлены построенные на основе полученных экспериментальных данных зависимости нормальной скорости распространения пламени от доли добавленного в топливовоздушную смесь водорода в чистом виде (линия 2) и в составе синтез-газа (линия 1). Обе зависимости построены в общей системе координат, в которой по оси абсцисс отложены значения доли водорода по отношению ко всей топливовоздушной смеси, включающей, том числе, сами добавки. Коэффициент избытка воздуха в основной топливовоздушной смеси в ходе этих экспериментов оставался одним и тем же: $\alpha = 1{,}07$.

Сопоставление кривых на рис. 1 приводит к парадоксальному, на первый взгляд, выводу: одно и то же количество водорода влияет на нормальную скорость распространения пламени сильнее, если этот водород подан не в чистом виде, а в составе синтез-газа. При этом, если доля водорода в результирующей топливовоздушной смеси не превышает 8 %, то различия в эффектах от подачи синтез-газа и чистого водорода не наблюдаются.

Аналогичные результаты были получены и при других составах основной топливовоздушной смеси. Так, на рис. 2 представлены те же зависимости, что и на рис. 1, но для более бедной основной топливовоздушной смеси: $\alpha = 1{,}47$. Некоторым отличием зависимостей на рис. 2 от зависимостей на рис. 1 является лишь то, что кривые в случае более бедной основной топливовоздушной смеси расходятся уже при $g_{H_2} > 6\ \%$.

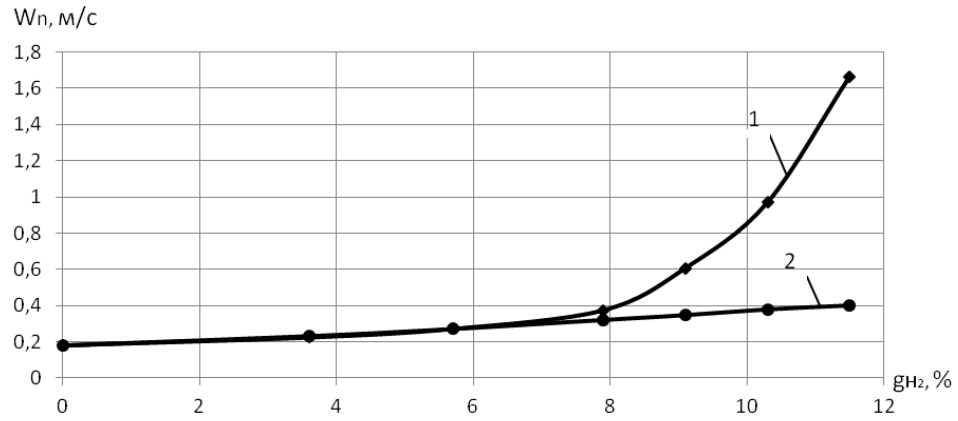


Рис. 1. Влияние добавок водорода на нормальную скорость распространения ламинарного пламени при горении пропан-бутановоздушной смеси (α=1,07):
1 – при добавке водорода в составе синтез-газа; *2* – при добавке чистого водорода

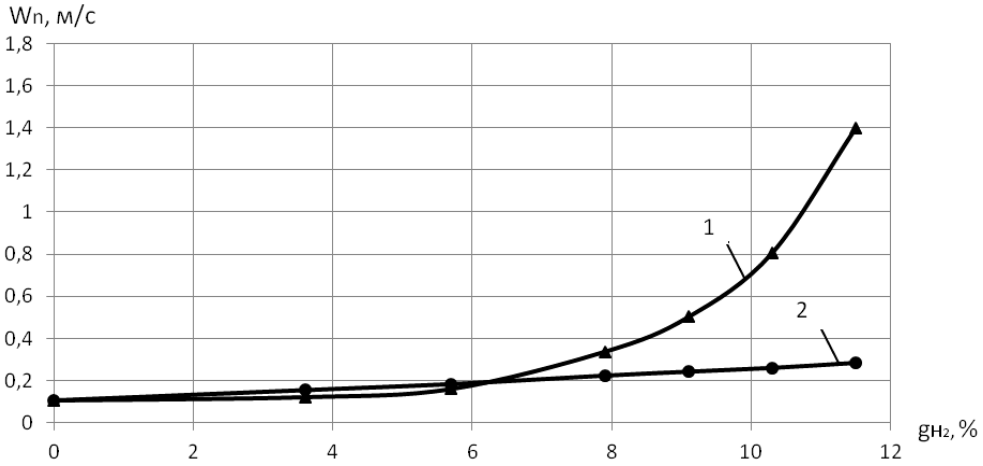


Рис. 2. Влияние добавок водорода на нормальную скорость распространения ламинарного пламени при горении пропан-бутановоздушной смеси (α=1,47):
1 – при добавке водорода в составе синтез-газа; *2* – при добавке чистого водорода

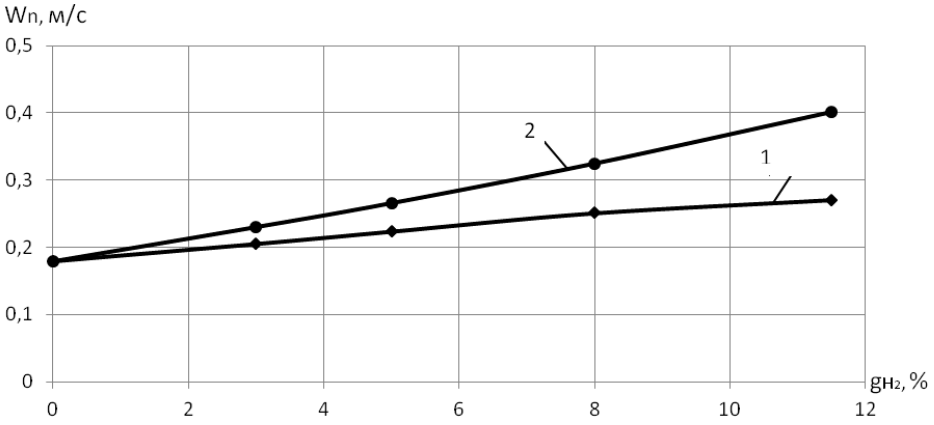


Рис. 3. Влияние добавок водорода на нормальную скорость распространения ламинарного пламени при горении пропан-бутановоздушной смеси (α=1,07) без учета содержания в синтез-газе диоксида углерода:
1 – при добавке водорода в составе синтез-газа; *2* – при добавке чистого водорода

Причины кажущегося большего эффекта от добавки водорода в составе синтез-газа становятся понятны, если перестроить графики, приведенные на рис. 1 и 2, откладывая по оси абсцисс долю водорода по отношению только к основному горючему, исключив, тем самым,

балласт в виде диоксида углерода. Такой перестроенный график для случая горения основной топливовоздушной смеси с α = 1,07 представлен на рис. 3. Как видно, если рассматривать влияние доли добавленного водорода, учитывая только горючие компоненты, то наибольший эффект достигается на чистом водороде. В случае добавки синтез-газа содержащийся в нем балласт отбирает на себя часть выделяющейся при горении теплоты и снижает скорость химических реакций во фронте пламени. Проведенный анализ позволяет также сделать вывод о том, что при подаче синтез-газов различного состава оценивать влияние содержащегося в них водорода по его доле в результирующей топливовоздушной смеси некорректно. Эта доля не отражает действительного соотношения между водородом и углеродом в горючей части топливовоздушной смеси.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. 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.

2. *Злотин, Г. Н.* Влияние добавок водорода в бензовоздушную смесь на формирование начального очага горения в ДВС с искровым зажиганием / Г. Н. Злотин // Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. ст. №6 (44) / ВолгГТУ. – Волгоград, 2008. – (Серия «Процессы преобразования энергии и энергетические установки» ; вып. 1). – С. 77–80.

3. *Федянов, Е. А*. Улучшение процесса сгорания сжиженного углеводородного газа добавками водорода / Е. А. Федянов, Е. А. Захаров, Д. С. Гаврилов, Ю. В. Левин // Молодой ученый. – 2013. – № 3 (Ч. 1). – С. 111–114.

4. *Федянов, Е. А.* Влияние добавок водорода на скорость сгорания пропан-бутана / Е. А. Федянов, Е. А. Захаров, Д. Б. Ширшов, Д. С. Гаврилов // Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. ст. № 4 / ВолгГТУ. – Волгоград, 2012. – (Серия «Процессы преобразования энергии и энергетические установки» ; Т. 12). – С. 43–45.

5. *Федянов, Е. А*. Экспериментальные исследования процесса сгорания пропанбутановоздушных смесей с добавками водорода / Е. А. Федянов, Е. А.Захаров, Ю. В. Левин, Д. С. Гаврилов // Вестник Саратовского государственного технического университета; СГТУ. – Саратов, 2013. – № 2 (71), вып. 2. – С. 111–116.

УДК 621.436

В. Г. Камалтдинов, В. А. Марков

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ И ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ И *HCCI* ДВИГАТЕЛЕЙ

Южно-Уральский государственный университет,
Московский государственный технический университет им. Н. Э. Баумана
(e-mail: vkamaltdinov@yandex.ru, markov@power.bmstu.ru)

Показаны преимущества реализации рабочего цикла HCCI двигателя. Представлена математическая модель процессов, протекающих в цилиндре двигателя внутреннего сгорания. Приведены результаты расчетных исследований процесса сгорания диметилового эфира, метана и их смеси.

Ключевые слова: дизельный двигатель, компрессионное воспламенение однородной смеси, диметиловый эфир, метан.

The advantages of HCCI Engine working cycle characteristics are demonstrated. Mathematical model of the process occurring in the internal combustion engine cylinder has been presented. Results of the calculation research of the process of combustion of the dimethyl ether, methane and their mixture have been given.

Keywords: diesel engine, homogeneous charge compression ignition, dimethyl ether, methane.

Основным фактором, определяющим пути дальнейшего совершенствования рабочего процесса двигателей внутреннего сгорания (ДВС), являются ужесточающие требования к токсичности отработавших газов (ОГ). Наиболее сложная проблема снижения токсичности ОГ дизельных двигателей – необходимость существенного уменьшения выбросов с ОГ оксидов азота NO_x. При этом более 90 % объема оксидов азота, содержащихся в ОГ, приходится на долю монооксида азота NO [1]. Поскольку образование монооксида азота в КС происходит с поглощением теплоты, основное влияние на эмиссию NO с ОГ оказывает температура сгорания. Причем, наибольшая концентрация NO имеет место в локальных зонах камеры сгорания (КС) с низкими коэффициентами избытка воздуха α и максимальными температурами сгорания. Поэтому эффективным средством снижения выбросов NO_x в атмосферу является реализация мероприятий, направленных на снижение максимальных температур в КС ДВС.

К этим мероприятиям относится и рециркуляция ОГ. При организации рециркуляции ОГ в цилиндры двигателя вводятся инертные компоненты (газы), препятствующие образованию оксидов азота в КС. В качестве этих инертных газов используется часть выхлопных газов, которые подаются из выпускной системы двигателя в его впускную систему. При этом основными инертными компонентами ОГ являются азот, углекислый газ (диоксид углерода CO_2) и водяной пар. Содержание углекислого газа и паров воды в ОГ дизелей достигает соответственно 12 и 9 % (по массе). Концентрация азота в ОГ изменяется в пределах от 74 до 78 %, а содержание кислорода колеблется от 2 до 18 % (состав воздуха: азот – около 78 %, кислород – около 21 %, углекислый газ – 0,03–0,04 %, аргон, водород и другие инертные газы – примерно 0,94 %) [1]. Этот метод снижения эмиссии оксидов азота эффективен не только в традиционных дизельных двигателях, но и в перспективных двигателях, работающих на гомогенной рабочей смеси, т. е. при реализации рабочего цикла *HCCI* (Homogeneous Charge Compression Ignition) [2, 3].

Указанные работы, в основном, посвящены экспериментальному исследованию рабочего цикла *HCCI* двигателей. Известны работы, посвященные моделированию рабочего процесса поршневого двигателя с самовоспламенением гомогенного заряда [4]. Однако недостаточно исследованным является вопрос о влиянии содержания инертных компонентов в рабочей смеси на показатели *HCCI* двигателей. Для проведения такого исследования разработана математическая модель сгорания, основанная на положениях, описанных в работе [5]. Согласно принятой схеме процесса сгорания топлива его скорость определяется по выражению:

$$w = \frac{\mathrm{d}N}{\mathrm{d}\tau} = \frac{Z_E}{\tau_\mathrm{y}}, \qquad (1)$$

где dN – изменение количества вещества в результате реакции; dτ – интервал времени; Z_E – количество активных молекул топлива, энергия которых выше энергии активации, и составляющих группу одновременно реагирующих молекул; τ_y – условная продолжительность реакции окисления активных молекул топлива. Количество активных молекул топлива определяется по известному закону Аррениуса

$$Z_E = Z_T \cdot e^{-\frac{E_A}{RT}}, \qquad (2)$$

где Z_T – общее количество молекул топлива в рассматриваемом объеме V; E_A – энергия активации; R – универсальная газовая постоянная; T – температура смеси. Условную продолжительность реакции окисления активных молекул топлива τ_y предложено определять по выражению:

$$\tau_\mathrm{y} = \frac{Z_T}{\mathrm{const} \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot V \cdot C_T^p \cdot C_{O_2}^q} = \frac{V}{\mathrm{const} \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot Z_T^{p-1} \cdot Z_{O_2}^q}, \qquad (3)$$

где const – константа, учитывающая количество активных соударений молекул реагирующих веществ в единицу времени в единице объема; K_1 – коэффициент загазованности окислителя, учитывающий влияние инертных составляющих рабочего тела и продуктов сгорания. Коэффициент турбулентности K_2 введен для возможности моделирования (при необходимости) влияния движения горючей смеси. Он учитывает турбулентность внутри КС ($K_2 \geq 1$, при моделировании *HCCI* процесса сгорания принималось $K_2 = 1$); $C_\mathrm{T} = Z_\mathrm{T}/V$ и $C_{O_2} = Z_{O_2}/V$ – концентрации всех молекул топлива Z_T и кислорода Z_{O_2} в объеме V соответственно; p, q – показатели степени, причем $p + q = n$ – кинетический порядок реакции, $n = 2$. Для получения значений скорости сгорания в любой момент времени достаточно определить количество активных, одновременно реагирующих молекул топлива и разделить его на условную продолжительность реакции окисления этой группы. В модель процесса сгорания введена зависимость, учитывающая влияние коэффициента загазованности окислителя K_1 на условную продолжительность реакции окисления активных молекул топлива τ_y. Коэффициент K_1 определяется по формуле, отражающей зависимость периода задержки воспламенения (ПЗВ) τ_i топлива от концентрации кислорода в окислителе C_{O_2}, показанной на рис. 1 [6]:

$$K_1 = 1 - \left(1 - \frac{Z_{\mathrm{O}_2}}{Z_{\mathrm{O}_2} + Z_{\mathrm{N}_2} + Z_{\mathrm{CO}_2} + Z_{\mathrm{H}_2\mathrm{O}} + Z_{\mathrm{CO}}}\right)^6, \qquad (4)$$

где Z_{N_2}, Z_{CO_2}, $Z_{\mathrm{H}_2\mathrm{O}}$, Z_{CO} – соответственно количества молекул азота, диоксида углерода, воды и оксида углерода в расчетном объеме V.

По уточненной модели исследовано влияние различных параметров горючей смеси на скорость сгорания топлива в КС с самовоспламенением гомогенной смеси при сгорании диме-

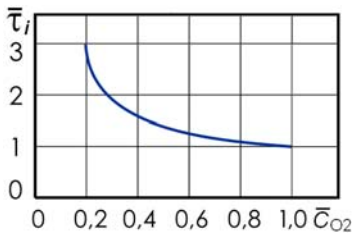


Рис. 1. Влияние концентрации кислорода в окислителе на относительную величину периода задержки воспламенения [6]

тилового эфира (ДМЭ). Моделировалось сгорание в КС постоянного объема при следующих начальных параметрах топливно-воздушной смеси: коэффициент избытка воздуха $\alpha_в$ = 2,0, давление p = 1,5 МПа, температура T = 700 К. Объем смеси соответствовал объему КС *HCCI* двигателя на базе 4 ЧН 13/15 производства ООО «ЧТЗ-Уралтрак» при геометрической степени сжатия ε = 14. Постоянный объем КС принимался для исключения влияния на процесс сгорания поджатия или расширения в результате движения поршня. Полученные результаты приведены на рис. 2–5. Характер изменения коэффициента загазованности окислителя K_1, определяемого по выражению (4), приведен на рис. 2. На рис. 3, *а* видно, что без учета загазованности окислителя инертными газами (K_1=1) условная продолжительность реакции окисления активных молекул топлива (линия 2) в период задержки воспламенения на 25 % меньше, чем при учете загазованности окислителя коэффициентом K_1 (K_1=var). Это приводит к повышению частоты образования и окисления активных молекул топлива, и соответственно, увеличению скорости сгорания ДМЭ, определяемой по выражению (1), в начальный период продолжительностью $0{,}4\cdot10^{-3}$ с (рис. 4, *а*). На рис. 2 видно, что в течение развития сгорания по мере увеличения инертных компонентов (Z_{CO_2} и Z_{H_2O}) в рабочем теле, изменение количества которых приведено на рис. 3, *б*, коэффициент K_1 уменьшается от 0,74 до 0,52, то есть в 1,42 раза. В результате условная продолжительность реакции окисления активных молекул топлива, определенная с учетом коэффициента K_1, не только больше на 25 % в ПЗВ, но и в процессе сгорания увеличивается быстрее, чем без учета загазованности окислителя инертными газами (см. рис. 3, *а*).

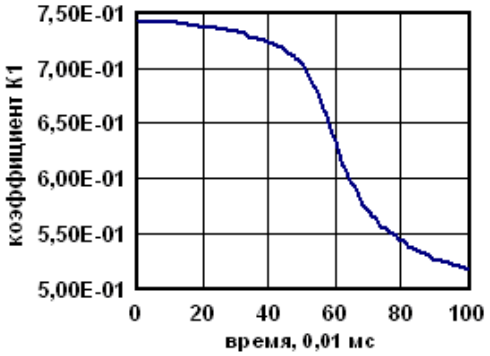


Рис. 2. Изменение коэффициента K_1 в процессе сгорания воздушной смеси ДМЭ в камере постоянного объема: $\alpha_в$ = 2,0, p = 1,5 МПа, T = 700 К

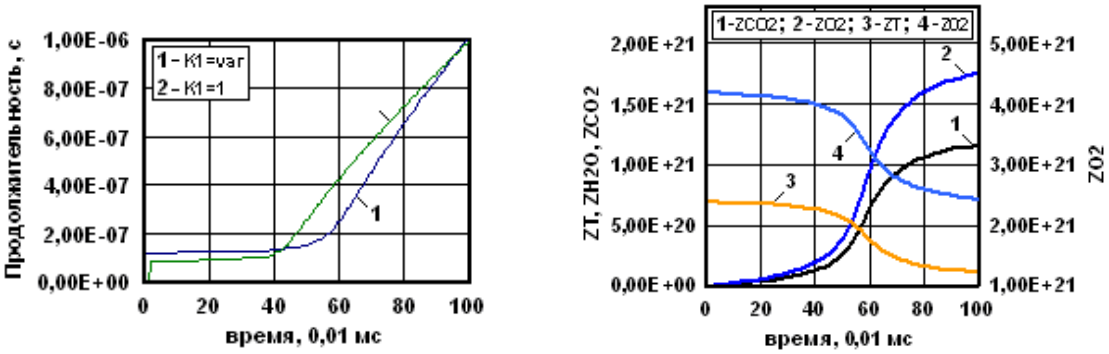
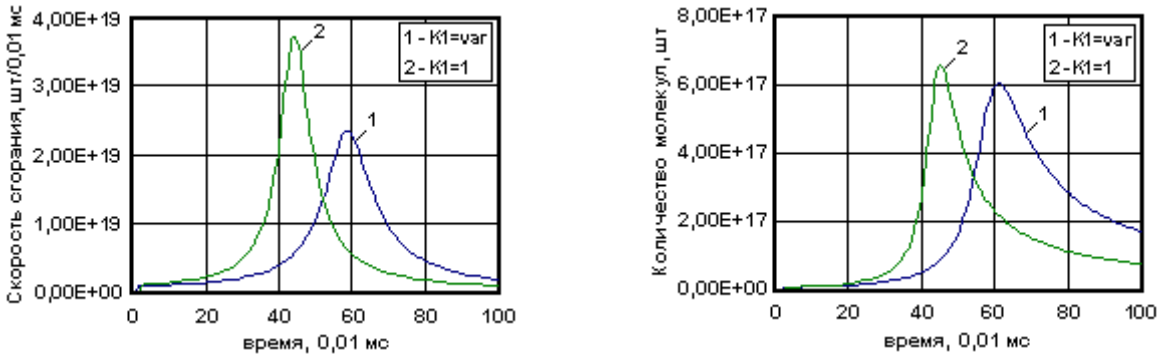


Рис. 3. Результаты расчета сгорания воздушной смеси ДМЭ в камере постоянного объема: $\alpha_в$ = 2,0, p = 1,5 МПа, T = 700 К; *а* – изменение условной продолжительности окисления группы активных молекул ДМЭ; *б* – изменение содержания в смеси количеств молекул топлива Z_T, кислорода Z_{O_2}, воды Z_{H_2O} и диоксида углерода Z_{CO_2}; *1* – K_1 = var (рис. 2); *2* – K_1 = 1

Характер изменения количества активных молекул ДМЭ в группе Z_E, определяемого по выражению (2), приведен на рис. 4, *б*. Видно, что в начальной фазе сгорания увеличение количества активных молекул ДМЭ в группе согласуется с ростом температуры смеси (см. рис. 5, *б*). В дальнейшем по мере выгорания ДМЭ (уменьшения Z_T) и расходования на этот процесс молекул кислорода (уменьшения Z_{O_2}, см. рис. 3, *б*) происходит увеличение условной про-

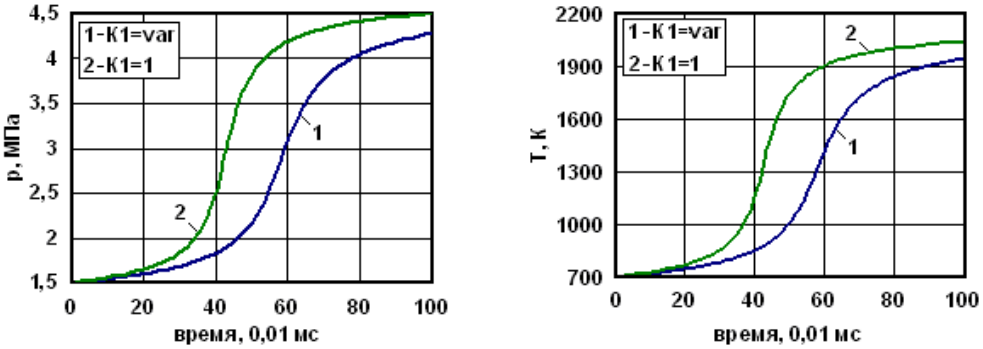
должительности реакции окисления активных молекул топлива τ_y, определяемой по выражению (3) (см. рис. 3, *а*), и снижение количества активных молекул Z_E (см. рис. 4, *б*).



а *б*

Рис. 4. Результаты расчета сгорания воздушной смеси ДМЭ в камере постоянного объема:
$\alpha = 2{,}0$, $p = 1{,}5$ МПа, $T = 700$ К; *а* – изменение скорости сгорания ДМЭ; *б* – изменение количества активных молекул ДМЭ в группе;
1 – K_1 = var (рис. 2); 2 – $K_1 = 1$

Максимальная величина Z_E без учета загазованности окислителя инертными газами ($K_1 = 1$) достигается раньше. Это объясняется более ранним развитием сгорания с соответствующим увеличением тепловыделения, давления (рис. 5, *а*) и температуры рабочего тела (рис. 5, *б*) в КС. В результате развития самоускоряющейся реакции сгорания температура смеси повышается быстрее и до более высокого уровня (2041 К против 1944 К за 1 мс), что приводит к увеличению максимальной скорости сгорания ДМЭ примерно в 1,6 раза. Далее вследствие увеличения условной продолжительности реакции окисления активных молекул топлива τ_y (рис. 3, *а*) и снижения количества активных молекул Z_E (см. рис. 4, *б*), несмотря на продолжающийся рост температуры (см. рис. 5, *б*), происходит снижение скорости сгорания, как в случае учета загазованности окислителя инертными газами коэффициентом K_1, так и без учета загазованности (при $K_1 = 1$).



а *б*

Рис. 5. Результаты расчета сгорания воздушной смеси ДМЭ в камере постоянного объема:
$\alpha_в = 2{,}0$, $p = 1{,}5$ МПа, $T = 700$ К; *а* – изменение давления; *б* – изменение температуры; *1* – K_1 = var (рис. 2); *2* – $K_1 = 1$

Таким образом, введение коэффициента загазованности окислителя K_1 в выражение для определения условной продолжительности реакции окисления активных молекул топлива τ_y позволило корректировать количество активных соударений молекул реагирующих веществ (в единицу времени в единице объема) за счет увеличения количества инертных молекул, образующихся при сгорании. В результате сгорание становится более «мягким» и растянутым во времени: расчетный максимум скорости сгорания уменьшился примерно в 1,6 раза и сместился по времени примерно на 30 %.

Разработанная математическая модель сгорания топлива в ДВС включает модель процесса диссоциации CO_2, образующегося при сгорании топлива в ДВС в условиях нестационарного тепло- и массообмена. Эта модель, включает уравнения для определения степени диссоциации для квазиравновесного состояния

по рекомендациям В. В. Померанцева [7], количества молекул CO_2, распавшихся на монооксид углерода и кислород, а также затрат энергии на этот процесс. При снижении температуры в зоне горения принимается, что диссоциация идет в обратную сторону с выделением теплоты за счет окисления оксида углерода.

Количество молекул диоксида углерода dZ_{CO_2}, распавшихся за шаг расчета, определяется через степень диссоциации α при текущих давлениях, температурах и составе рабочего тела. Степень диссоциации α определяется при решении кубического уравнения:

$$\alpha^3 + \alpha^2 \frac{2\beta}{1 - K_P^2 p} + \alpha \frac{(-3 - 4\beta)}{1 - K_P^2 p} + \frac{2 + 2\beta}{1 - K_P^2 p} = 0, \quad (5)$$

где p – давление в цилиндре; K_p – константа равновесия реакции, определяется из выражения

$$\lg K_p^2 = \frac{29791}{T} + 0{,}169 \cdot 10^{-3} T - \frac{0{,}324 \cdot 10^5}{T^2} - 9{,}495$$

[8]; $\beta = \dfrac{N_{N2} + N_{H20}}{N_{CO2}}$ – отношение суммарного числа молей азота N_{N_2} и воды N_{H_2O} к суммарному числу молей диоксида углерода N_{CO_2}.

Уравнение (5) для реакции

$$N_2 + H_2O + 2CO + O_2 \Leftrightarrow N_2 + H_2O + 2CO_2$$

получено после установления равновесия. Обозначим $N^0_{CO_2}$ – количество молей CO_2 в исходной смеси, $N^0_{N_2}$ – количество молей азота в исходной смеси. Тогда $N_{CO} = \alpha N^0_{CO_2}$, $N_{CO_2} = (1 - \alpha) N^0_{CO_2}$, $N_{O_2} = \dfrac{\alpha}{2} N^0_{CO_2}$, $\beta = \dfrac{N^0_{N_2} + N_{H_2O}}{N^0_{CO_2}}$.

Суммарное число молей после частичной диссоциации диоксида углерода определяется выражением:

$$N_\Sigma = N_{CO2} + N_{CO} + N_{O_2} + N^0_{N_2} + N_{H_2O} =$$

$$= \left[(1 - \alpha) + \alpha + \frac{\alpha}{2} + \beta \right] N^0_{CO_2} = \left(1 + \frac{\alpha}{2} + \beta \right) N^0_{CO_2}.$$

Мольные доли основных компонентов обозначаются:

$$x_{CO_2} = \frac{N_{CO_2}}{N_\Sigma} = \frac{1 - \alpha}{1 + \alpha/2 + \beta}; \; x_{CO} = \frac{\alpha}{1 + \alpha/2 + \beta};$$

$$x_{O_2} = \frac{\alpha/2}{1 + \alpha/2 + \beta}; \; x_{N_2} = \frac{\beta}{1 + \alpha/2 + \beta}.$$

Для реакции $CO + \frac{1}{2} O_2 \Leftrightarrow CO_2$ справедливо уравнение [7]:

$$\frac{x_{CO_2} \cdot x_{N_2}}{x_{CO} \cdot x_{O_2}^{1/2} \cdot x_{N_2}} = K_P / P^{1+1-(1+1/2+1)} =$$

$$= K_P / P^{-1/2} = K_P P^{1/2}.$$

После его преобразования получаем

$$\frac{(1 - \alpha) \cdot (1 + \alpha/2 + \beta) \cdot (1 + \alpha/2 + \beta)^{1/2}}{(1 + \alpha/2 + \beta) \cdot \alpha (\alpha/2)^{1/2}} = K_p P^{1/2}.$$

Это уравнение используется совместно с уравнением (5). Затраты энергии на диссоциацию этих молекул диоксида углерода определяются по выражению

$$dQ_d = dZ_{CO_2} \cdot \mu_{CO_2} \cdot A_0 \cdot E_d,$$

где μ_{CO_2} – молекулярная масса диоксида углерода; E_d – энергия, затрачиваемая на диссоциацию одной молекулы диоксида углерода.

График изменения степени диссоциации CO_2, определенный по выражению (5), в зависимости от температуры приведен на рис. 6. Он построен по результатам расчета сгорания метано-воздушной смеси в КС постоянного объема при коэффициенте избытка воздуха $\alpha_в$ = 0,807, давлении p = 2,5 МПа, температуре T = 1250 К. На этом режиме достигается максимальная температура сгорания 3100 К при повышении давления до 6,28 МПа и максимальная степень диссоциации α = 0,357. Расчетный график степени диссоциации хорошо согласуются с известными данными работы [7]. Присутствие инертных добавок в метано-воздушной смеси в виде молекул азота и воды заметно увеличивает степень диссоциации CO_2, что проявляется в приближении расчетной кривой 4 (построенной для давления от 2,5 до 6,28 МПа, см. рис. 6) к кривой 2 (построенной для давления 0,1 МПа).

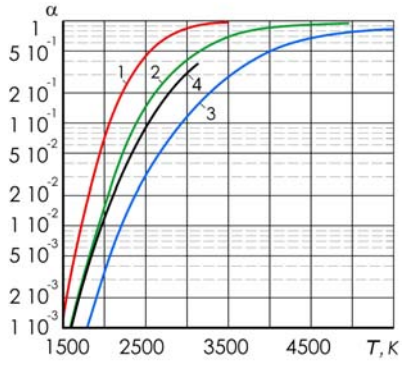


Рис. 6. Зависимость степени диссоциации диоксида углерода α от температуры T и давления:
1 – p = 0,001 МПа; *2* – p = 0,1 МПа; *3* – p = 10 МПа без инертных добавок [7]; *4* – расчетная кривая по выражению (5), полученная с инертными добавками при повышении давления от 2,5 до 6,28 МПа

Важность учета степени диссоциации диоксида углерода α при сгорании смесей с коэффициентом избытка воздуха менее $\alpha_в = 2{,}5$ показывает рис. 7. Здесь видно, что при максимальных температурах сгорания T_{max} менее 1800 К исключение учета диссоциации CO_2 и затрат на это энергии практически не влияет на результаты расчета: повышения максимальной температуры сгорания не происходит ($\Delta T_{max} = 0$). При максимальных температурах более 2000 К степень диссоциации становится заметной и превышает 0,01. В результате затраты энергии на этот процесс существенно снижают максимальную температуру сгорания. Если не учитывать степень диссоциации CO_2, то прирост максимальной температуры ΔT_{max} при сгорании ДМЭ может достигать 170 К, а метана – до 290 К, что составляет 6,3 % и 10 % соответственно.

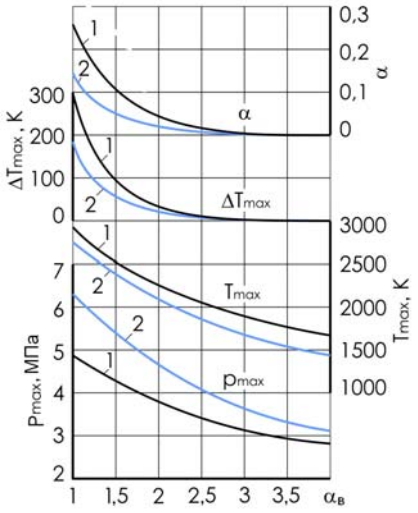


Рис. 7. Влияние состава воздушных смесей метана и ДМЭ на параметры процесса сгорания в камере постоянного объема: *1* – метано-воздушная смесь, p = 1,5 МПа, T = 900 К; *2* – ДМЭ-воздушная смесь, p = 1,5 МПа, T = 700 К; ΔT_{max} – повышение максимальной температуры смеси при отсутствии диссоциации

Здесь следует отметить, что уровень температуры сгорания (2100–2200 К), при которой становится заметной величина степени диссоциации диоксида углерода (α = 0,01–0,02, рис. 7), определенная по разработанной модели, практически совпадает с температурой (2150–2200 К), при которой начинают образовываться оксиды азота NO_x. Это указывает на связь процессов диссоциации CO_2 и образования NO_x. Причем диссоциация диоксида углерода происходит независимо от присутствия азота в горючей смеси. Для протекания этого процесса требуется высокая температура горения.

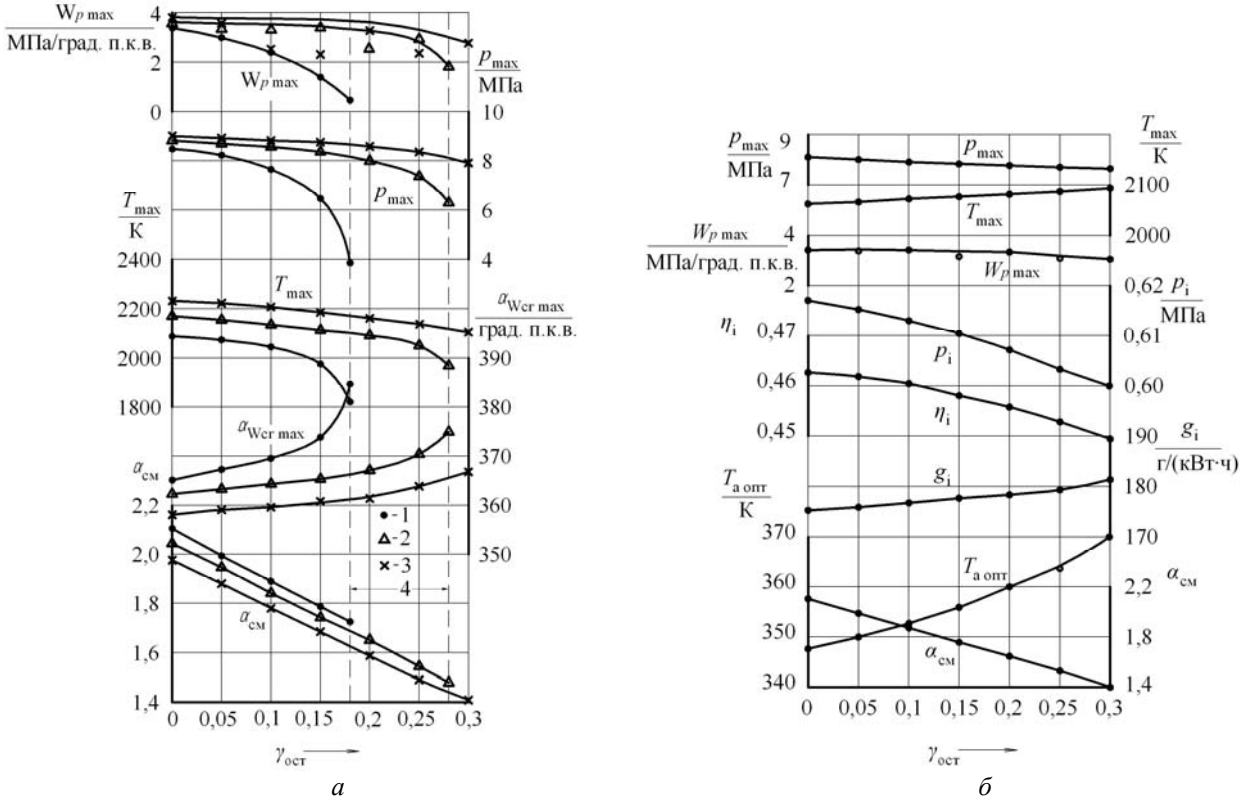
Для образования оксидов азота кроме высокой температуры требуется присутствие молекул кислорода. Очевидно, что, чем активнее будут молекулы (атомы) кислорода, тем интенсивнее будет процесс образования NO_x. Отсюда логично вытекает, что атомарный кислород, выделяющийся при диссоциации CO_2, будет активно реагировать с молекулами азота с образованием NO_x. Следовательно, процесс диссоциации CO_2 способствует образованию оксидов азота. Тогда однозначно прослеживается связь между повышением максимальной температуры сгорания в цилиндре, увеличением степени диссоциации CO_2 и повышением содержания NO_x в ОГ ДВС.

Как показывают расчетные данные, приведенные на рис. 7, учет степени диссоциации CO_2 позволяет точнее определять температуру сгорания, что особенно важно с точки зрения образования оксидов азота. При температуре горения выше 2200 К образование NO_x резко увеличивается, а уже при температуре 2400 К концентрация NO_x достигает уровня 5000 *ppm*. Поэтому для обеспечения малотоксичного рабочего цикла *HCCI* двигателя очень важно ограничивать максимальную температуру сгорания на уровне 2150–2200 К. Таким образом, моделирование процесса диссоциации CO_2, образующегося при сгорании топлива, с учетом затрат энергии на этот процесс позволяет точнее определять максимальную температуру сгорания в цилиндре и контролировать ее на уровне 2150–2200 К, исключающем образование NO_x. Для такого моделирования на кафедре «Двигатели внутреннего сгорания» ЮУрГУ разработана программа расчета рабочего цикла с воспламенением от сжатия, которая включает в себя модель процесса горения топлива, модель процесса диссоциации CO_2 и уточненную методику расчета параметров рабочего тела переменной массы в цилиндре при нестационарном тепло- и массообмене в течение всего цикла [9]. Результаты расчета рабочего цикла по разработанной программе могут быть использованы как для двигателей с самовоспламенением от сжатия гомогенного заряда (*HCCI*-двигателях), так и в дизелях.

Расчетные исследования выполнены применительно к перспективному *HCCI*-двигателю, конвертированному из дизеля 4Ч13/15 ООО «ЧТЗ-Уралтрак», который должен отвечать экологическим требованиям Евро-4 и Tier-4. В качестве топлива использовалось экологически чистое смесевое топливо, состоящее из ди-

метилового эфира (ДМЭ) и природного газа (ДМЭ) с массовой долей ДМЭ $\varphi_{ДМЭ} = 0{,}27$.

Для оценки влияния степени рециркуляции ОГ в *HCCI*-двигателе на показатели его рабочего цикла исследована зависимость этих показателей от коэффициента остаточных газов $\gamma_{ост}$. Следует отметить, что этот коэффициент оказывает сравнительно небольшое, но практически одностороннее влияние на процессы воспламенения и сгорания [10]. При его увеличении от 0 до 0,3 суммарный коэффициент избытка воздуха смеси топлив $\alpha_{см}$ линейно снижается примерно на 29 %, а угол максимальной скорости сгорания перемещается на линию расширения вплоть до полного прекращения воспламенения (рис. 8, *а*). Одновременно основные параметры рабочего цикла ухудшаются, кроме максимальной скорости нарастания давления в цилиндре, которая заметно снижается. Уменьшение температуры в начале сжатия при увеличении коэффициента остаточных газов до 0,3 для оптимизации сгорания позволяет снизить отрицательное влияние повышенного содержания ОГ в свежем заряде (рис. 8, *б*). Ухудшение индикаторных показателей в этом случае составляет около 2,9 %.



а *б*

Рис. 8. Влияние коэффициента остаточных газов $\gamma_{ост}$ на состав рабочего тела, показатели процесса сгорания (*а*) и на индикаторные показатели рабочего цикла при оптимальной температуре в начале сжатия (*б*):
1 – T_a = 350 К; *2* – T_a = 360 К; *3* – T_a = 370 К; *4* – граница стабильного воспламенения

Результаты исследования влияния на процесс сгорания температуры стенок цилиндра T_w, проведенные в работе [5], показывают, что для получения приемлемых индикаторных показателей *HCCI*-двигателя при рециркуляции ОГ необходимо повышение температуры стенок цилиндра в сочетании с пониженными температурами в начале сжатия. Это комплексное воздействие на рабочий цикл *HCCI*-двигателя оказывает стабилизирующее влияние на процессы воспламенения и сгорания.

Работа проводилась при финансовой поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Марков, В. А.* Токсичность отработавших газов дизелей / В. А. Марков, Р. М. Баширов, И. И. Габитов. – М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002. – 376 с.

2. Yao M., Chen Z., Zheng Z. et al. Effect of EGR on HCCI Combustion Fuelled with Dimethyl Ether (DME) and Methanol Dual-Fuels // SAE Technical Paper Series. 2005. – № 2005-01-3730. P. 1–8.

3. Zheng Z., Yao M., Chen Z. et al. Experimental Study on HCCI Combustion of Dimethyl Ether (DME) / Methanol Dual-Fuel // SAE Technical Paper Series. 2004. № 2004-01-2993. P. 1–9.

4. Flowers D., Aceves S., Smith R. et al. HCCI in a CRF Engine: Experiments and Detailed Kinetic Modeling // SAE Technical Paper Series. 2000. № 2000-01-0328. P. 1-13.

5. *Камалтдинов, В. Г.* Влияние температуры огневой поверхности цилиндра на процесс сгорания и показатели рабочего цикла HCCI двигателя / В. Г. Камалтдинов, В. А. Марков // Грузовик. – 2010. – № 12. – С. 38–47.

6. Pahl. Beiträage zur Erforschung des Zündproblenmes flüssiger Brennstoffe. München. 1927.

7. Основы практической теории горения: учеб. пособие / под ред. В. В. Померанцева. – Л.: Энергия, 1973. 263с.

8. Краткий справочник физико-химических величин / под ред. А. А. Равделя и А. М. Пономаревой. – Л.: Химия, 1983. – 232 с.

9. *Камалтдинов, В. Г.* Методика расчета процесса сгорания в двигателях с воспламенением от сжатия при нестационарном тепло- и массообмене / В. Г. Камалтдинов, Г. Д. Драгунов, В. А. Марков // Сборник научных трудов Международной конференции Двигатель-2010, посвященной 180-летию МГТУ им. Н. Э. Баумана. – М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2010. – С. 226–230.

10. *Камалтдинов, В. Г.* Влияние рециркуляции отработавших газов на процесс сгорания и показатели рабочего цикла HCCI-двигателя / В. Г. Камалтдинов, В. А. Марков, С. С. Никифоров // Вестник Южно-Уральского государственного университета: Машиностроение. – 2011. – № 11. – С. 50–55.

УДК 621.432.3

В. Н. Кузьмин, С. Н. Шумский, Е. А. Федянов

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА ИЗБЫТКА ВОЗДУХА НА РАЗВИТИЕ НАЧАЛЬНОЙ ФАЗЫ АКТИВНОГО ГОРЕНИЯ В ДВИГАТЕЛЯХ С САМОВОСПЛАМЕНЕНИЕМ ГОМОГЕННОЙ ТОПЛИВОВОЗДУШНОЙ СМЕСИ

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: tig@vstu.ru)

Приведены результаты экспериментальных исследований влияния коэффициента избытка воздуха на развитие процессов самовоспламенения и горения в HCCI-двигателях.

Ключевые слова: процесс HCCI, самовоспламенение, коэффициент избытка воздуха.

The results of experimental studies of the effect of air-fuel ratio on the development of autoignition and combustion processes in HCCI-engines are shown.

Keywords: HCCI engine, autoignition, air-fuel ratio.

Анализ публикаций, посвященных изучению рабочего процесса HCCI и его математическому моделированию [1, 2], свидетельствует о том, что особенности самовоспламенения при сжатии сильно обедненных гомогенных смесей остаются недостаточно изученными. Это, в частности, касается динамики тепловыделения в начальной фазе сгорания и влияния на эту динамику избытка воздуха. С целью углубленного изучения указанных особенностей нами были проведены экспериментальные исследования самовоспламенения гомогенных топливовоздушных смесей с различной степенью обеднения.

Основой экспериментальной установки являлся малоразмерный двухтактный компрессионный двигатель с изменяемой степенью сжатия и воздушным охлаждением. Основные параметры двигателя: диаметр цилиндра – 20 мм; ход поршня – 20 мм; рабочий объем – 6,6 см^3; степень сжатия (действительная) – от 5,4 до 14. Изменение степени сжатия осуществлялось через контрпоршень, который одновременно использовался и для индицирования двигателя: через жесткий шток давление газов, действующее на контрпоршень, передавалось на тензобалку. Запись и обработка сигналов с датчиков системы индицирования проводилась с помощью программного продукта ADCLab. Пример записи сигнала датчиков представлен на рис. 1.

Рис. 1. Пример записи сигнала датчиков (n = 915 мин-1): *1* – сигнал с тензодатчиков (индикаторные диаграммы); *2* – сигнал с датчика поворота коленчатого вала

Комплекс контрольно-измерительного оборудования стенда позволял измерять частоту вращения коленчатого вала двигателя, расходы топлива и воздуха, а также температуру воздуха на впуске. Последнюю можно было регулировать с помощью нагревателя, установленного на впуске.

Двигатель был соединен с электрической машиной постоянного тока, которая работала только в режиме электродвигателя. Обладая большим моментом инерции, электрическая машина задавала фиксированную частоту вращения, и поршневой двигатель действовал как многоцикловая машина быстрого сжатия. Это упрощало изучение влияния коэффициента избытка воздуха на развитие процесса горения, но не позволяло определять показатели двигателя.

Эксперименты проводились при постоянных частотах вращения, лежащих в диапазоне 850…950 мин$^{-1}$. Регулирование величины коэффициента избытка воздуха осуществлялось изменением подачи топлива.

Значения задержки самовоспламенения и скорости тепловыделения в начальной фазе сгорания определялись как средние значения для массива из 50 последовательных циклов.

На рис. 2 показана полученная на основе данных экспериментов зависимость задержки самовоспламенения от коэффициента избытка воздуха α при использовании в качестве топлива диметилэфира. Частота вращения равнялась 915 мин$^{-1}$, действительная степень сжатия $\varepsilon_д$=10,8, подогрев заряда на впуске отсутствовал ($\Delta t_a = 0$).

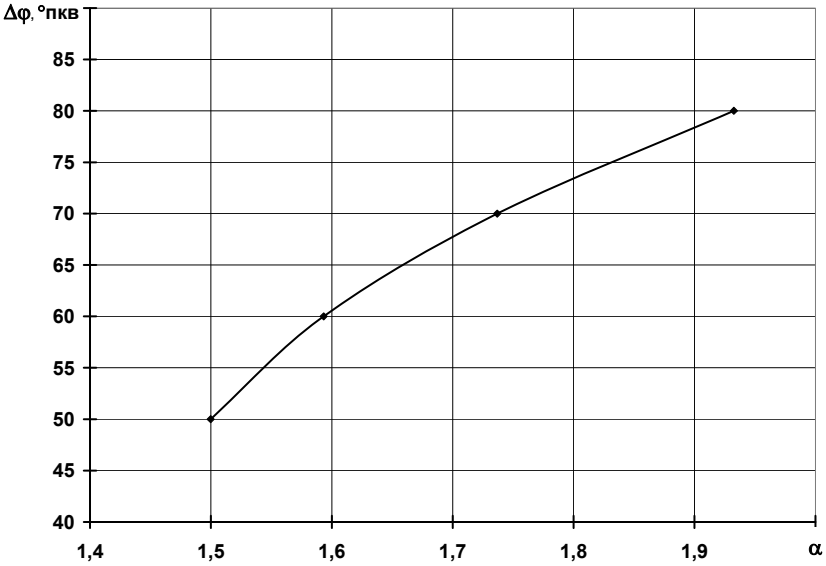


Рис. 2. Зависимость задержки самовоспламенения от α (топливо – диэтилэфир, $\Delta t_a = 0$)

Момент завершения самовоспламенения и начала основного горения фиксировался по положению точки отрыва кривой давления от линии сжатия. При компьютерной обработке индикаторных диаграмм моментом отрыва считалось превышение давления на 5 %.

Как видно на приведенном графике (рис. 2), задержка самовоспламенения растет по мере обеднения смеси почти линейно. При повышении α от 1,5 до 1,93 длительность предпламенных реакций увеличивается в 1,6 раза.

Сильное влияние оказывает величина избытка воздуха и на скорость тепловыделения в начальной стадии основного процесса сгорания. Это подтверждают, в частности, представленные на рис. 3 кривые нарастания по углу поворота коленчатого вала $\Delta\varphi_{ig}$ доли χ выделившейся теплоты при различных значениях коэффициента избытка воздуха.

Сравнение средних скоростей тепловыделения, вычисленных в пределах поворота коленчатого вала на 10 °ПКВ от момента начала основной стадии горения, показало, что эти скорости с ростом α снижаются линейно (рис. 4). Уменьшение скорости тепловыделения составляет примерно 0,5 % на 1 °ПКВ на каждые 0,1 единицы увеличения α. Аналогичные данные были получены и для ряда других топлив [3, 4].

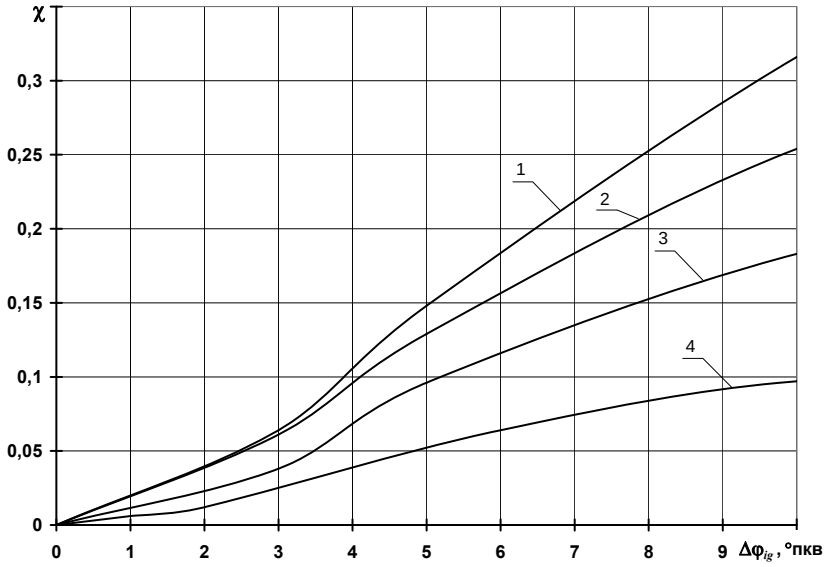


Рис. 3. Кривые тепловыделения:
1 – α =1,5; *2* – α =1,6; *3* – α =1,74; *4* – α =1,93

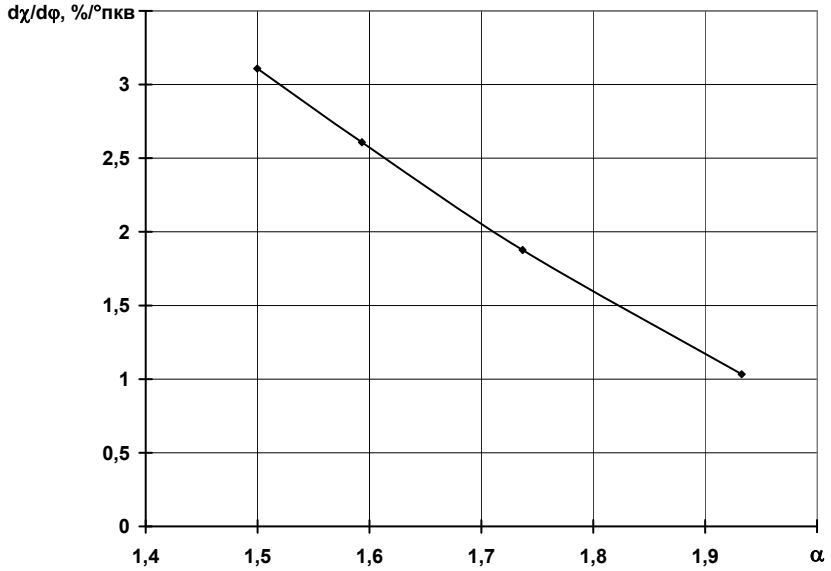


Рис. 4. Зависимость относительной скорости тепловыделения от α

Результаты проведенных экспериментов обосновывают необходимость дальнейших исследований с целью выяснения механизма влияния избытка воздуха на скорости реакций самовоспламенения и горения в HCCI-двигателях и определения закономерностей такого влияния, которые следует учитывать при моделировании процесса.

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 // Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. ст. № 8 / ВолгГТУ. – Волгоград, 2007. – (Серия «Наземные транспортные системы» ; вып. 2). – С. 73–76.

2. *Федянов, Е. А.* Моделирование основной фазы процесса сгорания в двигателе с самовоспламенением от сжатия гомогенной метановоздушной смеси / Е. А. Федянов, Е. М. Иткис, В. Н. Кузьмин // Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. ст. № 6 / ВолгГТУ. – Волгоград, 2008. – (Серия «Процессы преобразования энергии и энергетические установки» ; вып. 1). – С. 11–13.

3. *Oguma, H.* Adaptability of Alternative Fuels to Lean Burn in 2-Stroke ATAC Engine : (Comparison between DME, Methanol, Ethanol, Methane and Propane) / H. Oguma, T. Ichikura, N. Iida // Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers. Ser. B. – 1998. – Vol. 64(621). – P. 1553–1559.

4. *Pedersen, T. D.* A study on the effects of compression ratio, engine speed and equivalence ratio on HCCI combustion of DME / T. D. Pedersen, J. Schramm // SAE Technical paper, No. 2007-01-1860, 2007.

УДК 621.436

В.Г. Камалтдинов, С.С. Никифоров

ИНТЕНСИФИКАЦИЯ ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ ГОМОГЕННОЙ ТОПЛИВНО-ВОЗДУШНОЙ СМЕСИ ВЫСОКОЭНЕРГЕТИЧЕСКИМ ПЛАЗМЕННЫМ ФАКЕЛОМ

Южно-Уральский государственный университет
(e-mail: vkamaltdinov@yandex.ru)

Обоснована целесообразность применения высокоэнергетического плазменного факела для надежного воспламенения обедненных гомогенных топливно-воздушных смесей. Определено влияние удельной объемной энергии плазменного факела, температуры и состава гомогенной топливно-воздушной смеси на динамику развития первоначального очага.

Ключевые слова: энергия плазменного факела, гомогенная смесь, воспламенение, первоначальный очаг, фронт пламени.

Expediency of use of high-energy plasmic tongue was found for effective ignition of poor homogeneous fuel-air mixtures. Influence of specific volumetric energy of plasmic tongue, temperature and composition of homogeneous fuel-air mixture was determine for evolution primary source of ignition.

Keywords: power *of* plasmic tongue, homogeneous mixture, ignition, primary source, front of flame.

Известно, что сжигание обедненных топливно-воздушных смесей обеспечивает пониженное образование оксидов азота. Однако имеются определенные трудности в обеспечении стабильного воспламенения и интенсивного сгорания таких смесей в условиях двигателей внутреннего сгорания (ДВС). Известные системы плазменно-факельного зажигания позволяют интенсифицировать эти процессы, но имеют ограниченные энергетические характеристики. В связи с этим перспективным направлением развития ДВС может стать применение зажигания высокоэнергетическим плазменным факелом (ПФ), под действием которого происходит интенсивное разложение углеводородного топлива [1].

Целью исследований являлось расчетно-теоретическое обоснование целесообразности применения высокоэнергетического ПФ для надежного воспламенения обедненных топливно-воздушных смесей. Для достижения этой цели решались задачи определения влияния удельной объемной энергии ПФ и параметров гомогенной топливно-воздушной смеси (начальной температуры и коэффициента избытка воздуха) на динамику развития первоначального очага.

Исследование нестационарного горения гомогенных топливно-воздушных смесей при воспламенении высокоэнергетическим ПФ производилось по программе [2], разработанной на кафедре ДВС Южно-Уральского государственного университета на основе новой модели процесса сгорания [3, 4] и методики [5], для трех углеводородов – метана, пропана и диметилового эфира. Для упрощения задачи расчет процесса развития фронта пламени производился в адиабатических условиях, поэтому низшая теплотворная способность топлив была уменьшена в два раза для моделирования тепловых потерь из очага. В качестве параметра, определяющего скорость движения фронта пламени, принимался логарифм отношения толщин фронтов пламени по шагам в процессе их развития (следующего к предыдущему) – $\lg (\delta_2/ \delta_1)$.

Влияние удельной объемной энергии ПФ на параметры фронта пламени исследовалось при величинах удельной объемной энергии ПФ от 0,5 Дж/см^3 до 3,5 Дж/см^3, давлении гомогенной смеси 0,1 МПа, коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1$ и начальной температуре смеси 293 К. Первоначальный объем ПФ принимался 1,0 см^3.

По результатам расчетов, приведенным на рис. 1, *а*, видно, что при увеличении удельной объемной энергии ПФ, увеличивается рост толщины фронта пламени для всех исследованных углеводородов. Причем в большей степени это проявляется для воздушной смеси метана, в меньшей степени для пропана, и в еще меньшей степени для диметилового эфира.

Увеличение удельной объемной энергии ПФ, прежде всего, влияет на прирост температуры смеси в объеме, охваченном ПФ, и в дальнейшем на подогрев фронта пламени гомогенных смесей. Результаты расчета повышения температуры во фронте пламени в зависимости от удельной объемной энергии ПФ приведены на рис. 1, *б*. Здесь видно, что при увеличении удельной объемной энергии ПФ от 0,5 до 3,5 Дж/см^3, повышение температуры составляет от 500 до 2900 К, и при постоянных начальных значениях давления и температуры смеси незначительно различается для разных топлив.

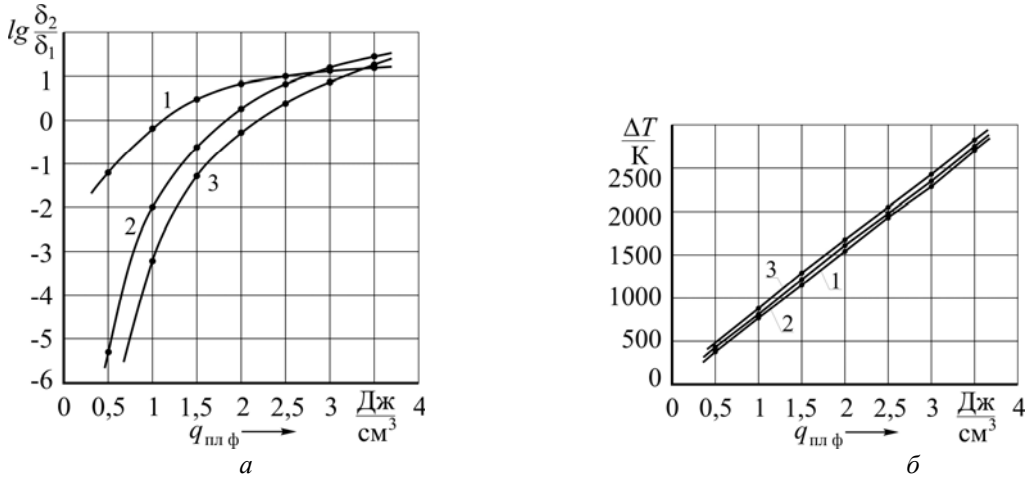


Рис. 1. Влияние удельной объемной энергии ПФ на рост толщины фронта пламени (*а*) и подогрев фронта пламени (*б*) для гомогенных воздушных смесей различных углеводородов: *1* – диметиловый эфир; *2* – пропан; *3* – метан

Рост толщины фронта пламени метана начинается при удельной объемной энергии ПФ более чем 2,2 Дж/см^3, когда lg (δ_2/ δ_1) становится положительным. При меньших значениях удельной объемной энергии ПФ фронт пламени не ускоряется, толщина фронта пламени не увеличивается, а существенно уменьшается.

Аналогичная зависимость прослеживается и для пропана, но при энергиях больше 2,0 Дж/см^3 толщина фронта пламени пропано-воздушной смеси начинает увеличиваться и разгоняться. А при удельной объемной энергии менее 1,5 Дж/см^3 первоначальный очаг не развивается и затухает.

Смесь диметилового эфира начинает активно разгораться (происходит увеличение толщины фронта пламени) при удельной объемной энергии ПФ 1,5 Дж/см^3 и более. При удельной объемной энергии менее 1,0 Дж/см^3 первоначальный очаг, сформированный ПФ, не развивается, а медленно затухает.

Увеличение толщины фронта пламени в процессе сгорания топлива происходит вследствие того, что подогрев фронта пламени увеличивается при большей удельной плотности энергии ПФ. В результате происходит повышенное тепловыделение и, соответственно, больший нагрев топливной смеси перед фронтом пламени и увеличение этого объема смеси.

Таким образом, увеличение удельной объемной энергии ПФ свыше 2,5 Дж/см^3 ускоряет развитие фронта пламени в метано-воздушных, пропано-воздушных смесях и воздушных смесях диметилового эфира при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1$ и начальной температуре смеси 293 К. При удельных объемных энергиях ПФ менее 2,5 Дж/см^3 и 2,0 Дж/см^3 метано-воздушные и пропано-воздушные смеси, соответственно, не разгораются, толщина фронта пламени этих смесей быстро уменьшается и очаг не развивается.

Для исследования влияния начальной температуры смеси проведены расчетные исследования метана при изменении температуры от 300 К до 800 К, при удельных объемных энергиях ПФ от 0,5 Дж/см^3 до 2,5 Дж/см^3, давлении гомогенной смеси 0,1 МПа, коэффициенте избытка воздуха α=1. Результаты расчетов приведены на рис. 2.

При удельной объемной энергии ПФ 2,5 Дж/см^3, фронт пламени быстро развивается при любых начальных температурах смеси (рис. 2, *а*). При удельной объемной энергии ПФ 2,0 Дж/см^3 активное развитие фронта пламени происходит при начальных температурах смеси выше 350 К. При удельной объемной энергии ПФ 1,0 Дж/см^3, развитие фронта пламени происходит при начальных температурах смеси выше 500 К. При удельной объемной энергии ПФ 0,5 Дж/см^3, процесс сгорания развивается при начальных температурах смеси не менее 800 К, что соответствует приросту температуры во фронте пламени от 1700 К и выше.

На рис. 2, *б* приведены величины подогрева фронта пламени в зависимости от начальной температуры смеси при различных величинах удельной объемной энергии ПФ. Из него видно, что при удельной объемной энергии ПФ 2,5 Дж/см^3 расчетная температура во фронте пламени может составлять более 3000 К, когда начальная температура смеси принималась более 500 К.

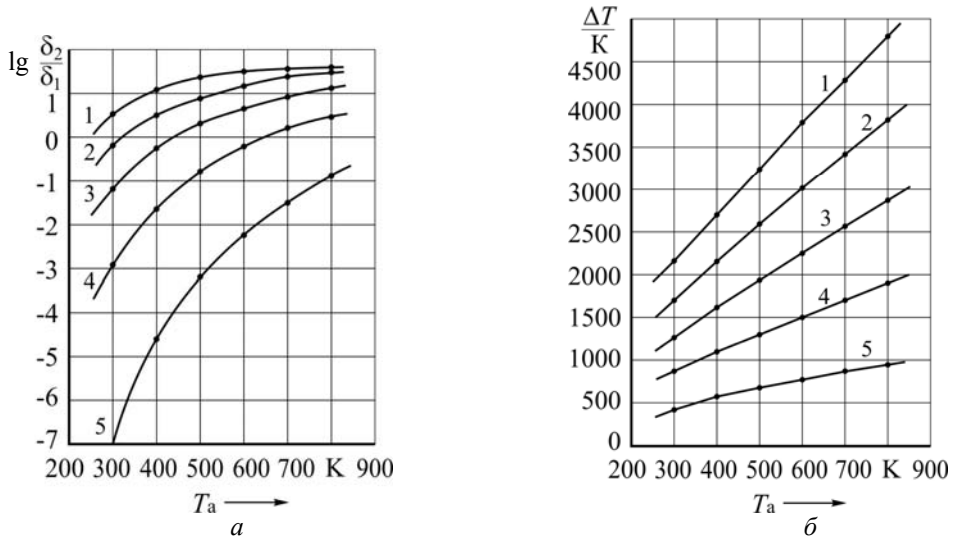


Рис. 2. Влияние начальной температуры смеси на рост толщины фронта пламени (*а*) и подогрев фронта пламени (*б*) при различных величинах удельной объемной энергии ПФ: *1* – $q_{пл\,ф}$ = 2,5 Дж/см^3; *2* – $q_{пл\,ф}$ = 2,0 Дж/см^3; *3* – $q_{пл\,ф}$ = 1,5 Дж/см^3; *4* – $q_{пл\,ф}$ = 1,0 Дж/см^3; *5* – $q_{пл\,ф}$ = 0,5 Дж/см^3

При удельной объемной энергии ПФ 2,0 Дж/см^3 и начальной температуре смеси выше 600 К повышение температуры во фронте пламени составляет более 3000 К. Такие режимы, характеризующиеся значительным повышением температуры во фронте пламени, практически реализовать очень трудно, так как процессы диссоциации продуктов сгорания неизбежно приведут к снижению температуры.

При удельной объемной энергии ПФ 0,5 Дж/см^3 и 1,0 Дж/см^3 повышение температуры в плазменном факеле и во фронте пламени составляет менее 2000 К во всем исследуемом диапазоне температур. Этого оказывается недостаточно для идентификации и изучения процессов сгорания во фронте пламени.

Следует отметить, что при повышении начальной температуры смеси от 300 до 800 К и постоянном давлении, равном 0,1 МПа, заметно снижается плотность смеси и соответственно количество топлива, находящегося в первоначальном объеме ПФ, что приводит к снижению тепловыделения в данном объеме, уменьшению толщины подогреваемой смеси перед фронтом пламени и, соответственно, снижению его толщины.

Таким образом, увеличение начальной температуры гомогенной метано-воздушной смеси в диапазоне от 300 до 800 К увеличивает степень подогрева фронта пламени и способствует ускорению его развития. При удельной объемной энергии ПФ $q_{пл.ф}$ = 2,5 Дж/см^3 и выше и начальной температуре смеси более 600 К скорость развития первоначального очага при заданных граничных условиях практически не увеличивается. То есть при коэффициенте избытка воздуха α = 1 и начальной температуре гомогенной смеси более 600 К применять плазменно-факельное зажигание с удельной объемной энергией более 2,5 Дж/см^3 не целесообразно.

Для обоснования возможности сжигания бедных гомогенных топливно-воздушных смесей, проведены расчетные исследования сгорания пропано-воздушных и метано-воздушных смесей в диапазоне α от 0,5 до 5 единиц при начальной температуре 293 К и давлении 0,1 МПа.

Результаты расчетов толщины и подогрева фронта пламени при различных величинах удельной объемной энергии ПФ приведены на рис. 3. На нем видно, что при $q_{пл\,ф}$ = 1,5 Дж/см^3 прирост температуры в объеме ПФ и далее во фронте пламени составляет менее 1200 К, что недостаточно для развития первоначального очага.

При удельной объемной энергии ПФ 2,0 Дж/см^3 хорошо сгорают смеси и богатые, и обедненные, но с коэффициентом избытка воздуха менее 2 ед. При большем обеднении смеси, повышения температуры недостаточно для образования и дальнейшего самостоятельного развития фронта пламени. При $q_{пл\,ф}$ = 2,5 Дж/см^3 фронт пламени развивается во всех смесях вплоть до α = 5, при этом повышение температуры в объеме ПФ и во фронте пламени составляет около 2100 К. При $q_{пл\,ф}$ = 3,0 Дж/см^3 все смеси в исследуемом диапазоне коэффициента избытка воздуха сгорают с развитием фронта пламени. Причем, с увеличением коэффициента избытка воздуха (обеднение смеси) скорость развития фронта пламени значительно снижается.

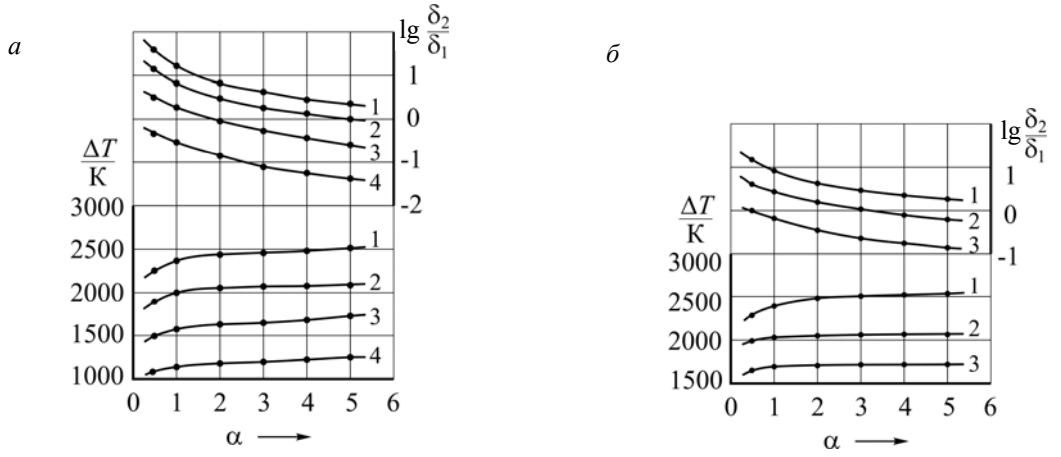


Рис. 3 Влияние коэффициента избытка воздуха гомогенной пропано-воздушной (*а*) и метано-воздушной (*б*) смесей на рост толщины и подогрев фронта пламени при различных величинах удельной объемной энергии ПФ: *1* – $q_{пл\,ф}$ = 3,0 Дж/см^3; *2* – $q_{пл\,ф}$ = 2,5 Дж/см^3; *3* – $q_{пл\,ф}$ = 2,0 Дж/см^3; *4* – $q_{пл\,ф}$ = 1,5 Дж/см^3

Сгорание метано-воздушных смесей с коэффициентами избытка воздуха от 0,5 до 5 ед. под действием низкотемпературного ПФ происходит значительно медленнее, и удельной объемной энергии плазменного факела 2,0 Дж/см^3 оказывалось недостаточно для развития фронта пламени (рис. 3, *б*). Фронт пламени развивался только при удельной объемной энергии ПФ 2,5 Дж/см^3 и коэффициентах избытка воздуха менее 3 ед.

Таким образом, в бедных смесях первоначальный очаг, образованный ПФ, развивается много медленнее. В гомогенной смеси, обедненной до α = 5, при начальной температуре 293 К и давлении 0,1 МПа фронт пламени может развиваться только при удельной объемной энергии ПФ более 2,5 Дж/см^3 (для пропана) и более 2,8 Дж/см^3 (для метана).

Результаты проведенных расчетно-теоретических исследований показывают возможность ускорения развития первоначального очага за счет увеличения энергии, объема ПФ и повышения температуры топливно-воздушной смеси, что является особенно актуальным для обедненных смесей. Работа проводилась при финансовой поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Камалтдинов, В. Г.* Результаты хроматографического анализа продуктов разложения углеводородного топлива электрическим разрядом большой энергии / В. Г. Камалтдинов, Г. Д. Драгунов, С. С. Никифоров // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2012. – Вып. 20 – № 33(292). – С. 144–148.

2. *Камалтдинов, В. Г.* Программа расчета процесса сгорания в камере постоянного объема «Сгорание при V=const» / В. Г. Камалтдинов, Е. В. Абелиович. Инв. № 50200901166 ВНТИЦ, зарегистрирована 02.12.2009 г.

3. *Камалтдинов, В. Г.* Новая модель процесса горения топлива в ДВС / В. Г. Камалтдинов // Двигателестроение. – 2008. – № 3(233). – С. 17–20.

4. *Камалтдинов, В. Г.* Модель горения топлива и движения фронта пламени под действием энергонасыщенного плазменного факела: Тезисы доклада на ВНТС в МГТУ им. Н. Э. Баумана / В. Г. Камалтдинов, Г. Д. Драгунов // Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. Серия «Машиностроение». – 2011. – № 4(85). – С. 121–122.

5. *Камалтдинов, В. Г.* Методика расчета процесса сгорания в двигателях с воспламенением от сжатия при нестационарном тепло- и массообмене / В. Г. Камалтдинов, Г. Д. Драгунов, В. А. Марков // Сб. науч. тр. международной конференции Двигатель-2010, посвященной 180-летию МГТУ им Н. Э. Баумана. – М.: Изд-во МГТУ им Н. Э. Баумана, 2010. – С. 226–230.

УДК 621.43.019.9

В. З. Гибадуллин

О ВЛИЯНИИ МОМЕНТА ОКОНЧАНИЯ ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ НА ОБРАЗОВАНИЕ НЕСГОРЕВШИХ УГЛЕВОДОРОДОВ

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

На основании теоретического анализа и компьютерного моделирования процесса образования несгоревших углеводородов показано, что их содержание в продуктах сгорания зависит от момента завершения фазы горения в цилиндре ДВС.

Ключевые слова: процесс сгорания, несгоревшие углеводороды.

Based on the desktop analysis and computer modelling of the building-up process of unburnt hydrocarbons their content in combustion products was shown to be dependent on the moment of burning termination stage in the cylinder of internal combustion engine.

Keywords: combustion, unburned hydrocarbons.

Несгоревшие углеводороды (C_xH_y) – один из наиболее значимых токсичных компонентов отработавших газов двигателей внутреннего сгорания (ДВС). Исследование процесса их образования в цилиндре ДВС должно способствовать поиску путей уменьшения их выбросов и, как следствие, повышению экологической безопасности транспортных двигателей.

Наряду с экспериментальными исследованиями внутрицилиндровых процессов важное значение имеют исследования с использованием математических моделей. При достаточно адекватном математическом описании процессов, происходящих внутри цилиндра ДВС, они позволяют существенно ускорить поисковые работы и сократить их объем.

Для этих целей была разработана и реализована в виде компьютерной программы относительно несложная математическая модель образования несгоревших углеводородов [1].

В соответствии с современными научными представлениями в ней выделены следующие основные источники C_xH_y, образующихся при сгорании в цилиндре ДВС (показаны на схеме):

– тонкий слой несгоревшей топливовоздушной смеси в пристеночных зонах камеры сгорания (КС), где вследствие охлаждающего действия стенок горение прекращается;

– топливовоздушная смесь, попавшая в ходе сжатия и последующего роста давления в те области КС, куда фронт пламени не может проникнуть (в первую очередь, это кольцевой объем между поршнем и гильзой цилиндра над компрессионным кольцом).

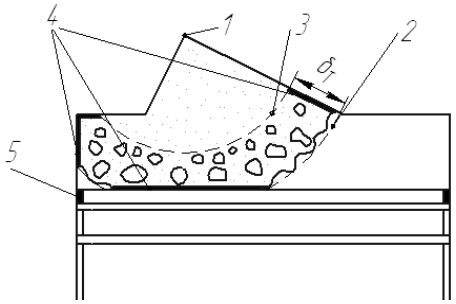


Схема распространения фронта пламени в камере сгорания ДВС:
1 – источник зажигания; *2* и *3* – передняя и задняя границы зоны горения; *4* – зоны гашения пламени в пристеночном слое; *5* – зазор между поршнем и гильзой цилиндра

Зона горения в модели, перемещаясь по топливовоздушной смеси, непрерывно меняет свое положение в КС. При этом передняя ее граница, огибая наиболее вытянутые «языки» пламени, условно имеет сферическую форму и перемещается по смеси со скоростью турбулентного горения. Задней границей является условная сферическая поверхность, огибающая область, где находятся только продукты сгорания, а скорость ее перемещения определяется интенсивностью выгорания турбулентных молей, которое протекает по поверхностному механизму.

При подходе пламени к относительно холодным стенкам КС оно гаснет, и у этих поверхностей остается тонкий слой несгоревшей смеси, являющийся источником C_xH_y.

Учет в модели другого источника C_xH_y – топливовоздушной смеси в зазоре между поршнем и гильзой цилиндра – основан на следующей физической картине. Количество смеси в указанном зазоре, имеющем постоянный объем, увеличивается с ростом давления в процессе сжатия и последующего сгорания. При движении поршня к нижней мертвой точке и соответствующем уменьшении давления часть этой смеси, расширяясь, возвращается в КС и может принять участие в реакциях горения, но лишь если при истечении из зазора она попадает в область свежего заряда перед фронтом пламени или в зону реакций. В противном случае она оказывается в зоне продуктов сгорания, где химические реакции уже практически прекратились, и ее эффективного химического преобразования не происходит. То есть источником образования C_xH_y становится лишь смесь, остающаяся в указанном зазоре за задней границей перемещающейся зоны реакции.

Значительная часть площади стенок КС остается за задней границей зоны реакций в завершающей стадии горения, а зазор над поршневым кольцом, как наиболее удаленная от источника зажигания область КС, попадает в зону завершенных реакций горения непосредственно при окончании процесса сгорания. То есть момент окончания сгорания должен оказывать существенное влияние на количество образующихся в цилиндре $C_xH_{y.}$.

Массу $C_xH_{y.}$, образовавшихся в пристеночном слое, можно определить по формуле

$$m_{\text{CH}} = \frac{V_{\text{ст}} \cdot \rho}{1 + \alpha \cdot \ell_0}, \qquad (1)$$

где $V_{\text{ст}}$ – объем пристеночного слоя; ρ – плотность смеси в пристеночном слое; α – коэффициент избытка воздуха; ℓ_0 – теоретически необходимая масса воздуха для сгорания 1 кг топлива.

Объем пристеночного слоя определяется площадью стенок головки $S_г$, поршня $S_п$ и гильзы цилиндра $S_ц$, а также толщиной этого слоя δ:

$$V_{ст} = S_{ст} \cdot \delta = (S_г + S_п + S_ц) \cdot \delta . \qquad (2)$$

При расчете δ была использована формула, предложенная Ф. Вильямсом [2] для определения гасящего расстояния и преобразованная применительно к одиночной поверхности:

$$\delta = \frac{a\lambda}{2c_p \rho u_н},$$

где a – коэффициент; λ – коэффициент теплопроводности смеси; c_p – изобарная массовая теплоемкость; ρ – плотность смеси; $u_н$ – нормальная скорость горения.

По данным Я. Б. Зельдовича [3]

$$\lambda = \lambda_0 \cdot \left(\frac{T}{T_0}\right)^{0,6},$$

где T – температура смеси; T_0 – температура при нормальных условиях.

Для нормальной скорости горения общепринятой является формула

$$u_н = u_{н0} \cdot \left(\frac{T}{T_0}\right)^{1,8} \cdot \left(\frac{p}{p_0}\right)^{-0,35}.$$

Подставив приведенные выражения в (1) и произведя преобразования, получим

$$m_{CH} = \text{const} \cdot \frac{S_{ст} \cdot p^{0,35}}{T^{1,2} \cdot c_p}.$$

Таким образом, масса образующихся в пристеночном слое C_xH_y пропорциональна произведению площади стенок $S_{ст}$, на которых образуется C_xH_y, и комплексу $p^{0,35}/T^{1,2}/c_p$.

Для оценки того, как момент окончания сгорания может повлиять на содержание C_xH_y в продуктах сгорания, были произведены расчеты по описанной математической модели для камеры сгорания двигателя ВАЗ, которые показали следующее.

При более позднем окончании сгорания суммарная площадь стенок КС $S_{ст}$ (таблица) возрастает. Это вполне предсказуемо, поскольку при постоянных площадях поверхности головки и поршня ($S_г \approx 6900$ мм^2, $S_п \approx 5280$ мм^2) она увеличивается за счет увеличения поверхности стенок цилиндра при движении поршня вниз на такте расширения. Так, например, завершение сгорания при 50ºПКВ вместо 30 ПКВ сопровождается увеличением площади стенок КС на 17,6 %.

Изменение относительной площади стенок КС при различных моментах окончания сгорания

φ конца сгорания, ºПКВ	30	40	50
$S_ц$, мм^2	1640	2740	4070
$S_{ст}$, мм^2	13820	14920	16250
$S_{ст\,\varphi}/S_{ст\,30}$	1	1,08	1,176
$S_{ст\,\varphi}/S_{ст\,40}$		1	1,089
$S_{ст\,\varphi}/S_{ст\,50}$			1
$\frac{p^{0,35}}{T^{1,2} \cdot c_p}$	1	0,875	0,73

В то же время изменение термодинамического состояния смеси в процессе расширения приводит к тому, что комплекс $p^{0,35}/T^{1,2}/c_p$ уменьшается, причем более интенсивно, чем возрастает площадь стенок КС. В частности, при том же изменении момента завершения процесса сгорания величина этого комплекса снижается на 27 %. В итоге масса C_xH_y, рассчитываемая по формуле (1), уменьшается почти на 15 %.

Что касается массы C_xH_y, остающихся между поршнем и гильзой цилиндра, то и без столь подробного анализа понятно, что при более позднем окончании сгорания их масса в зазоре постоянного объема уменьшается вследствие снижения плотности смеси в нем.

Проведенный анализ позволяет сделать предположение о том, что более позднее (в силу тех или иных причин) завершение сгорания в конкретном цикле сопровождается уменьшением количества образующихся в этом цикле C_xH_y. Однако такой вывод требует соответствующего экспериментального подтверждения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Гибадуллин, В. З.* Расчет содержания несгоревших углеводородов в отработавших газах ДВС с искровым зажиганием / В. З. Гибадуллин // Грузовик. – 2011. – № 4. – С. 22–25.

2. *Вильямс, Ф. А.* Теория горения / Ф. А. Вильямс. – М.: Наука, 1971. – 616 с.

3. *Зельдович, Я. Б.* Математическая теория горения и взрыва / Я. Б.Зельдович, Г. И. Баренблатт, В. Б. Либрович, Г. М. Махвиладзе. – М.: Наука, 1980. – 480 с.

УДК 621.437

Ю. В. Левин, Е. А. Захаров, Е. А. Федянов

ВЛИЯНИЕ ДОБАВКИ ВОДОРОДА НА ПРОЦЕСС СГОРАНИЯ В РОТОРНО-ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЯХ ВАНКЕЛЯ

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: tig@vstu.ru)

В статье представлены результаты теоретического исследования влияния добавок водорода к бензовоздушной смеси на процесс распространения пламени в камере сгорания роторно-поршневого двигателя Ванкеля.

Ключевые слова: роторно-поршневой двигатель Ванкеля, добавка водорода, процесс сгорания.

Results of theoretical researches of hydrogen additives influence to the gasoline-air mixture on the flame propagation process in the combustion chamber of the Wankel rotary-piston engine are presents.

Keywords: rotary-piston Wankel engine, the addition of hydrogen, the process of combustion.

Роторно-поршневые двигатели (РПД) Ванкеля имеют значительные преимущества перед традиционными поршневыми двигателями по уравновешенности, металлоемкости и массогабаритным показателям, однако по-прежнему не могут конкурировать с последними, так как имеют несколько меньший моторесурс, больший эксплуатационный расход топлива и, что немаловажно, повышенное содержание несгоревших углеводородов в отработавших газах.

Основной причиной повышенных расхода топлива и содержания несгоревших углеводородов в отработавших газах оказывается, главным образом, не полное сгорание топливовоздушной смеси вблизи задней по ходу вращения вершины ротора. Распространению фронта пламени в сторону этой части камеры сгорания препятствует обусловленное вращением ротора однонаправленное движение заряда [1]. Можно предполагать, что указанное недогорание топлива можно уменьшить, если повысить скорость распространения фронта пламени в камере сгорания РПД.

Известны работы, например [2], результаты которых свидетельствуют о положительном влиянии добавок водорода на скорость и полноту сгорания бензовоздушных смесей. Учитывая сказанное выше, представляет интерес оценка возможного повышения за счет добавок водорода полноты сгорания бензовоздушной смеси в условиях камеры сгорания РПД.

Теоретическое исследование влияния добавок водорода на скорость распространения пламени и полноту сгорания топливовоздушного заряда в камере сгорания РПД Ванкеля было проведено нами с помощью ранее созданной на кафедре «Теплотехника и гидравлика ВолгГТУ» математической модели индикаторного процесса таких двигателей. Основные положения и структура этой математической модели описана, в частности, в статьях [3, 4] и в монографии [5]. Для того чтобы учесть влияние добавок водорода, были внесены изменения в формулы для определения теплофизических характеристик топливовоздушной смеси и продуктов сгорания, а также использованы экспериментальные данные о значениях нормальной скорости распространения ламинарного пламени в бензовоздушных и водородовоздушных смесях.

Так, расчет показателя адиабаты k для свежего заряда и продуктов сгорания производили не по известным формулам Вибе для бензовоздушных смесей, а через среднюю мольную теплоемкость газов при постоянном объеме:

$$k = 1 + \frac{R_{\mu}}{\mu c_v}, \qquad (1)$$

где R_{μ} – универсальная газовая постоянная; μc_v – средняя мольная теплоемкость смеси при постоянном объеме. Значения μc_v для отдельных составляющих смеси вычисляли в зависимости от температуры по эмпирическим формулам [6].

Нормальную скорость w_{nm} распространения ламинарного пламени в бензовоздушной смеси с добавками водорода находили, используя известные экспериментальные данные [7, 8], в том числе собственные, о нормальных скоростях при горении бензина без добавок водорода и чистого водорода. При этом был использован принцип аддитивности, справедливость которого была установлена нами на основе многочисленных экспериментов по сжиганию бензоводородовоздушных смесей различного состава в камерах сгорания постоянного объема [8]. Согласно этому принципу

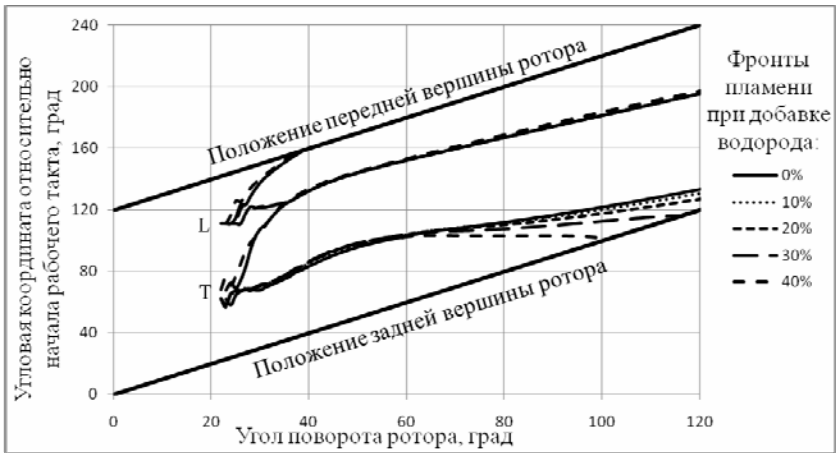
$$w_{nm} = w_{n\mathrm{CH}} \cdot (1 - g_{\mathrm{H_2}}) + w_{n\mathrm{H_2}} \cdot g_{\mathrm{H_2}}, \qquad (2)$$

где $w_{n\mathrm{CH}}$, $w_{n\mathrm{H_2}}$ – нормальные скорости пламе-

ни для бензина и чистого водорода; g_{H_2} – величина добавки водорода (по массе).

Результаты проведенных расчетов свидетельствуют о том, что за счет добавки водорода к основной топливовоздушной смеси можно не только существенно уменьшить недогорание топливовоздушной смеси вблизи задней вершины ротора, но и, при некоторой величине добавки, полностью его устранить. В подтверждение вышесказанному, на рисунке показано, как в зависимости от количества добавленного водорода распространяются по отношению к передней и задней вершинам ротора фронты пламени, инициированные двумя свечами зажигания, установленными в РПД.

Расчет был выполнен применительно к роторно-поршневому двигателю ВАЗ-311 со степенью сжатия 9. Ширина ротора h = 80 мм, эксцентриситет e = 14,985 мм. Был выбран режим работы с полным открытием дроссельной заслонки ($\varphi_{др}$ = 100 %) при частоте вращения эксцентрикового вала n = 2000 мин$^{-1}$. Регулировочные параметры: коэффициент избытка воздуха α = 1; угол опережения зажигания для свечи «L» θ_L = 26 град. ПЭВ до ВМТ, угол опережения зажигания для свечи «T» θ_T = 30 град. ПЭВ до ВМТ.



Картина распространения фронтов пламени в зависимости от добавки водорода (α = 1)

Как видно из рисунка, при добавке 20 % водорода наблюдается заметное уменьшение недогорания вблизи задней вершины, а при добавке 30 % водорода и более фронт пламени достигает задней вершины до завершения рабочего такта. При этом 40 %-ная добавка водорода обеспечивает полное сгорание до открытия выпускного окна. Обращает на себя внимание, что добавка водорода почти не сказывается на скорости распространения пламени в направлении передней вершины ротора. Это, по нашему мнению, обусловлено тем, что в направлении передней вершины скорость распространения пламени определяется, главным образом, скоростью направленного движения заряда в камере сгорания.

Таким образом, проведенные расчеты позволяют с большой уверенностью утверждать, что добавки водорода к основному углеводородному топливу в РПД являются эффективным способом повышения полноты сгорания для этого типа двигателей.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Зиновьев, И. В.* Особенности процесса сгорания и организация расслоения заряда в роторно-поршневых двигателях / И. В. Зиновьев, Е. В. Шатров // Автомобильная промышленность. – 1980. – № 12. – С. 7–10.

2. *Смоленский, В. В.* Влияние добавки водорода на процесс горения в бензиновых двигателях с искровым зажиганием / В. В. Смоленский, Н. М. Смоленская, А. П. Шайкин // Прогресс транспортных средств и систем. – 2009: Материалы Международной научно-практической конференции. – Ч. 1. – С. 247–248.

3. *Злотин, Г. Н.* Моделирование процесса сгорания в роторно-поршневых двигателях Ванкеля/ Г. Н. Злотин, Е. А. Федянов, К. Е. Ярыгин // Известия Тульского гос. ун-та. Сер. Автомобильный транспорт. – 2002. – Вып. 6. – С. 114–120.

4. Моделирование индикаторного процесса роторно-поршневого двигателя с фазированным впрыском топлива / Г. Н. Злотин, Е. М. Иткис, Е. А. Федянов, С. Г. Черноусов // Двигателестроение. – 2002. – № 3. – С. 24–26.

5. *Злотин, Г. Н.* Особенности рабочего процесса и пути повышения энергетической эффективности роторно-поршневых двигателей Ванкеля: монография / Г. Н. Злотин, Е. А. Федянов; ВолгГТУ. – Волгоград, 2010. – 119 с.

6. *Колчин, А. И.* Расчет автомобильных и тракторных двигателей: учеб. пособие для вузов / А. И. Колчин, В. П. Демидов. – 4-е изд., стер. – М.: Высшая школа, 2008. – 496 с.

7. *Дубовкин, Н. Ф.* Справочник по углеводородным топливам и их продуктам сгорания / Н. Ф. Дубовкин. – М.: Госэнергоиздат, 1962. – 288 с.

8. *Федянов, Е. А.* Улучшение процесса сгорания сжиженного углеводородного газа добавками водорода / Е. А. Федянов, Е. А. Захаров, Д. С. Гаврилов, Ю. В. Левин // Молодой ученый. – 2013. – № 3 (Ч. 1). – С. 111–114.

УДК 621.43

К. В. Приходьков, А. М. Бастраков, Т. Н. Рязанова

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА ИЗБЫТКА ВОЗДУХА НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ГОРЕНИЯ ВОДОРОДНО-ВОЗДУШНЫХ СМЕСЕЙ В УСЛОВИЯХ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ ПОСТОЯННОГО ОБЪЕМА

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

В статье описывается простая установка для изучения сгорания топливовоздушных смесей. Проанализировано влияние коэффициента избытка воздуха на величину нормальной скорости горения водородо-воздушной смеси и коэффициент вариации этой скорости. Приводится сравнение скоростей горения различных газовоздушных смесей.

Ключевые слова: ламинарная скорость горения, водородо-воздушная смесь, коэффициент избытка воздуха.

At this paper experimental setup for study on flame propagation has been observed. Influence of equivalent ratio on the normal burning velocity of a hydrogen-air mixtures and coefficient of a variation of this speed is analyzed. Comparison of burning velocity for various gas-air mixtures is given.

Keywords: laminar burning velocity, hydrogen-air mixture, air-fuel ratio.

Одним из перспективных способов снижения токсичности и повышения топливной экономичности двигателей внутреннего сгорания с принудительным зажиганием является применение альтернативного вида топлива, например, водорода. Но при этом как самостоятельное топливо водород практически не рассматривается, а только лишь как добавка к основному газообразному или жидкому топливам [3, 7].

Повышенный интерес к водородной тематике обусловлен рядом специфических свойств газа [1, 2, 6] по сравнению с традиционными топливами, таких как: относительно высокая диффузия, низкая температура самовоспламенения, высокая теплотворная способность.

С точки зрения организации рабочего процесса в двигателе внутреннего сгорания существенную роль играет величина нормальной скорости сгорания и ее статистические характеристики. От величины средней скорости сгорания зависит продолжительность процесса сгорания, температура и давление цикла, и, соответственно, эффективные показатели двигателя. Случайные отклонения от среднего значения определяют межцикловую неидентичность рабочего процесса, уровень которой ограничивает предел эффективного обеднения топливовоздушной смеси. При этом именно обеднение смеси является перспективным способом снижения топливной экономичности двигателя внутреннего сгорания с искровым зажиганием [4, 8].

В связи с вышеуказанным, основной целью исследования было определение зависимости нормальной скорости сгорания от состава водородовоздушной смеси при случайных вариациях последней.

Исходя из целей исследования экспериментальное изучение сгорания водородовоздушной смеси целесообразно было провести на модельной установке – в камере сгорания постоянного объема. Проведение эксперимента в этих условиях позволяет определять скорость сгорания в независимой последовательности циклов.

Подобная установка была собрана в Волгоградском государственном техническом университете на кафедре теплотехники и гидравлики [5]. Установка представляет собой (рис. 1) полый стальной цилиндр, заглушенный с торцов фланцами. К цилиндру через запорную арматуру подводятся шланги подачи топлива (водорода) и окислителя (воздуха), а также удаления продуктов сгорания. Камера сгорания ос-

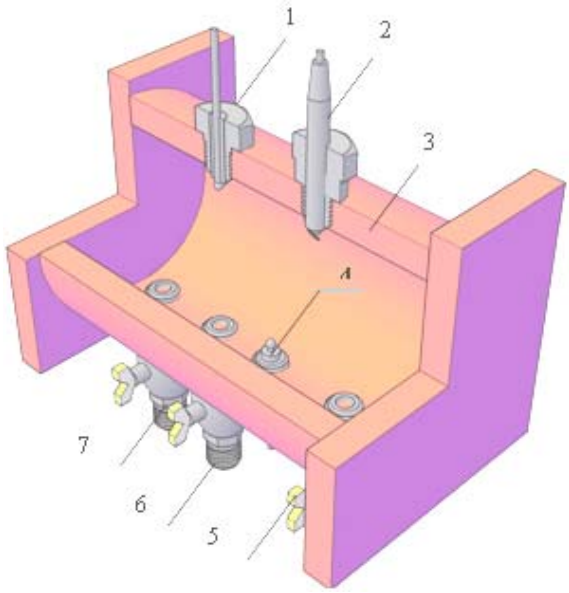


Рис. 1. Камера сгорания постоянного объема:
1, 4 – ионизационные датчики; *2* – свеча зажигания; *3* – камера сгорания; *5, 6, 7* – вентили для подачи газа и вакуумирования камеры

нащена свечой зажигания и двумя ионизационными датчиками, установленными на расстоянии 50 и 100 мм соответственно от межэлектродного зазора свечи зажигания.

Искровой разряд формируется с помощью лабораторной системы зажигания с регулируемыми параметрами.

Топливная водородовоздушная смесь заданного состава готовилась, исходя из расчетных парциальных давлений воздуха и топлива, которые определялись из закона Дальтона.

Видимая скорость сгорания определялась как отношение расстояния до датчика от свечи зажигания к времени достижения фронтом пламени ионизационного датчика, а нормальная скорость сгорания принималась меньше видимой на величину коэффициента расширения.

Результаты экспериментов, представленные на рис. 2, показывают, что скорость сгорания водорода гораздо выше скоростей сгорания других газов, используемых в качестве моторных топлив. Так, например максимальная скорость сгорания водорода оказывается почти в 7 раз выше скоростей сгорания метана и пропана. Следует отметить, что добавки водорода к основному топливу (пропану или метану) также способствуют увеличению скорости сгорания.

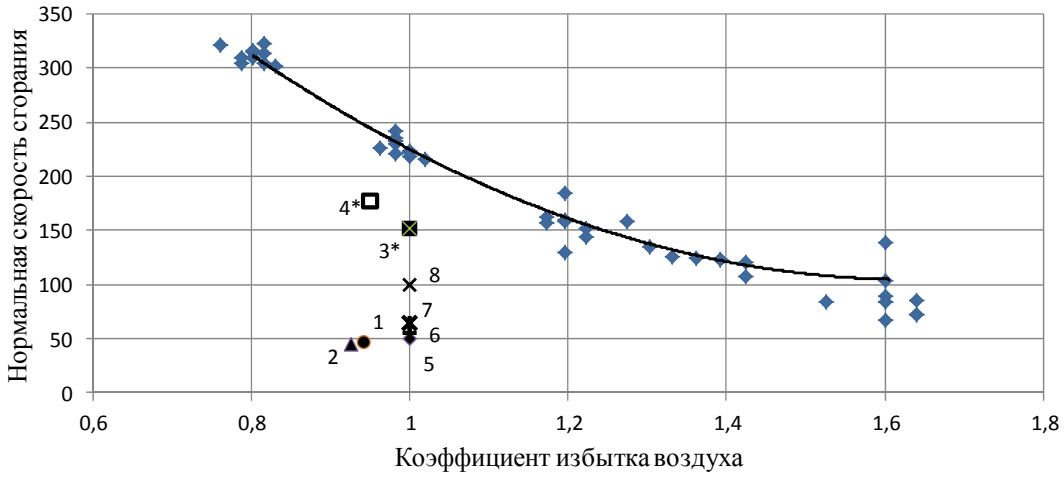


Рис. 2. Нормальная скорость горения водорода и максимальные скорости горения различных газов:
1 – пропан [7]; *2* – метан [7]; *3**.– пропан-бутан [3]; *4**.– пропан-бутан + 3 % водорода [3]; 5 –.природный газ + 20 % водорода [7]; *6* – природный газ + 40 % водорода [7]; *7* – природный газ + 60 % водорода [7]; *8* – природный газ + 80 % водорода [7] (* – видимая скорость сгорания)

С точки зрения использования газа в качестве моторного топлива интерес представляет также коэффициент избытка воздуха, при котором достигаются сопоставимые с другими газами скорости сгорания. Из рис. 2 видно, что скорости сгорания 40–50 см/с, характерные для других газов, достигаются при сгорании водорода при гораздо большем обеднении смеси. Даже при максимальном обеднении, реализованном в эксперименте (α = 1,6), скорость сгорания превышает максимальную скорость сгорания любого из сравниваемых газов.

Стоит отметить, что в отечественных и зарубежных исследованиях наряду с большим количеством публикаций по изучению скорости горения различных топлив практически отсутствуют сведения о статистических характеристиках этих скоростей. Вместе с тем обеднение водородно-воздушной смеси, как и любой другой топливовоздушной смеси, ограничивается неидентичностью сгорания.

Количественно неидентичность процесса может быть оценена коэффициентом вариации нормальной скорости сгорания (рис. 3).

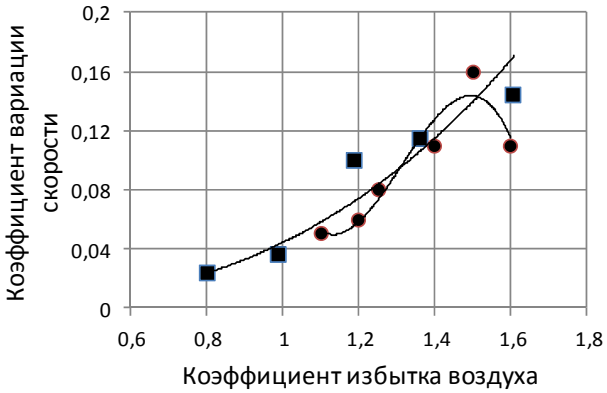


Рис. 3. Влияние коэффициента избытка воздуха на коэффициент вариации скорости горения:
■ – водород; ● – пропан [4]

Сравнение коэффициента вариации скорости сгорания водородовоздушной и пропано-

воздушной смесей [4] показывает, что неидентичность процесса сгорания для этих газов находится примерно на одном уровне. Максимальное значение коэффициента вариации достигается при коэффициентах избытка воздуха около 1,5 и составляет примерно 15 %.

Таким образом, проведенные исследования показывают, что при сопоставимой неидентичности средние скорости сгорания водородовоздушной смеси существенно превышают аналогичные скорости любых других смесей, что позволяет говорить об актуальности использования водорода в качестве моторного топлива.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Гельфанд, Б. Е.* Водород. Параметры горения и взрыва / Б. Е. Гельфанд, О. Е. Попов, Б. Б. Чайванов. – Москва: Физматлит, 2008. – 288 стр.

2. *Дубовкин, Н. Ф.* Справочник по теплофизическим свойствам углеводородных топлив и их продуктов сгорания / Н. Ф. Дубовкин. – М.-Л.: Госэнергоиздат, 1962. – 288 с.

3. Влияние добавок водорода на скорость сгорания пропан-бутана / Е. А. Федянов, Е. А. Захаров, Д. Б. Ширшов, Д. С. Гаврилов // Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. ст. № 12(99) / ВолгГТУ. – Волгоград, 2012. – (Серия «Процессы преобразования энергии и энергетические установки» ; вып. 4). – С. 43–45.

4. *Свитачев, А. Ю.* Стохастическая математическая модель развития начального очага горения в ДВС с искровым зажиганием: дис. … канд. техн. наук / А. Ю. Свитачев. – Волгоград, 1998. – 142 с.

5. Экспериментальное определение ламинарной скорости сгорания водородовоздушной смеси в камере сгорания постоянного объема / А. М. Бастраков, К. В. Приходьков, А. В. Крохалев, О. А. Авдеюк, А. Н. Савкин // Вестник магистратуры. – 2013. – № 3. – С. 13–17.

6. *Glassman, I.* Combustion / I. Glassman. – 3rd ed. – Third edition. 1996. – 619 p.

7. *Huang Z, Zhang Y, Wang Q, Wang J, Jiang D, Miao H.* Study on flame propagation characteristics of natural gas-hydrogen-air mixtures. Energy and Fuels 2006;20(6):2385-90.

8. *Wang J, Chen H, Liu B, Huang Z.* Study of cycle-by-cycle variations of a spark ignition engine fueled with natural gas-hydrogen blends. International journal of hydrogen energy.2008; 33 – p. 4876–4883

УДК 621.431.73

А. В. Васильев, Н. Н. Федоров

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ МГР ДВС С ДЕМПФЕРОМ КЛАПАННОЙ ПРУЖИНЫ

Волгоградский государственный технический университет

(atd@vstu.ru, marafed@mail.ru)

В статье изложена методика оценки нагруженности клапанного привода высокооборотного двигателя, реализованная с помощью разработанной математической модели исследования динамики МГР с учетом внешнего трения. Также оценена эффективность применения пружинного демпфера, его влияние на нагруженность клапанной пружины и клапанного привода.

Ключевые слова: колебания витков клапанной пружины, демпфер клапанной пружины, нагруженность, математическая модель, механизм газораспределения, двигатель внутреннего сгорания.

In this paper estimation technique of high-speed internal combustion engine valve train stress loading, obtained by means of developed simulation model of valve train dynamics research considering external friction force, is set forth. Valve spring damper efficiency and it's effect on valve spring & valve train mechanism loaded state has been estimated as well.

Keywords: valve spring coil oscillations, valve spring damper, stress loading simulation model, valve train, internal combustion engine.

В настоящее время преобладает устойчивая тенденция форсирования серийных автомобильных двигателей по мощности и частоте вращения. Увеличение номинальной частоты вращения коленчатого вала двигателя сопровождается возрастающим уровнем нагруженности МГР, общим ростом вибраций звеньев клапанного привода и увеличением амплитуд их колебаний. Это ведет к сокращению его рабочего ресурса и снижению долговечности. В связи с этим вопрос работоспособности МГР, которая во многом определяется надежностью клапанных пружин как наименее жестких и обладающих наименьшей собственной частотой колебаний звеньев, представляется весьма актуальным.

Для высокооборотных двигателей, при частотах вращения коленчатого вала до 7000…8000 мин$^{-1}$, хорошо зарекомендовали себя клапанные пружины с демпфером. Пружинный демпфер представляет собой цилиндрическую пружину, навитую из плоской стальной ленты или бронированной ленты прямоугольного поперечного сечения и вставляемую с натягом в основную пружину. Диссипация энергии колебаний при этом происходит за счет силы трения между витками основной и вспомогательной пружин (см. рис. 1).

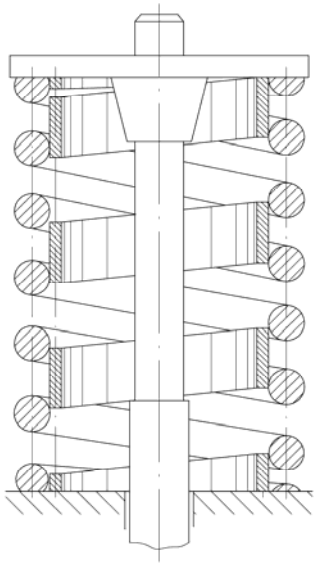


Рис. 1. Фрикционный демпфер, вставленный с натягом в клапанную пружину

В разработанную математическую модель динамики клапанного привода, подробно рассмотренную ранее в [2, 3], был включен демпфер клапанной пружины. Работа клапанной пружины при наличии демпфера моделировалась взаимодействием стержня, заменяющего реальную пружину, с поверхностью трения. Расчет нормального усилия, создаваемого демпфером, производился аналогично расчету пружинного тормоза, используемого в храповом механизме [1]. Усилие, прижимающее стержень к поверхности, принимали равным нормальной силе, возникающей между витками сопряженных деталей [4]. Уравнение колебаний витков клапанной пружины было дополнено слагаемым, отражающим внешнее трение [4, 5]:

$$a^2 \frac{\partial^2 U}{\partial x^2} = \frac{\partial^2 U}{\partial t^2} + \frac{\kappa \tau_{\text{тр}}}{\rho}, \qquad (1)$$

где $\tau_{\text{тр}}$ – приведенная сила трения демпфера, Н; $\kappa = f\left(\frac{\partial U}{\partial t}\right) = \text{sign}\left(\frac{\partial U}{\partial t}\right)$ – нелинейная функция, зависящая от направления движения и знака скорости, и равная 1 при $\frac{\partial U}{\partial t} > 0$ и –1 при $\frac{\partial U}{\partial t} < 0$.

Приведенная сила трения демпфера определяется как

$$\tau_{\text{тр}} = \frac{F_{\text{тр}}}{lA}, \qquad (2)$$

где $F_{\text{тр}}$ – сила трения, создаваемая демпфером в клапанной пружине, Н; l – длина эквивалентного стержня, мм; $A = \pi D_{\text{ср}}^2 / 4$ – площадь поперечного сечения эквивалентного стержня, моделирующего клапанную пружину, мм^2 ($D_{\text{ср}}$ – средний диаметр клапанной пружины, мм).

Сила трения

$$F_{\text{тр}} = fQ = fql, \qquad (3)$$

где f – коэффициент трения скольжения (для пары трения «сталь-сталь» f может варьироваться в диапазоне 0,05…0,18); Q – сосредоточенная нормальная сила, Н; q – распределенное давление демпфера на пружину, Н/мм; l – длина эквивалентного стержня, мм.

Интенсивность давления демпфера на клапанную пружину

$$q_0 = \frac{EI\delta}{2R_{\text{д}}^4}, \qquad (4)$$

где E – модуль упругости материала, МПа; I – момент инерции сечения проволоки, мм^4; δ – величина натяга, мм; $R_{\text{д}}$ – средний радиус витка демпфера, мм.

Идентификация разработанной расчетной методики проводилась в сопоставлении с результатами экспериментального исследования эффективности применения фрикционного демпфера американской компанией «PAC Racing Springs» по сопоставлению средних величин логарифмического декремента затухания остаточных вибраций усилий моделируемой клапанной пружины и комплекта PAC-1200. Для PAC-1200 по результатам обработки экспериментальной диаграммы она составила 0,34; при численном моделировании – 0,36, что говорит о хорошей сходимости расчетных и экспериментальных данных.

Эффективность применения фрикционного пружинного демпфера была оценена на примере высокооборотного двигателя. Так, на режиме n = 3600 мин$^{-1}$ по распределительному валу применение демпфера позволяет снизить нагруженность наружной клапанной пружины на 26 %. Оценка производилась по максимальным и минимальным амплитудам колебаний пиковых усилий на нижней опоре клапанной пружины (неподвижный конец) относительно базового уровня предварительной затяжки P_0 = 289 Н (рис. 2).

В самом клапанном приводе было отмечено увеличение усилия на стороне посадки клапана при использовании пружинного демпфера – до 137Н (против 88Н без пружинного демпфера), что уменьшает «провал» диаграммы, снижает вероятность разрыва кинематического контакта в паре «кулачок-толкатель» и возникновения ударных явлений в механизме, способствуя безаварийной работе МГР.

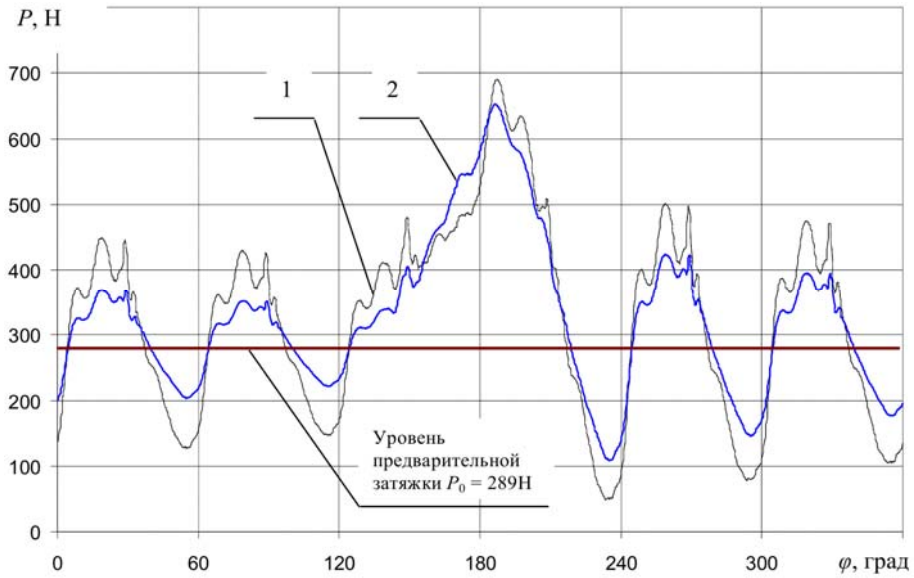


Рис. 2. Усилие в клапанной пружине на нижней опоре (неподвижный конец) на режиме n = 3600 мин$^{-1}$ без демпфера (кривая 1); с демпфером (кривая 2)

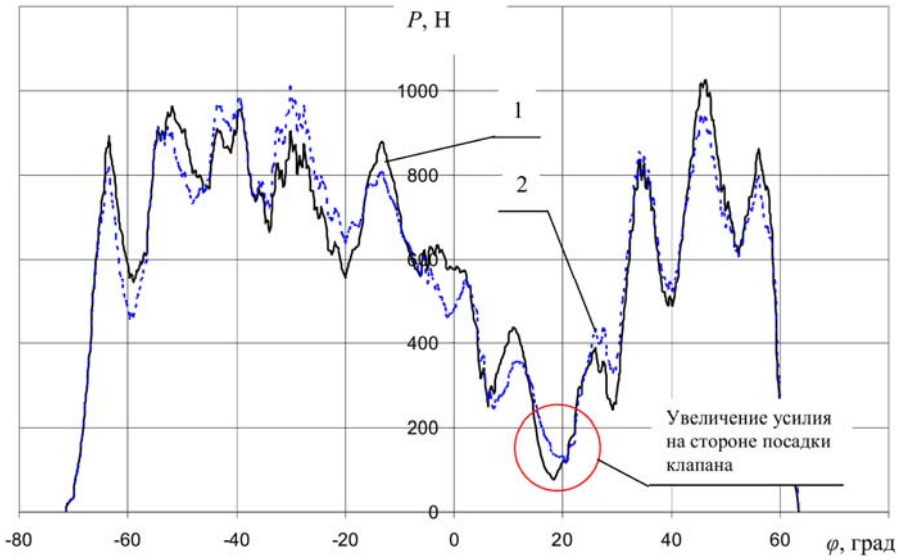


Рис. 3. Диаграмма усилия в клапанном приводе, действующего на клапан со стороны толкателя, на режиме n = 3600 мин$^{-1}$ без демпфера (кривая 1); с демпфером (кривая 2)

При использовании фрикционного демпфера разрыв кинематической пары «кулачок–толкатель» происходит при частоте вращения распределительного вала n = 3790 мин$^{-1}$, в то время как без демпфера – при n = 3710 мин$^{-1}$ (см. рис. 3).

Таким образом, применение демпфера клапанних пружин МГР позволяет повысить предельную рабочую частоту вращения распределительного вала ДВС, на которой сохраняется его работоспособность, без внесения конструктивних изменений в другие детали клапанного привода.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Бидерман, В. Л.* Расчет пружинного тормоза / В. Л. Бидерман, С. В. Бояршинов // Вестник машиностроения, 1947. – № 1. – С. 4–12.

2. *Васильев, А. В*. Совершенствование обобщенной математической модели механизма газораспределения ДВС на основе вариативного представления клапанных пружин / А. В. Васильев, Н. Н. Федоров // Двигателестроение. – 2013. – № 1. – С. 9–14.

3. *Васильев, А. В.* Моделирование динамики клапанного привода ДВС / А. В. Васильев, Н. Н. Федоров // Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. ст. №12 (99) / ВолгГТУ. – Волгоград, 2012. – (Серия «Процессы преобразования энергии и энергетические установки» ; вып. 4). – С. 37–40.

4. *Никитин, Л. В*. Динамика упругих стержней с внешним сухим трением / Л. В. Никитин // Успехи механики. – 1988. – Т. 11, вып. 4. – С. 53–106.

5. *Синельников, Л. Н*. Исследование с помощью ЭВМ динамики механизма газораспределения двигателей с учетом вибрации клапанных пружин / Л. Н. Синельников, В. Г. Афанасьев // Автомобильная промышленность, 1976. – № 10. – С. 6–8.

УДК 629.113.004

А. С. Гребенников, С.А. Гребенников, А.В. Никитин

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ВНУТРИЦИКЛОВОГО ИЗМЕНЕНИЯ УГЛОВОЙ СКОРОСТИ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА ДИЗЕЛЯ НА ХОЛОСТОМ ХОДУ

Саратовский государственный технический университет имени Ю. А. Гагарина

(e-mail: asg@sstu.ru)

Представлена математическая модель внутрициклового изменения угловой скорости коленчатого вала дизельного двигателя при работе на холостом ходу, которая используется для разработки нормативов параметров и режимов диагностирования элементов ДВС динамическим методом.

Ключевые слова: математическая модель, двигатель внутреннего сгорания, механические потери, диагностирование, динамический метод, угловая скорость.

The article presents a new simulation model for diagnosizing the elements of the internal-combustion engine using the parameters of the crankshaft transannular angular velocity changes.

Keywords: simulation model, internal-combustion engine, mechanical losses, diagnosis, dynamic method for diagnosis, angular velocity.

Реальные рабочие процессы в цилиндрах двигателя внутреннего сгорания (ДВС), определяются цикличностью газодинамических процессов подачи воздуха и топлива, неравномерностью состава рабочей смеси и момента ее воспламенения, а также техническим состоянием сопряжений механизма газораспределения, цилиндропоршневой группы и кривошипно-шатунного механизма. При этом каждая фаза рабочего цикла имеет жесткую функциональную связь с угловой скоростью и угловым положением коленчатого вала, что позволяет использовать показатели внутрицикловых изменений угловой скорости коленчатого вала для оценки эффективности рабочего процесса в каждом из цилиндров ДВС.

В работах [1, 2] использование показателей внутрицикловой неравномерности угловой скорости коленчатого вала позволило повысить точность и существенно расширить область применения динамического метода диагностирования элементов ДВС, впервые предложенного Сибирским НИИ механизации и электрификации сельского хозяйства [3].

Аналитическое определение внутрицикловой неравномерности вращения коленчатого вала двигателя необходимо не только для обоснования диагностических параметров и режимов диагностирования технического состояния ДВС, но и для решения многих задач по разработке систем адаптивного управления системами и механизмами двигателей, уточнения динамических свойств систем автоматического регулирования скорости дизелей.

В [4] для исследования влияния нестабильности индикаторных показателей в цилиндрах бензинового двигателя на межцикловую неравномерность вращения предложен метод расчетного моделирования. При этом определялись количественные соотношения между нестабильностью отдельных индикаторных показателей и неравномерностью вращения вала двигателя с целью использования показателя нестабильности вращения для оценки качества работы двигателя и управления его регулировками в электронных системах управления. Основу данной математической модели составляет термодинамическая модель рабочего процесса двигателя. Ее недостатками является использование эмпирических зависимостей для описания рабочего процесса, что не позволяет прогнозировать протекание рабочего процесса при изменении способа смесеобразования и режима работы двигателя, а также отсутствие аналитических зависимостей между параметрами рабочего процесса и параметрами технического состояния. Однако структурное построение этой модели является наиболее приемлемым для разработки математической модели дизельного двигателя.

При разработке модели предполагается, что основной причиной неравномерности параметров вращения коленчатого вала в пределах рабочего цикла двигателя является неидентичность протекания рабочего процесса в отдельных цилиндрах. Это обусловливается изменением технического состояния систем и механизмов двигателя, непрерывно происходящим в процессе эксплуатации. Таким образом, в качестве основной предпосылки принимается влияние параметров технического состояния двигателя на неравномерность вращения коленчатого вала через параметры рабочего процесса.

Исходными положениями для разработки модели являются:

– модель, которая создается для четырехтактного восьмицилиндрового V-образного дизеля с объемно-пленочным смесеобразованием;

– модель двигателя представляет собой систему уравнений, описывающих составляющие уравнения баланса моментов, в котором давление газов в цилиндре представлено в виде термодинамической модели рабочего процесса;

– модель рабочего процесса, учитывающая особенности смесеобразования и сгорания дизельного двигателя, должна выполнять моделирование как на установившихся, так и на неустановившихся режимах холостого хода, допуская введение в исходные данные изменений эксплуатационных факторов через параметры рабочего процесса по каждому цилиндру;

– определение текущего значения частоты вращения производится путем итерационного расчета при заданных начальных и граничных условиях системы уравнений, описывающих изменение крутящего момента и момента механических потерь по углу поворота коленчатого вала в пределах полного кинематического цикла работы двигателя.

Допускается также, что исходные данные, определяющие протекание рабочего процесса в каждом из цилиндров, являются не случайными, а фиксированными величинами в каждом конкретном случае.

Разложив в уравнении баланса моментов величину $M_{кр}$ на его составляющие и представив их в функциях угла поворота φ и частоты вращения ω коленчатого вала, можно написать

$$J\omega\frac{d\omega}{d\varphi} = M_г(\varphi) + M_j(\omega,\varphi) - M_c(\omega,\varphi), \qquad (1)$$

где ω – среднее значение частоты вращения коленчатого вала; dωdφ – изменение угловой скорости по углу поворота коленчатого вала; $M_г(\varphi)$ – момент от сил давления газов; $M_j(\omega\varphi)$ – момент от сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс; $M_c(\omega\varphi)$ – момент сопротивления на коленчатом вале двигателя.

При моделировании двигателя, работающего на холостом ходу, в качестве M_c используется момент механических потерь M_M. Поскольку основной составляющей механических потерь в двигателе являются потери на трение в сопряжениях цилиндропоршневой группы (50 %), то в выражении для M_M необходимо учесть его переменность за счет непостоянства скорости поршня по углу поворота коленчатого вала. В расчетах двигателей механические потери оценивают средним давлением механических потерь P_M. Для двигателей типа КамАЗ-740 значение P_M с учетом развернутого выражения для скорости поршня по углу поворота кривошипа определяется выражением.

$$p_м = 0,089 + 0,0118\omega r\left(\sin\varphi + \frac{\lambda}{2}\sin 2\varphi\right), \text{ МПа, (2)}$$

где r – радиус кривошипа, м; ω – частота вращения коленчатого вала, $с^{-1}$.

По аналогии с выражением для эффективной мощности, мощность механических потерь двигателя может быть определена по формуле

$$N_м = \frac{p_м V_h i n}{30\tau}, \text{ кВт,} \qquad (3)$$

где V_h – рабочий объем одного цилиндра, $дм^3$; i – число цилиндров; n – частота вращения коленчатого вала, $мин^{-1}$; τ – тактность двигателя.

Подставив в выражение (3) значение $P_М$ (2), перейдя к размерности частоты вращения в рад/с и сократив на ω, получим выражение для момента механических потерь двигателя КамАЗ-740 при текущем значении угла поворота коленчатого вала,

$$M_{Mi} = A + Br\omega_{i-1}\sum_{K=1}^{8}\left|\sin\left(\varphi_i + \varphi_{ПР.i}\right)\left[1 + \lambda\cos\left(\varphi_i + \varphi_{ПР.i}\right)\right]\right|, \text{ Н·м,} \qquad (4)$$

где A, B – постоянные коэффициенты; $\varphi_{ПР.i}$ – приведенные углы отставания по фазе работы i-го цилиндра относительно ВМТ первого цилиндра по углу поворота коленчатого вала.

Моменты от сил инерции первого и второго рода для первого цилиндра V-образного двигателя находятся из выражений

$$M_{j1}^{I} = -m_1 r^2\omega^2\cos\varphi\sin\varphi\left(1 + \lambda\cos\varphi\right), \text{ Н·м;} \qquad (5)$$

$$M_{j1}^{II} = -m_1 r^2\omega^2\lambda\cos 2\varphi\sin\varphi\left(1 + \lambda\cos\varphi\right), \text{Н·м,} \qquad (6)$$

где m_1 – приведенные к оси коленчатого вала возвратно-поступательно движущиеся массы цилиндра, кг.

Для второго и последующих по порядку работы цилиндров в уравнениях (5) и (6) φ = = 90 (i – 1), град., где i = 1...8 – номер цилиндра по порядку работы. Суммарные моменты от сил инерции первого и второго рода в целом по двигателю выражаются уравнениями

$$M_j^I = r^2\omega^2\cos\varphi\sin\varphi\big[\big(1+\lambda\cos\varphi\big)\big(m_5+m_3\big)+\big(1+\lambda\sin\varphi\big)\big(m_2+m_8\big)- \\ -\big(1+\lambda\cos\varphi\big)\big(m_1+m_6\big)-\big(1+\lambda\cos\varphi\big)\big(m_4+m_7\big). \tag{7}$$

$$M_j^I = r^2\omega^2\lambda\cos 2\varphi\big[\sin\varphi\big(1-\lambda\cos\varphi\big)\big(m_4+m_7\big)+ \\ +\cos\varphi\big(1-\lambda\sin\varphi\big)\big(m_2+m_8\big)-\sin\varphi\big(1+\lambda\cos\varphi\big)\big(m_1+m_6\big)- \\ -\cos\varphi\big(1+\lambda\sin\varphi\big)\big(m_5+m_3\big). \tag{8}$$

Анализ формулы (7) показывает, что при любых значениях угла поворота коленчатого вала при условии равенства масс m_K суммарный момент от сил инерции первого рода равен нулю. Тогда момент инерции от возвратно-поступательно движущихся масс двигателя определяется только силами инерции второго рода (8).

Уравнение для момента от сил давления газов в цилиндре при определенном угле поворота коленчатого вала имеет вид:

$$M_{\text{г}i} = P_{\text{г}i}r\left(\sin\varphi_i+\frac{\lambda}{2}\sin 2\varphi_i\right), \text{ Н·м}, \tag{9}$$

где $P_{\text{г}i}$ – текущее значение давления в цилиндре двигателя, определяемое протекающим в нем рабочим процессом.

Для двигателя КамАЗ-740 характерно объемно-пленочное смесеобразование. При этом на характеристике тепловыделения имеются два ярко выраженных максимума. Первая составляющая выделения теплоты, происходит вследствие быстрого сгорания топлива, поданного за период задержки воспламенения, вторая – за счет последующего турбулентного сгорания и догорания. В связи с этим наиболее приемлемой является модель рабочего процесса, в основу которой положена двухучастковая модель тепловыделения [5].

Основное уравнение, описывающее изменение давления в цилиндре двигателя, имеет вид

$$P = P(a,b)\left(\frac{V_b}{V}\right)\exp\frac{K-1}{\overline{M}R}\big(S-S_b\big) \text{ МПа}, \tag{10}$$

где $P(a, b)$ – давление рабочего тела в начале такта сжатия (P_a) или конце такта расширения (P_b); V_b – объем в конце такта расширения; V – текущий объем цилиндра; K – показатель адиабаты расширения; $\overline{M}$ – среднее количество молей рабочего тела при сгорании; R – газовая постоянная; S – текущее значение энтропии; S_b – значение энтропии в конце такта расширения.

Текущий объем цилиндра определяется выражением

$$V = V_C+\frac{\pi D^2}{4}r\left[1-\cos\varphi+\frac{\lambda}{4}(1-\cos 2\varphi)\right], \tag{11}$$

где V_C – объем камеры сгорания.

Текущее значение энтропии в период сгорания определяется по формуле

$$S = a\left\{\lambda_1\varphi^{\lambda_1+1}\left(\frac{\ln\varphi}{\lambda_1+1}-\frac{1}{(\lambda_1+1)^2}\right)+ \right. \\ \left. +\frac{\overline{F}_1}{\lambda_1}\left[\big(1+\lambda_2\varphi\big)e^{-\lambda_2\varphi}\right]\right\}-a_\omega V, \tag{12}$$

где a – размерный коэффициент; λ_1 – параметр модели, определяющий положение первого максимума характеристики тепловыделения; λ_2 – параметр, определяющий положение второго максимума; $\overline{F}_1$ – параметр, характеризующий величину второго максимума характеристики тепловыделения; a_ω – коэффициент, учитывающий теплоту, передаваемую рабочим телом в окружающую среду.

Параметры λ_1, λ_2, $\overline{F}_1$ определяются по экспериментальным данным или могут быть взяты с прототипа. Они отражают особенности системы топливоподачи и способа смесеобразования.

Выразим составляющие уравнения баланса моментов (1) в функции одной переменной φ:

$$M_{\text{г}i}(\varphi) = \sum_{K=1}^{8}\left\{P_{\text{г}i}r\left[\sin(\varphi_i+\varphi_{\text{ПР.К}})+\frac{\lambda}{2}\sin 2(\varphi_i+\varphi_{\text{ПР.К}})\right]\right\} = W_1(\varphi), \tag{13}$$

$$M_{ji}^I(\omega,\varphi) = r^2\omega^2\lambda\cos 2\varphi_i\big[\sin\varphi_i\big(1-\lambda\cos\varphi_i\big)\big(m_4+m_7\big)+ \\ +\cos\varphi_i\big(1-\lambda\sin\varphi_i\big)\big(m_2+m_8\big)-\sin\varphi_i\big(1+\lambda\cos\varphi_i\big)\big(m_1+m_6\big)- \\ -\cos\varphi_i\big(1+\lambda\sin\varphi_i\big)\big(m_5+m_3\big) = \omega^2 W_2(\varphi), \tag{14}$$

$$M_{\text{M}i}(\omega, \varphi) = A + Br\omega \sum_{K=1}^{8} \left|\sin(\varphi_i + \varphi_{\text{ПР.К}})\left[1 + \lambda\cos(\varphi_i + \varphi_{\text{ПР.К}})\right]\right| = A + \omega W_3(\varphi). \quad (15)$$

Подставив правые части уравнений (13), (14), (15) в выражение (1), получим

$$J\omega\frac{d\omega}{d\varphi} = W_1(\varphi) + \omega^2 W_2(\varphi) - A - \omega W_3(\varphi), \quad (16)$$

Решение уравнения баланса моментов такого вида сводится к решению простого квадратного уравнения

$$X\omega_i^2 - Y\omega_i + Z = 0, \quad (17)$$

где $X = J/2\Delta\varphi - W_2(\varphi_i)$; $Y = W_3(\varphi_i) - 2\omega_{i-1}W_2(\varphi_i)$; $Z = \omega_{i-1}W_2(\varphi_i) - \omega_{i-1}^2 J/2\Delta\varphi - \omega_{i-1}^2 W_2(\varphi_i) - W_1(\varphi_i) - A$; $\Delta\varphi$ – шаг расчета, град. Оно имеет вид

$$\omega_i = \left(-Y + \sqrt{Y^2 - 4XZ}\right)\Big/2X. \quad (18)$$

Для использования разработанной модели предварительно задают конструктивные параметры двигателя (V_C, V_b, D, r) и для выбранного скоростного режима для каждого цилиндра рассчитывают параметры, характеризующие процесс впуска (P_a, T_a), выпуска (P_b, T_b), сгорания (S_b, $\varphi_{\text{Н}}$, $\varphi_{\text{К}}$, λ_1, λ_2, $\overline{F_1}$, a, a_ω, $\overline{M}$), адиабатического сжатия и расширения K. Исходными при этом являются среднее индикаторное давление P_i, которое принимается равным для режима холостого хода среднему давлению механических потерь $P_{\text{М}}$, и коэффициент избытка воздуха α.

Определение остальных исходных данных достаточно полно описано в литературе по рабочим процессам ДВС.

Далее производят определение текущих значений частоты вращения коленчатого вала путем итерационного расчета системы уравнений, описывающих изменение значений M_{Γ}, M_i, $M_{\text{М}}$ по углу поворота коленчатого вала, по которым определяют показатели изменения частоты вращения по ранее приведенным формулам.

Представленная модель реализована на версии языка Visual.

Экспериментально влияние M_{Γ}, M_i и $M_{\text{М}}$ на характер и величину изменения угловой скорости коленчатого вала в пределах периода изменения крутящего момента двигателя КамАЗ-740 оценивалось на трех скоростных режимах: 83 $с^{-1}$, 167 $с^{-1}$ и 272 $с^{-1}$ при нормально протекающем рабочем процессе.

Предварительный выбор диагностических параметров и режимов диагностирования элементов ДВС проводился путем анализа информативности показателей изменения угловой скорости вращения. Анализировалось изменение следующих диагностических показателей [1]: увеличение $\Delta\omega_{\text{П}}$ и уменьшение $\Delta\omega'_{\text{П}}$ угловой скорости, а также производные от них показатели – коэффициент неравномерности угловой скорости $\delta_{\text{П}}$; работ, затраченной на участках увеличения $A_{\text{РП}}$ и уменьшения $A_{\text{ВП}}$ угловой скорости вращения, и их отношение $A_{\text{РП}}/A_{\text{ВП}}$. В качестве оценочных критериев приняты абсолютное и относительное изменения показателей неравномерности вращения при нормально протекающем рабочем процессе и в отсутствии процесса сгорания на различных скоростных режимах.

С целью возможности использования выбранных режимных показателей средней частоты вращения для оценки неравномерности работы цилиндров проводилось исследование их зависимости от основных эксплуатационных факторов. Для этого в одном из цилиндров двигателя изменяли цикловую подачу топлива (3...20 $мм^3$/ц), угол опережения впрыска топлива (14...26°), компрессию (2,0...4,5 МПа). При этом параметры технического состояния выражались через параметры рабочего процесса. Так, изменение угла опережения впрыска топлива рассматривалось как изменение угла начала сгорания $\varphi_{\text{Н}}$ с учетом периода задержки воспламенения, изменение цикловой подачи топлива – как изменение среднего количества молей рабочего тела $\overline{M}$ и параметров S_b, a и a_ω, а изменение герметичности надпоршневого пространства цилиндра – как изменение среднего показателя адиабаты сжатия и расширения K.

Для определения взаимосвязи между внутрицикловым изменением угловой скорости коленчатого вала и мощностью механических потерь использовались результаты моделирования влияния моментов M_{Γ}, M_j и $M_{\text{М}}$ на исследуемый процесс на установившихся скоростных режимах. Величина механических потерь определялась из уравнения баланса моментов интегрированием его по углу поворота коленчатого вала в пределах от $\pi/4$ до $\pi/2$ и сравнивалась с величиной мощности механических потерь, определяемой известным способом [1].

Особенностью расчетного моделирования изменения частоты вращения в режиме свободного разгона является принятие в качестве ис-

ходных параметров интегральных параметров рабочего процесса, соответствующих номинальному режиму работы двигателя. Допускается также, что во всем диапазоне разгона деформации рабочего процесса не происходит и в полной мере выполняется условие [1]

$$M_i = M_M + J\frac{\mathrm{d}\omega}{\mathrm{d}\varphi}, \text{ Н·м}, \qquad (19)$$

где M_i – индикаторный крутящий момент двигателя, Н·м.

Адекватность модели двигателя в режиме свободного разгона проверялась путем сопоставления значений эффективной мощности, определенных по показателям изменения угловой скорости коленчатого вала и тормозным методом.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

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

2. *Гребенников, С. А.* Диагностирование ДВС по показателям угловой скорости коленчатого вала / С. А. Гребенников, Д. В. Федоров, А. С. Гребенников // Известия ВолгГТУ: межвуз. сб. науч. ст. № 12(99) / ВолгГТУ. – Волгоград, 2012. – (Серия «Процессы преобразования энергии и энергетические установки» ; вып. 4). – С. 64–67.

3. *Савченко, О. Ф.* Автоматизированные технологические комплексы экспертизы двигателей / О. Ф. Савченко, И. П. Добролюбов, В. В. Альт, С. Н. Ольшевский // РАСХН. Сиб. отд-ние СибФТИ. – Новосибирск. 2006. – 272 с.

4. *Набоких, В. А.* Моделирование нестабильности вращения коленчатого вала двигателя как параметра обратной связи в электронных системах управления двигателем / В. А. Набоких, В. В. Коноплев, И. И. Волчек // Труды НИИ автоприборов. – М., 1982. – С. 3–9.

5. *Маслов, Ю. Н.* Использование второго закона термодинамики для расчета индикаторной диаграммы ДВС / Ю. Н. Маслов, И. И. Любимов // Двигателестроение, 1980. – № 6. – С. 8–10.

УДК 621.436.12

А. М. Ларцев, Е. А. Федянов, А. В. Васильев

ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ ТУРБОКОМПРЕССОРА НА ПОКАЗАТЕЛИ ДИЗЕЛЕЙ ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: rces@vstu.ru)

Приведены результаты стендовых испытаний двигателя В-400 с различными типами турбокомпрессоров. На основании экспериментальных данных выполнены расчеты КПД турбины, компрессора и турбокомпрессора в целом. Проанализировано влияние параметров турбокомпрессоров, конструктивных особенностей выпускной системы дизеля на эффективные параметры двигателя.

Ключевые слова: стендовые испытания, турбина, компрессор, турбокомпрессор, КПД, система выпуска, эффективная мощность, удельный эффективный расход топлива.

Results of bench tests of the V-400 engine with various types of turbochargers are given. On the basis of experimental data is calculations of efficiency of the turbine, the compressor and a turbocharger as a whole are executed. Influence of parameters of turbochargers and design features of final system on effective parameters of the diesel is analysed.

Keywords: bench tests, turbine, compressor, turbocharger, efficiency, release system, effective power, specific effective fuel consumption.

Форсирование дизелей воздушного охлаждения является сложной задачей, так как они, в отличие от дизелей водяного охлаждения, более критичны к уровню механических и, особенно, тепловых нагрузок. При форсировании дизелей воздушного охлаждения наддувом приходится, в частности, не только добиваться эффективности охлаждения воздуха после компрессора, но и подбирать турбокомпрессор, обеспечивающий при заданном значении давления наддува максимально возможный расход воздуха. Это позволяет снизить тепловую напряженность камеры сгорания за счет повышенных значений коэффициента избытка воздуха. Подтверждением сказанному служит опыт Волгоградского моторного завода, на котором в ходе форсирования дизелей воздушного охлаждения 8ЧВН 15/16 до уровня p_e = 0,95 МПа (дизель В-400), были выполнены обширные исследования влияния характеристик турбокомпрессоров ТКР на показатели дизеля.

Были проведены испытания дизеля с четырьмя типоразмерами ТКР: ТКР-8, ТКР-8,5, ТКР-9, ТКР S3A. Первые три марки производства Дергачевского завода турбокомпрессоров, а S3A – фирмы «Schwitzer». Диаметр колеса компрессора у ТКР S3A равен 91,4 мм. Следует отметить, что конструктивно система наддува дизеля 8ЧВН15/16 содержит два турбокомпрессора: по одному для левого и правого рядов цилиндров.

Испытания включали снятие регуляторных, внешней скоростной и нагрузочных характеристик. Последние снимались при частотах вращения 1750 и 1500 мин$^{-1}$. Для сопоставимости результатов, полученных с различными ТКР, часовой расход топлива в точке выхода рейки ТНВД на упор корректора поддерживался неизменным: 69,3 ± 0,5 кг/ч. Этот расход соответствует номинальной мощности (297 кВт) дизеля В-400, укомплектованного ТКР8,5С-7. В ходе испытаний обеспечивались значения температур в боксе ($t_б$ = = 31…34 °С), масла на входе в масляный радиатор двигателя ($t_н$ = 83…86 °С), топлива перед подкачивающим насосом ($t_т$ = 31…34 °С). Контролировались механические потери двигателя. Измерение показателей дизелей проводились с помощью информационно-измерительного комплекса фирмы «AVL» (Австрия), позволявшего регистрировать в автоматическом режиме до 64 параметров работы двигателя. Частоты вращения роторов турбокомпрессоров измерялась с помощью анализатора фирмы «Bruel & Kjaer» (Дания), параметры токсичности и дымности отработавших газов двигателей определялись газовым анализатором MEXA-812D фирмы «HORIBA» (Япония) и дымомером МК-3 фирмы «HARTRIDGE» (Англия).

Значения мощности, крутящего момента, среднего эффективного давления, часового и удельного расхода топлива при номинальной частоте вращения и положении органов управления регулятора частоты вращения, соответствующем полной подаче топлива, а также при максимальном крутящем моменте приводились к стандартным атмосферным условиям, температуре и плотности топлива по ГОСТ 18509.

На основе измеренных значений температур и давлений воздуха перед агрегатами наддува и отработавших газов за ними были вычислены КПД компрессоров, турбин и турбокомпрессоров в целом для левого и правого ряда цилиндров. Полученные расчетом значения КПД, а также измеренные значения давлений после компрессора $P_к$ и перед турбиной $P_т$ приведены в таблице. Над дробной чертой приведены значения показателей для турбокомпрессоров левого, а под ней – для правого ряда цилиндров. В этой же таблице в первой строке указаны максимальные значения КПД компрессора, заявленные производителями.

Значения параметров турбокомпрессоров и двигателя В-400

Параметр	ТКР-8	ТКР8,5С-7	ТКР-9	ТКР S3A
КПД компрессора максимальный $\eta_{кмах}$	0,71	0,69	0,75	0,77
КПД компрессора $\eta_к$	0,74/0,71	0,64/0,63	0,75/0,75	0,76/0,73
КПД турбины $\eta_т$	0,65/0,60	0,69/0,71	0,75/0,65	0,70/0,79
КПД турбокомпрессора $\eta_{тк}$	0,48/0,43	0,44/0,45	0,57/0,49	0,53/0,58
Давление наддува Рк, мбар	705	734	915	907
Давление в выпускном коллекторе Рт, мбар	766	858	933	803
Отношение давления наддува к давлению в выпускном коллекторе Рк/Рт	0,92	0,86	0,98	1,13

Для всех турбокомпрессоров было проверено соответствие их характеристик расходной характеристике двигателя. Проверка проводилась известным способом наложения расходной характеристики двигателя на характеристики ТКР. На рис. 1 в качестве примера показано положение расходной характеристики двигателя относительно характеристики компрессора ТКР-9.

Как видно из рис. 1, расходная характеристика двигателя лежит в области максимальных КПД турбокомпрессора. Аналогичным образом сочетаются расходные характеристики двигателя с характеристиками других ТКР.

Данные, приведенные в таблице, наглядно свидетельствуют о том, что турбокомпрессоры

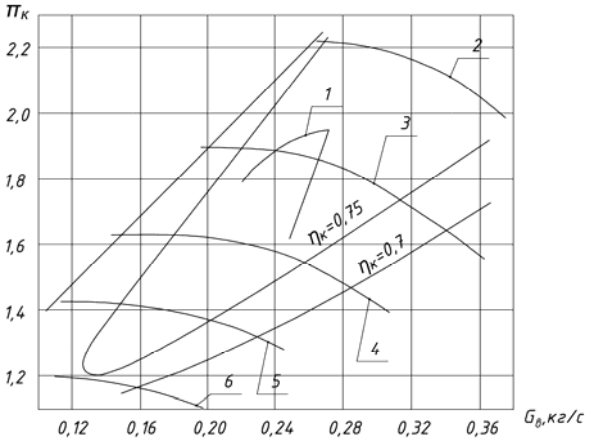


Рис.1. Характеристика компрессора ТКР-9:
1 – расходная характеристика двигателя В-400; *2–6* – частотные границы работы компрессора: *2* – 85000 мин$^{-1}$; *3* – 75000 мин$^{-1}$; *4* – 64000 мин$^{-1}$; *5* – 53000 мин$^{-1}$; *6* – 38000 мин$^{-1}$

ТКР-8 и ТКР8,5С-7 имеют заметно худшие показатели, чем ТКР-9 и ТКР S3A. КПД первых двух компрессоров примерно на 20…25 % ниже, чем у двух других. Вследствие этого турбокомпрессоры ТКР-8 и ТКР8,5С-7 дают пониженные значения давления наддува.

Сопоставление характеристик дизелей (рис. 2), укомплектованных различными типами турбокомпрессоров, подтверждает более низкие показатели ТКР-8 и ТКР8,5С-7. Мощность дизелей с этими турбокомпрессорами в среднем на 1 % ниже, а удельный расход на 1…1,5 % выше, чем с ТКР-9 и ТКР S3A.

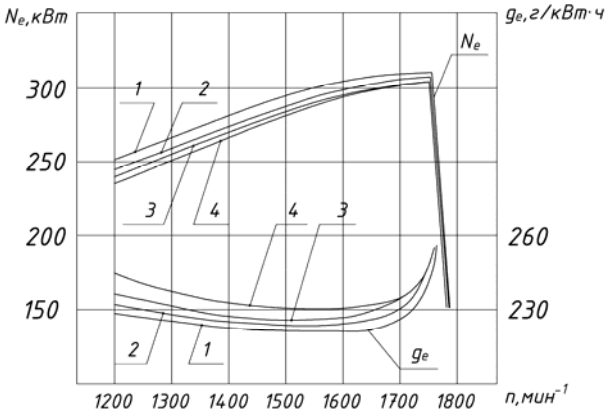


Рис. 2. Скоростная характеристика двигателя В-400 по N_e и g_e с различными ТКР:
1 – ТКР S3A; *2* – ТКР 9; *3* – ТКР 8,5С-7; *4* – ТКР 8

Сопоставляя скоростные характеристики дизелей, оборудованных турбокомпрессорами ТКР-9 и ТКР S3A, можно отметить, что со вторым типом турбокомпрессора показатели двигателя несколько выше во всем диапазоне частот вращения. Так, например, преимущество дизеля с ТКР S3A по величине удельного расхода топлива составляет около 1 %.

Сравнение полученных в результате экспериментов показателей турбокомпрессоров (см. таблицу) позволяет придти к выводу, что лучшие показатели дизелей с турбокомпрессорами ТКР S3A обусловлены, в первую очередь, меньшим противодавлением на выпуске, которое создает этот тип турбокомпрессора. У ТКР S3A отношение давлений после компрессора к давлению перед турбиной больше единицы:. $p_к/p_т$ = 1,13, в то время как у остальных испытанных турбокомпрессоров оно меньше единицы. У ТКР-9 $p_к/p_т$ = 0,95. Небольшое превосходство ТКР S3A над ТКР-9 по величине КПД не играет принципиальной роли, так как ТКР-9, в свою очередь, создает большее давление наддува

При анализе данных таблицы обращает на себя внимание существенное различие значений КПД турбин и, в целом, турбокомпрессоров для левого и правого рядов цилиндров. Такие различия практически отсутствуют лишь для турбокомпрессоров ТКР8,5С-7. У турбокомпрессоров ТКР-8 и ТКР-9 КПД выше для левого ряда, а у ТКР S3A – для правого ряда. Наибольшей величины различия достигают для турбокомпрессоров ТКР-9: значения КПД турбины отличаются на 15 %, а турбокомпрессоров в целом – на 16 %.

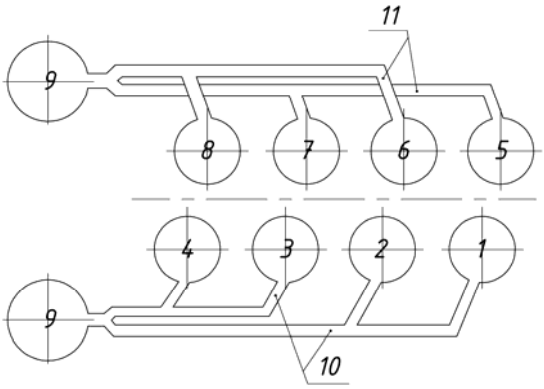


Рис. 3. Схема система выпуска двигателя В-400:
1…8 – цилиндры двигателя; *9* – турбокомпрессоры; *10* – система выпуска (левый ряд); *11* – системы выпуска (правый ряд)

Причиной отмеченных различий является, скорее всего, несимметричность конструкции выпускных коллекторов левого и правого рядов цилиндров (рис. 3). Такая несимметричность заложена в конструкцию с целью получения равномерного следования импульсов давления отработавших газов перед турбинами. Вместе с тем, вследствие неодинаковой геометрии выпускных каналов параметры импульсов давления для одного и другого ряда оказываются, по-видимому, неодинаковыми. Для турбокомпрессоров ТКР8,5С-7, которые являются базовыми для рассматриваемого двигателя, в силу особенностей их конструкции различия в характере импульсов давления слабо отражаются на КПД турбины, а для других типов турбокомпрессоров это обстоятельство оказывается весьма существенным. Можно предположить, что показатели дизеля с турбокомпрессорами ТКР-9 и ТКР S3A будут еще выше, если, сохраняя конструктивную схему выпускных коллекторов, провести оптимизацию их геометрических параметров: длин и диаметров отдельных участков.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Дизель 8ДВТ-330. Техническое описание и инструкция по эксплуатации / под ред. Г. Г. Меньшенина. – М.: Машиностроение, 1986. – 144 с.

2. *Патрахальцев, Н. Н.* Наддув двигателей внутреннего сгорания / Н. Н. Патрахальцев. – М.: Изд-во Российского университета дружбы народов, 2006. – 318 с.

3. Перспективы совершенствования дизелей воздушного охлаждения большой мощности / А. М. Ларцев, Е. А. Федянов // Известия ВолГТУ : межвуз. сб. науч. ст. № 12 / ВолГТУ. – Волгоград, 2012. – (Серия «Процессы преобразования энергии и энергетические установки» ; вып. 4). – С. 41–43.

4. *Селезнев, К. П.* Теория и расчет турбокомпрессоров / К. П.Селезнев, Ю. Б. Галеркин, С. А. Анисимов [и др.]; под общ. ред. К. П. Селезнева. – Л.: Машиностроение, 1986. – 391 с.

5. *Байков, Б. П.* Турбокомпрессоры для наддува дизелей. Справочное пособие / Б. П. Байков, В. Г. Бордуков, П. В. Иванов, Р.С. Дейч. – Л.: Машиностроение, 1975. – 197 с.

УДК 629.113

В. А. Лущеко*, С. М. Кучев, В. Н. Никишин

БЕЗМОТОРНЫЙ СТЕНД ДЛЯ ПРОВЕДЕНИЯ ИСПЫТАНИЙ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

***Набережночелнинский институт Казанского (Приволжского) федерального университета**
ОАО «КАМАЗ»

(e-mail: luvasiliy@yandex.ru)

Создан безмоторный стенд для проведения испытаний турбокомпрессоров автомобильных дизелей, оборудованный автоматизированной системой управления и измерения параметров.

Ключевые слова: качество, турбокомпрессор, безмоторный стенд.

Created unpowered stand for testing turbo diesel motor, equipped with automated control and measurement.

Keywords: quality, turbocharger, unpowered stand.

Двигатель внутреннего сгорания является самым массовым источником энергии. Современное состояние двигателестроения характеризуется производством высокофорсированных двигателей. При этом необходимо обеспечить высокий уровень качества и эксплуатационной надежности. Разработчикам приходится решать в комплексе проблемы качества, надежности и улучшения экономических и экологических показателей дизеля.

Известно, что 60 % всех рекламаций, возникающих в гарантийный период, обусловлены несовершенством разработки. Качество изделия как совокупность свойств закладывается в процессе научных изысканий, конструкторских и технологических проработок, создается в процессе производства, а проявляется при эксплуатации. Исходя из этого, наиболее важная и глобальная задача качества должна обеспечиваться на стадии проектирования изделия и технологии [1].

Авторами был создан безмоторный стенд, работающий по разомкнутому контуру, предназначенный для проведения испытаний турбокомпрессоров автомобильных дизелей (ТКР) с целью формирования их качества (эффективности и надежности) на этапах проектирования и доводки. Данный стенд позволяет определять характеристики компрессоров и турбин, а также проводить экспериментальные исследования подшипниковых узлов ТКР.

Особенностью стенда является автоматизированная система управления [2], благодаря которой все системы и агрегаты стенда управляются персональным компьютером, что позволяет не только повысить точность и качество проводимых испытаний, снизить погрешности измерений, но и сократить временные затраты, что особенно важно в условиях серийного производства.

Для управления стендом написана программа, позволяющая: производить измерения текущих параметров; задавать требуемые значения частоты вращения вала ротора ТКР и температуры газа перед турбиной и управлять ими; сохранять в базе данных и файле формата Excel информацию по испытуемому ТКР, программу испытаний и результаты испытаний; производить калибровку и настраивать размерности измеряемых параметров.

Принципиальная схема безмоторного стенда представлена на рис. 1.

Схема сбора данных и управления работой стенда для испытаний ТКР представлена на рис. 2.

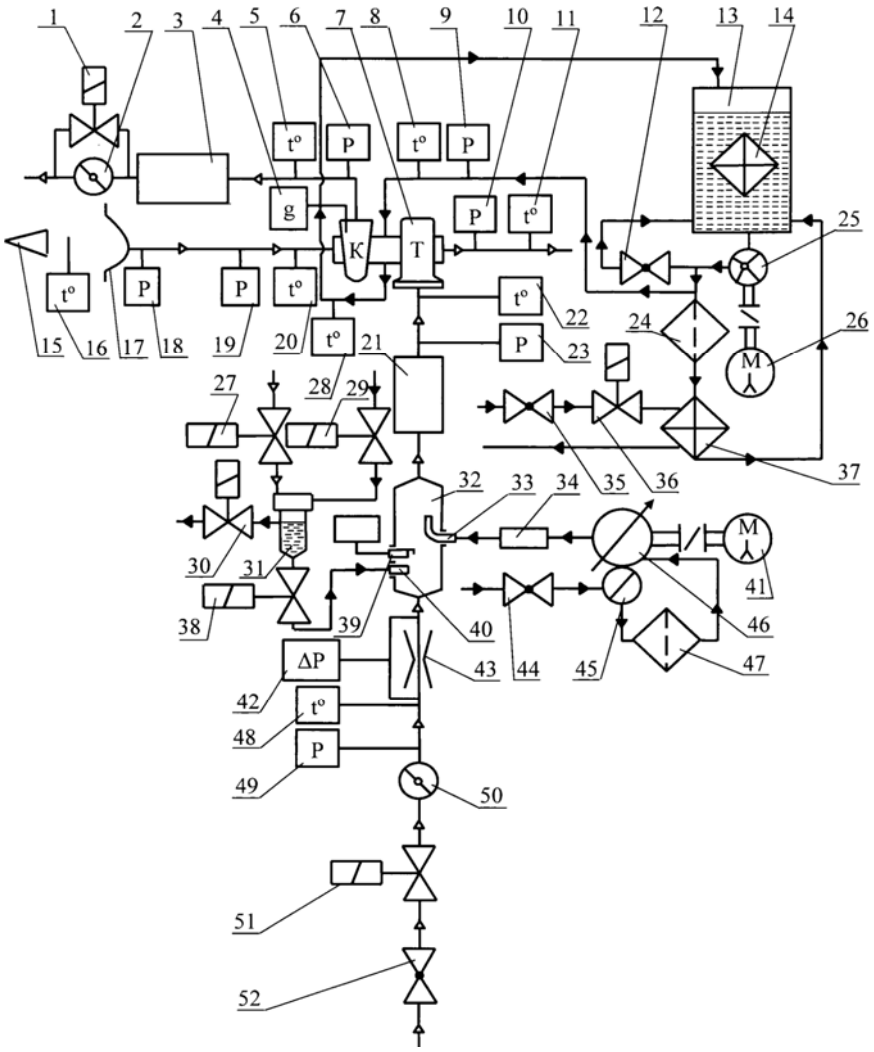


Рис. 1. Принципиальная схема безмоторного стенда:
1 – перепуск; *2* – дроссельная заслонка за компрессором; *3* – ресивер; *4* – датчик вибрации; *5, 8, 11, 16, 20, 22, 28, 48* – датчики температуры; *6, 9, 10, 18, 19, 23, 42, 49* – датчики давления; *7* – опытный ТКР; *12* – регулятор расхода масла; *13* – масляный бак; *14* – нагреватель масла; *15* – Датчик частоты вращения ротора; *17* – расходомерное сопло компрессора; *21* – ресивер; *24* – фильтр масляный; *25* – насос масляный; *26* – электродвигатель насоса масляного; *27, 29, 30, 36, 38* – клапаны; *31* – пусковой объем; *32* – камера сгорания; *33* – рабочая форсунка; *34* – ресивер; *35* – кран подвода воды; *37* – водомасляный теплообменник; *39* – блок зажигания со свечами зажигания; *40* – пусковая форсунка; *41* – электродвигатель ТНВД; *43* – сопло расходомерное турбины; *44* – кран включения подачи топлива; *45* – топливоподкачивающий насос ТНВД; *46* – ТНВД; *47* – фильтр топливный; *50* – дроссельная заслонка перед турбиной; *51* – отсечной клапан; *52* – кран подачи воздуха из заводской системы

Рис. 2. Схема сбора данных и управления работой стенда для испытаний ТКР

Схема сбора данных и управления работой стенда состоит из следующих элементов:

– персонального компьютера с программой управления;

– аналого-цифровых преобразователей (АЦП), соединенных в сеть RS485 и предназначенных для измерения сигналов датчиков, аналоговых выходов с приборов, а также для управления процессами, происходящими при испытаниях ТКР;

– датчиков температуры, давлений и частоты вращения, сигналы с которых измеряются АЦП;

– цифро-аналоговых преобразователей (ЦАП) и исполнительных механизмов для управления процессом испытаний.

С целью проведения научно-исследовательских испытаний предусмотрен сбор дополнительной информации от первичных измерительных преобразователей температуры и давления (резервные входы). Программа проведения опытов, сбора и обработки данных в этом случае претерпевает соответствующие изменения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Формирование и обеспечение качества автомобильного дизеля. Ч. I / В. Н. Никишин; Министерство образования и науки; Камская госуд. инж.-экон. акад. – Наб. Челны: Изд-во Камской гос. инж.-экон. акад., 2006. – 456 с.

2. Автоматизация безмоторного стенда для испытаний турбокомпрессоров типа ТКР / В. А. Лущеко // Сб. матер. межрегиональной науч.-практ. конф. студентов, аспирантов и молодых ученых «III Камские чтения». Ч. 3. – Наб. Челны: Изд-во Кам. госуд. инж.-экон. акад., 2011. – С. 101–102.

УДК 621.436

Г. Д. Матиевский, А. Е. Свистула, М. Э. Брякотин

ПОСТРОЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОСТОЯННОЙ МОЩНОСТИ ДИЗЕЛЯ

Алтайский государственный технический университет им. И. И. Ползунова

(e-mail: maxbr@mail.ru)

Предложена методика построения характеристики постоянной мощности дизеля. Получены выражения для управления цикловой порцией топлива и давлением наддува по частоте вращения. Приведена расчетная скоростная характеристика дизеля и выполнен ее анализ для двух уровней постоянной мощности. Даны рекомендации по управлению расходом топлива и давлением наддува в зависимости от уровня постоянной мощности.

Ключевые слова: дизель, двигатель постоянной мощности, характеристика постоянной мощности, расход топлива, давление наддува, коэффициент приспособляемости.

The technique of creation of constant power characteristic of the diesel is offered. Depending on rotary speed control expressions of fuel cyclic portion and forced aspiration pressure are received. The settlement high-speed characteristic of the diesel is provided and its analysis for two levels of constant power is executed. Depending on constant power level recommendations about control of fuel consumption and forced aspiration pressure are made.

Keywords: diesel, constant power engine, constant power characteristic, fuel consumption, forced aspiration pressure, adaptability coefficient.

Режимы постоянной мощности востребованы в двигателях постоянной мощности (ДПМ), в двигателях с двумя уровнями мощности на номинальной частоте и в двигателях в составе гибридных энергетических установок. Основной целью обеспечения работы двигателя по характеристике постоянной мощности (ХПМ) является снижение эксплуатационного расхода топлива [1, 2].

Целью настоящей работы является определение закономерностей управления расходом топлива и воздуха по ХПМ.

Зависимости энергетических показателей и коэффициента приспособляемости в функции частоты n для ХПМ известны. Ключевым является определение зависимости эффективного КПД η_e от частоты n, отвечающей условиям сохранения постоянного значения мощности в интервале $N_{e\text{const}} \geq (0{,}75...0{,}80)\ N_{e\text{н}}$ и получение коэффициента приспособляемости не менее 1,4 (здесь и далее индекс «н» обозначает номинальный режим, «м» – режим максимального крутящего момента). Желаемый вид характеристики $\eta_e = f(n)$ – пологость и приемлемые значения КПД η_e, что важно для дизелей, эксплуатируемых в условиях переменной нагрузки по ХПМ в широком интервале изменения частоты n.

По зависимости $\eta_e = f(n)$ определяются закономерности управления дизелем по расходу

топлива и воздуха. Необходимость управления расходом воздуха до $N_{e\text{const}} \le (0{,}75...0{,}80)\ N_{e\text{н}}$ не возникает. Она возникает при $N_{e\text{const}} > (0{,}75...0{,}80)\ N_{e\text{н}}$, когда получение коэффициента приспособляемости $K_\text{п} \ge 1{,}4$ становится невозможным только увеличением цикловой подачи топлива при снижении частоты n [2, 3].

Рассмотрим алгоритм определения функции $\eta_e = f(n)$ по характеристике постоянной мощности с $N_{e\text{const}} \ge (0{,}75...0{,}80)\ N_{e\text{н}}$ в диапазоне частот $n_\text{н} \ldots n_\text{м}$ и получении коэффициента приспособляемости $K_\text{п} = 1{,}4$.

Для определения среднего давления механических потерь по ХПМ используем выражение, полученное в исследованиях И. Ф. Ефремова [4]

$$P_\text{м} = a + bC_m + dC_m^2 + h\frac{P_e - P_{e\text{н}}}{P_{e\text{н}}}, \qquad (1)$$

здесь первые три члена отражают влияние на $P_\text{м}$ средней скорости поршня C_m, а четвертый – нагрузки; *a, b, d, h* – опытные коэффициенты.

Выполняя подстановку $\frac{P_e - P_{e\text{н}}}{P_{e\text{н}}} = \frac{K_\text{п} - K}{K_\text{п}}$, в которой $K = \frac{n}{n_\text{м}}$, а $K_\text{п}$ – коэффициент приспособляемости, после несложных преобразований приходим к выражению механического КПД по ХПМ

$$\eta_\text{м} = [1 + K(a + bC_m + dC_m^2 + h\frac{K_\text{п} - K}{K_\text{п}})\frac{1}{P_{e\text{м}}}]^{-1}. \quad (2)$$

Для определения зависимости индикаторного КПД от частоты n воспользуемся выражением, предложенным в работах [2, 3, 5] для ХПМ

$$\eta_i = \alpha \cdot \left[\frac{\eta_{i\text{м}}}{\alpha_\text{м}} - (\alpha - \alpha_\text{м})\cdot\xi + \beta\cdot(K-1)\cdot\frac{\alpha}{\alpha_\text{м}}\right], \quad (3)$$

где ξ и β – опытные коэффициенты; α – коэффициент избытка воздуха.

Формула (3) получена в предположении линейной зависимости отношения η_i / α от коэффициента α для различных частот n и с учетом влияния частоты n через коэффициенты K и β. Использование линеаризованной зависимости $\frac{\eta_i}{\alpha} = f(\alpha)$ для ХПМ с уровнем мощности $N_{e\text{const}} \ge (0{,}75...0{,}80)\ N_{e\text{н}}$ вполне правомерно, так как здесь изменение коэффициента α лежит в относительно узком диапазоне значений. Например, для ДПМ 4ЧН 13/14 этот показатель составляет 1,6…2,1.

Выражение для определения эффективного КПД η_e запишется как произведение $\eta_i \cdot \eta_\text{м}$

$$\eta_e = \frac{\alpha\left[\frac{\eta_{i\text{м}}}{\alpha_\text{м}} - (\alpha - \alpha_\text{м})\xi + \beta(K-1)\cdot\frac{\alpha}{\alpha_\text{м}}\right]}{1 + K\left(a + вC_m + dC_m^2 + h\frac{K_\text{п} - K}{K}\right)}. \quad (4)$$

Цикловой расход топлива должен быть обратно пропорциональным изменению произведения $n \cdot \eta_e$

$$q_\text{ц} = q_{\text{цм}}\frac{n_\text{м}}{n}\cdot\frac{\eta_{e\text{м}}}{\eta_e}. \qquad (5)$$

Определение расхода воздуха основано на использовании выражения для массового циклового расхода воздуха на единицу рабочего объема цилиндра двигателя $\eta_v \cdot \rho_к$ в функции цикловой подачи топлива и коэффициента избытка воздуха, записанных для режимов максимального момента (индекс «м») и любого другого по ХПМ.

$$\frac{\eta_v \rho_к}{\eta_{v\text{м}}\rho_{к\text{м}}} = \left(\frac{\alpha}{\alpha_\text{м}}\right)\cdot\left(\frac{q_\text{ц}}{q_{\text{цм}}}\right).$$

Заменяя в нем цикловую подачу через выражение (5) и решая относительно $\frac{\rho_к}{\rho_{к\text{м}}}$, получим $\frac{\rho_к}{\rho_{к\text{м}}} = \frac{\overline{\eta}_{e\text{м}}}{K}\cdot\frac{\alpha}{\alpha_\text{м}}\cdot\frac{\eta_{v\text{м}}}{\eta_v}$. Здесь $\overline{\eta}_{e\text{м}} = \frac{\eta_{e\text{м}}}{\eta_e}$.

Переходим от отношения плотностей к отношению давлений $\frac{P_к}{P_{к\text{м}}}$

$$\frac{P_к}{P_{к\text{м}}} = \left(\frac{\overline{\eta}_{e\text{м}}}{K}\cdot\frac{\alpha}{\alpha_\text{м}}\cdot\frac{\eta_{v\text{м}}}{\eta_v}\right)^{n_к}, \qquad (6)$$

где $n_к$ – показатель политропы сжатия в компрессоре.

Принимаем эмпирическое выражение для коэффициента наполнения, предполагающее достижение максимума коэффициента наполнения на режиме $n = n_\text{м}$ равным $\eta_v = 1 - C(K^2 - 1)\eta_{v\,\text{м}}$. Здесь C – постоянная величина, $K = \frac{n}{n_\text{м}}$. Вводим его в выражение (6) и решаем относительно $P_к$. Получаем:

$$P_к = P_{к\text{м}}\left(\frac{\overline{\eta}_{e\text{м}}}{K}\cdot\frac{\alpha}{\alpha_\text{м}}\cdot\frac{1}{[1 - C(K^2-1)/\eta_{v\text{м}}]}\right)^{n_к}. \quad (7)$$

Для проведения расчетов по формуле необходимо задаваться изменением закономерностей отношения $\alpha / \alpha_\text{м}$. В нашем случае рас-

сматриваются два варианта. Первый – допускается $\alpha = \alpha_м = \text{const}$.

Тогда

$$P_к = P_{км}\left(\frac{\overline{\eta}_{eм}}{K}\cdot\frac{1}{[1-C(K^2-1)/\eta_{vм}]}\right)^{n_к}. \quad (8)$$

Второй – допускается линейная зависимость коэффициента α по частоте n, т. е. $\alpha = \alpha_м + n_м(K-1)\mu$, где μ – опытный коэффициент.

Тогда

$$P_к = P_{км}\left(\frac{\overline{\eta}_{eм}}{K}\cdot\frac{[\alpha_м + n_м(K-1)\mu]}{[1-C(K^2-1)/\eta_{vм}]\alpha_м}\right). \quad (9)$$

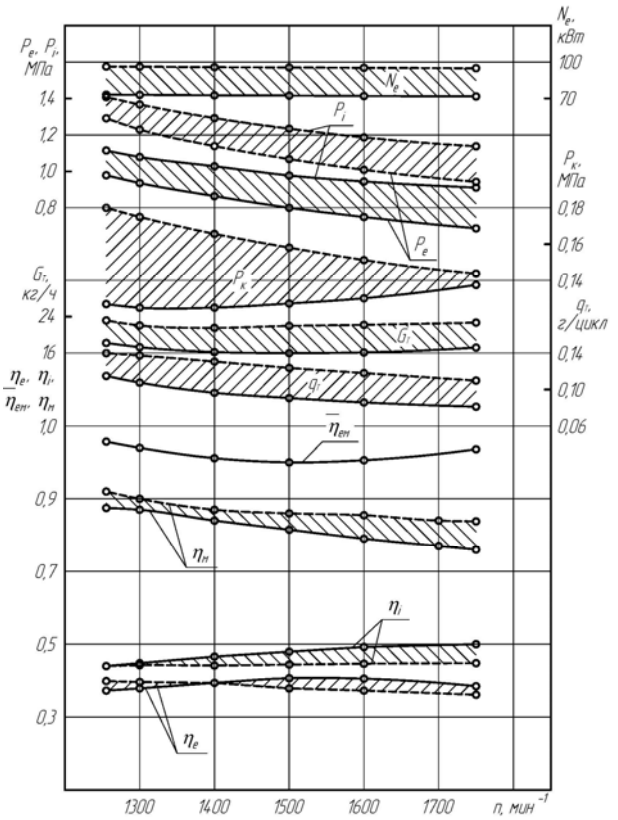
Формулы (8) и (9) представляют закономерности регулирования давления наддува для обеспечения постоянной мощности дизеля с уровнем $N_{e\text{const}} \geq (0{,}75...0{,}80)\ N_{eн}$ в диапазоне изменения частоты от $n_м$ до $n_н$ и обеспечении коэффициента приспособляемости не ниже 1,4.

Для проведения расчетов в диапазоне изменения частоты от $n_м$ до $n_н$, обеспечивающей достижение коэффициента приспособляемости $K_п \geq 1{,}4$, необходимо располагать: показателями характерных режимов работы на частотах $n_м$ и $n_н$; значениями коэффициентов a, $в$, d, h, ξ, β, μ в выражениях для η_i, $\eta_м$ и η_v; задаться зависимостью изменения коэффициента избытка воздуха α от частоты n.

Результаты расчета ХПМ дизеля 4ЧН 13/14 представлены на рисунке. При выполнении расчетов приняты численные значения постоянных $a = 0{,}286$; $в = 0{,}66$; $d = 0{,}0069$; $h = 0{,}01$; $\xi = 0{,}122$; $\beta = 0{,}026$; $\mu = 0{,}014$ на основании опыта исследований кафедры ДВС АлтГТУ и ОАО «АМЗ» [5, 6].

В первом варианте была принята линейная зависимость коэффициента α по частоте n соответственно в интервале $\alpha = 2{,}1 \div 1{,}4$; $n = 1750 - 1250$ мин$^{-1}$. Поддерживаемый уровень постоянной мощности $N_{e\text{const}} = 73{,}5$ кВт. Во втором – значение коэффициента α принималось постоянным по n и равным его предельному минимальному эксплуатационному значению $\alpha = 1{,}4$. Достигаемый уровень постоянной мощности $N_{e\text{const}} = 100$ кВт.

Общей особенностью ХПМ для обоих вариантов задания коэффициента α является пологость зависимости $\eta_e = f(n)$ с наличием максимума, более выраженном для случая переменности коэффициента α по частоте n. Это подтверждается малым изменением отношения $\eta_{eм}/\eta_e$ (на рис. 1 это $\overline{\eta}_{eм}$), не выходящим из диапазона 1,0...0,95. Подобный характер изменения $\eta_e = f(n)$ предопределяет слабо выраженную зависимость часового расхода топлива от частоты n и изменение цикловой подачи топлива обратно пропорционально изменению частоты n. Это позволяет при реализации ХПМ в первом приближении осуществлять управление цикловой подачей топлива из условия обеспечения постоянства часового расхода $G_m = \text{const}$.



Расчетная внешняя скоростная характеристика ДПМ 4ЧН13/14:
— α; - - - α = 1,4 = const

Различия в характере задания коэффициента α по частоте n проявляются в неодинаковом уровне достигаемой мощности: 100 кВт при α = = 1,4 и 73,5 кВт при линейном изменении α по частоте n, а также в противоположном характере изменения давления наддува. Для случая α = = 1,4 зависимость $P_к = f(n)$ имеет противоестественный характер изменения: давление $P_к$ растет с уменьшением частоты n. В случае переменности коэффициента α давление $P_к$ снижается, как это обычно и происходит при снижении частоты n. Поэтому для реализации варианта $\alpha = 1{,}4$ необходима разработка специальных мероприятий по управлению давлением наддува $P_к$. В то время как для случая переменного α можно обойтись более простыми мероприятиями.

Вариант α = 1,4 отличается меньшими значениями эффективного КПД в достаточно широком интервале уменьшения частоты *n* по причине более низких значений индикаторного КПД η_i, обусловленными меньшими величинами коэффициента α. И только при частотах $n < 1400$ мин$^{-1}$ КПД η_e становится выше, чем в варианте переменного коэффициента α по причине более высокого механического КПД.

Полученные зависимости для цикловой порции (часового расхода) топлива и давления наддува могут быть использованы для установления алгоритма управления цикловой подачей топлива и расходом воздуха в вариантах работы дизеля по ХПМ с уровнем мощности 75…80 % от номинальной и равной номинальной.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Дорменев, С. И.* Тракторные моторо-трансмиссионные установки с двигателями постоянной мощности / С. И. Дорменев, А. П. Банник, И. А. Коваль, Ю. Б. Моргулис. – М.: Машиностроение, 1987. – 184 с.

2. *Матиевский, Г. Д.* Анализ показателей работы дизеля по характеристике постоянной мощности / Г. Д. Матиевский, С. П. Кулманаков. – Ползуновский вестник. – № 1. – 2010. – С. 13–20.

3. *Матиевский, Г. Д.* Анализ и улучшение показателей работы дизеля на режимах постоянной мощности / Г. Д. Матиевский, А. Е. Свистула // 5-е Луканинские чтения. Решение энергоэкологических проблем в автотранспортном комплексе: тез. докл. науч.-практ. конф. – М.: МАДИ, 2011. – С. 21–22.

4. *Ефремов, И. Ф.* Некоторые результаты экспериментально-расчетного определения и разделения механических потерь в двигателях внутреннего сгорания / И. Ф. Ефремов // Тр. АПИ. – Барнаул: АПИ им. И. И. Ползунова, 1972. – Вып. 22. – С. 113–128.

5. *Матиевский, Г. Д.* Исследование внешней скоростной характеристики дизеля для анализа показателей работы на режимах постоянной мощности / Г. Д. Матиевский, А. Н. Любимов // Научные проблемы транспорта Сибири и Дальнего Востока. – № 2. – 2011. – С. 260–267.

6. *Матиевский, Г. Д.* Повышение эффективности работы двигателя на режимах и характеристиках постоянной мощности / Г. Д. Матиевский, С. П. Кулманаков // Сборник научных трудов Международной конференции «Двигатель-2010», посвященной 180-летию МГТУ им. Н. Э. Баумана / под ред. Н. А. Иващенко, В. А. Вагнера, Л. В. Грехова. – М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2010. – С. 191–194.

УДК 629.113

А. В. Гордеев, В. Н. Никишин

СОГЛАСОВАНИЕ СИСТЕМЫ ОБРАБОТКИ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ С АВТОМОБИЛЬНЫМ ДИЗЕЛЕМ

Набережночелнинский институт Казанского (Приволжского)федерального университета

(e-mail: al.gor05@yandex.ru)

В статье приведены результаты исследований по согласованию системы каталитической очистки отработавших газов с двигателем, с целью снижения выбросов аммиака с отработавшими газами.

Ключевые слова: каталитическая очистка отработавших газов, эффективность каталитического восстановления оксидов азота.

In article the results of studies on the harmonization of the catalytic purification of exhaust gases from the engine to reduce emissions of ammonia in the exhaust gas.

Keywords: catalytic purification of exhaust gases, the efficiency of the catalytic reduction of nitrogen oxides.

Адаптация системы обработки отработавших газов (СООГ) для конкретного двигателя состоит в реализации управления подачей жидкости AdBlue с целью снижения выбросов NH_3 с отработавшими газами (ОГ) [3]. Такая система управления является достаточно сложной.

На сегодняшний день применяются различные алгоритмы управления микропроцессорными системами подачи жидкости AdBlue в поток ОГ дизеля. В работах [1, 2] описаны некоторые из них. Однако в них есть свои недостатки. Так, метод, описанный в [1], не учитывает температуру ОГ при неустановившихся режимах работы двигателя, которая в свою очередь существенно влияет на эффективность протекания реакции каталитического восстановления NO_x.

В данном исследовании представлен иной метод управления подачей AdBlue. Суть его в выборе оптимальной степени конверсии NO_x, исходя из мгновенной оценки параметров двигателя (при текущем режиме работы двигателя) таких как температура и расход ОГ. На рис. 1 представлена структурная схема алгоритма подачи жидкости AdBlue.

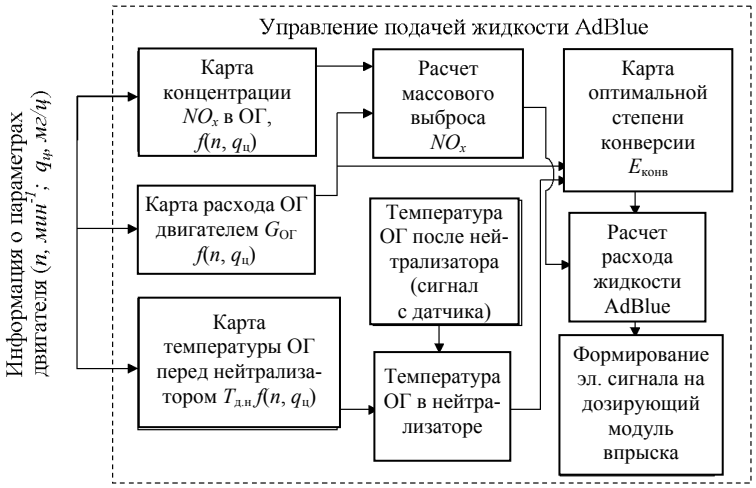


Рис. 1. Структурная схема управления дозированием жидкости AdBlue

Программа управления подачей жидкости AdBlue учитывает следующие зависимости (рис. 1):

– зависимость концентрации NO_x, *ppm* от частоты вращения коленчатого вала двигателя n, мин$^{-1}$ и цикловой подачи топлива $q_ц$, мг/ц в виде карты;

– зависимость расхода отработавших газов двигателя $G_{ОГ}$, кг/ч от частоты вращения коленчатого вала двигателя n, мин$^{-1}$ и цикловой подачи топлива $q_ц$, мг/ц в виде карты;

– зависимость температуры отработавших газов двигателя перед нейтрализатором $T_{д.н.}$, °С от частоты вращения коленчатого вала двигателя n, мин$^{-1}$ и цикловой подачи топлива $q_ц$, мг/ц в виде карты;

– зависимость оптимальной степени конверсии оксидов азота от температуры отработавших газов двигателя внутри каталитического нейтрализатора $T_{н.}$, °С и расхода отработавших газов двигателя $G_{ОГ}$, кг/ч в виде карты оптимальной степени конверсии.

Для полного восстановления оксидов азота в ОГ двигателя требуется расход жидкости AdBlue $G_м$, г/ч, рассчитываемый следующим образом:

$$G_м = NO_{x1} \cdot 2{,}008 ,$$

где NO_{x1} – массовый выброс оксидов азота до нейтрализатора, г/ч, который рассчитывается, исходя из значений расхода ОГ и концентрации NO_x (рис. 1); 2,008 – коэффициент стехиометрии.

Однако каталитические нейтрализаторы не обладают полной эффективностью использования жидкости AdBlue. Как следствие при дозировании жидкости, исходя из вышеуказанного расчета, возникает серьезная проблема выброса NH_3 с отработавшими газами двигателя. Для решения этой проблемы в расчет подачи жидкости необходимо вносить поправочный коэффициент. Поправочный коэффициент зависит согласно алгоритму от расхода отработавших газов двигателя и температуры отработавших газов в нейтрализаторе, поскольку от этих параметров зависит эффективность каталитического восстановления. За коэффициент принята оптимальная степень конверсии оксидов азота $E_{конв}$. Таким образом, с одной стороны, восстанавливается необходимое количество оксидов азота, необходимое для выполнения норм по выбросам NO_x, с другой стороны, предотвращается «передозирование» жидкости AdBlue с целью предотвращения выбросов NH_3 с ОГ двигателя.

Расчет оптимальной степени конверсии проводится по следующей зависимости

$$E_{конв} = \frac{NO_{x1} - NO_{x2}}{NO_{x1}} ,$$

где NO_{x1}, NO_{x2}, – массовые выбросы NO_x соответственно до и после нейтрализатора, г/ч.

Таким образом, была сформирована зависимость оптимальной степени конверсии от расхода отработавших газов двигателя и температуры отработавших газов в каталитическом нейтрализаторе. Эта зависимость запрограммирована в систему управления подачей жидкости AdBlue в виде карты (рис. 1).

Температура ОГ в каталитическом нейтрализаторе $T_{н.}$, °С рассчитывается по следующей формуле

$$T_{н.} = \frac{T_{д.н.} + T_{п.н.}}{2} ,$$

где $T_{д.н}$ – температура ОГ до нейтрализатора (запрограммированные значения в виде карты), °С; $T_{п.н}$ – температура ОГ после нейтрализатора (сигнал с датчика температуры), °С.

Кроме вышеуказанных параметров, электронной системой управления подачей жидкостью AdBlue рассчитывается массовый выброс оксидов азота до нейтрализатора NO_{x1}, г/ч.

В конечном итоге программа управления подачей жидкости AdBlue рассчитывает необходимый расход жидкости по следующей зависимости

$$G_{м} = NO_{x1} \cdot 2,008 \cdot E_{конв.}, \quad г/ч.$$

В целях функционирования алгоритма были проведены испытания с замерами: температуры ОГ двигателя до каталитического нейтрализатора, концентрации оксидов азота в ОГ двигателя до каталитического нейтрализатора, расхода отработавших газов двигателя, концентрации NH_3 в ОГ двигателя с разными коэффициентами избытка жидкости AdBlue, при работе двигателя на полной подаче топлива и на промежуточных нагрузочных режимах с соответствующими цикловыми подачами топлива.

На рис. 2 представлена зависимость выбросов NH_3 от коэффициента избытка жидкости AdBlue R, при частоте вращения коленчатого вала $n = 1000$ мин$^{-1}$, в диапазоне цикловых подач топлива $q_{ц} = 40…120$ мг/ц. Оптимальная степень конверсии выбиралась исходя из максимальных коэффициентов избытка жидкости AdBlue, при которых выброс NH_3 составлял менее 40 *ppm*. Из зависимости (рис. 2) следует, что максимальная степень конверсии, при которой выбросы NH_3 приемлемы, находится в соответствующем диапазоне коэффициентов избытка жидкости AdBlue $R = 0,6…0,9$. Наиболее благоприятные условия для восстановления NO_x соответствуют режимам работы двигателя в диапазоне $q_{ц} = 60…100$ мг/ц. Это объясняется достаточно высокими температурами ОГ двигателя перед нейтрализатором ($T_{д.н.} = 330…420$ °С). Неблагоприятные условия для реакции восстановления NO_x соответствуют режимам работы двигателя в диапазонах $q_{ц} = 40…60$ мг/ц и $q_{ц} = 100…120$ мг/ц. Это объясняется низкой температурой ОГ двигателя (при $q_{ц} = 40…60$ мг/ц) и достаточно высоким расходом отработавших газов двигателя (при $q_{ц} = 100…120$ мг/ц).

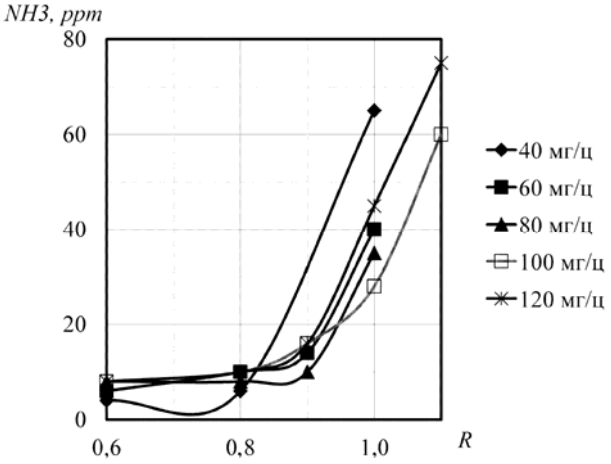


Рис. 2. Зависимость выбросов NH_3 от коэффициента избытка жидкости AdBlue

Таким образом, зависимость оптимальной степени конверсии оксидов азота, $E_{конв}$ получена в результате замеров выбросов NH_3 на промежуточных режимах работы дизеля и полной подаче топлива.

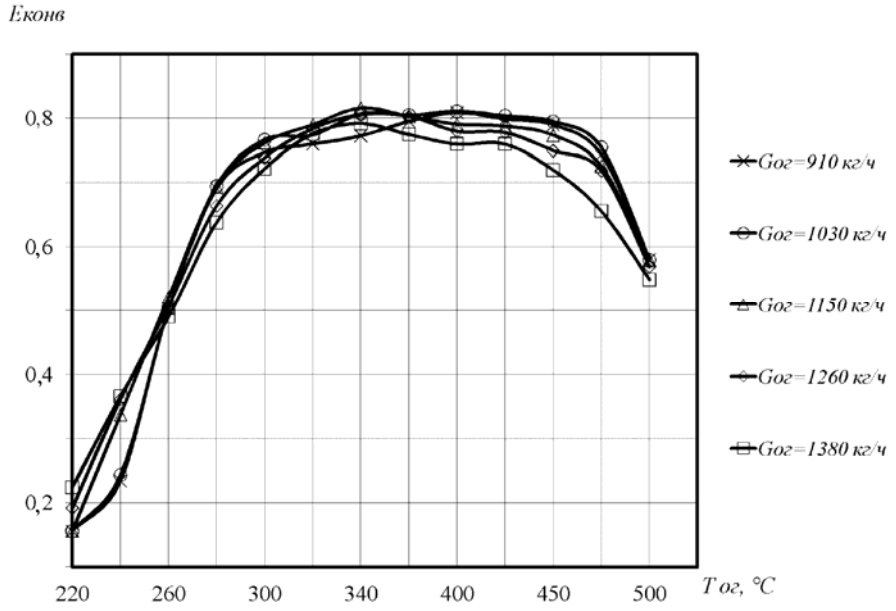


Рис. 3. Зависимость оптимальной степени конверсии оксидов азота

На рис. 3 представлена зависимость оптимальной степени конверсии оксидов азота от температуры ОГ в диапазоне расходов ОГ двигателя $G_{ОГ} = 910…1380$ кг/ч. Соответствующие значения $E_{конв}$ программируются в электронную систему управления подачей жидкости AdBlue.

Наиболее благоприятные условия для протекания реакции восстановления в диапазоне расходов ОГ двигателя $G_{ОГ} = 910…1380$ кг/ч возникают при температурах ОГ двигателя $T_{ог} = 300…450$ °С.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *A. Bonfils,Y. Creff, O. Lepreux, N. Petit.* Closed-loop control of a SCR system using a NOx sensor cross-sensitive to NH3. Preprints of the 8th IFAC Symposium on Advanced Control of Chemical Processes The International Federation of Automatic Control Furama Riverfront, Singapore, July 10–13, 2012.

2. *Surya Deep Mukherjee1, N. D.* Gangadhar, Govind R. Kadambi. An embedded system based control strategy for NOx reduction in diesel- CNG engines. Sastech, April 2010. p. 57.

3. *S. Pischinger, Th. Körfer, A. Wiartalla, J. Schnitzler, D. Tomazic, M. Tatur*: Combined Particulate Matter and Nox Aftertreatment Systems for Stringent Emission Standards. SAE Congress 2007 16–19.04.2007, Detroit (USA).

УДК 621.43.038

К. Н. Рысс, А. А. Денисов, Л. В. Грехов, Ю. А. Гришин

РАСЧЕТНОЕ ПРОГНОЗИРОВАНИЕ РАСХОДНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК РАСПЫЛИТЕЛЕЙ ДИЗЕЛЬНОЙ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ

Московский государственный технический университет им. Н. Э. Баумана

(e-mail: alexander.a.denisov@gmail.com)

Проведен анализ применимости компьютерного моделирования для расчета пространственного течения в каналах топливной форсунки дизельного двигателя. Получены расчетные значения коэффициентов расхода дросселирующих сечений, выполнено сравнение с экспериментальными данными и с традиционной эмпирической оценкой.

Ключевые слова: дизель, топливоподающая аппаратура, распылитель, впрыскивание, CFD.

The article analyzes the usage of CFD methods for spatial flow calculation in diesel injector channels. Taken results were compared to experimental and calculated using empirical method results.

Keywords: diesel, injection systems, injector, injection, CFD.

Система топливоподачи является важнейшим элементом, влияющим на качество рабочего процесса в дизельном двигателе. Гидродинамическое совершенство проточной части этой системы позволяет улучшить подачу и распыливание топлива в цилиндрах, что повышает характеристики двигателя – мощность, экономичность, снижает вредные выбросы. Определение силовых нагрузок на детали топливоподающей форсунки, возникающих при движении топлива под высоким давлением в ее проточной части, необходимо для правильного прочностного расчета ее деталей и сил, действующих на органы управления топливоподающей аппаратуры.

Характеристики топливных форсунок дизелей могут определяться с использованием эмпирической и статистической информации. Однако в настоящее время все шире начинает применяться новый исследовательский инструмент – численный эксперимент, основанный на использовании расчета пространственных течений.

Появившись в восьмидесятых годах на стыке вычислительной математики и теоретической гидромеханики, вычислительная гидродинамика (*Computational Fluid Dynamic - CFD*) активно развивалась и к настоящему времени стала обособленным разделом науки, предметом которого является численное моделирование различных течений жидкости и газа и решение возникающих при этом задач при помощи методов, основанных на использовании возможностей компьютерных систем.

Применительно к топливоподающей аппаратуре *CFD* может занимать место дополнительного метода анализа к ныне используемой методологии и программам расчета топливоподачи, базирующимся на одномерном нестационарном расчете течения топлива в трубопроводах и балансовых уравнениях применительно к граничным условиям (полостям) [1]. В частности, *CFD* позволяет более детально рассмотреть течение в тех элементах топливоподающей аппаратуры, в которых возможности одномерного подхода оказываются недостаточными.

В наиболее общем случае для задач гидродинамики требуется решить систему из четырех независимых уравнений, которая носит

название системы уравнений Навье-Стокса и выражает основные законы сохранения – массы, импульса и энергии в дифференциальной форме [2, 3, 4]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho W_i) = 0; \qquad (1)$$

$$\rho \frac{DW_i}{D\tau} = G_i - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\mu\left(\frac{\partial W_i}{\partial x_j} + \frac{\partial W_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3}\delta_{ij}\frac{\partial W_k}{\partial x_k}\right)\right]; \quad (i, j, k = 1,2,3) \qquad (2)$$

$$\rho \frac{\partial H}{\partial \tau} + \rho W_j \frac{\partial H}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j}\right) + \frac{\partial p}{\partial \tau} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\tau_{ij} W_j) + \rho G_j W_j - w_r Q_r - \nabla q_R \qquad (3)$$

и уравнение состояния

$$\rho = \rho(T, p). \qquad (4)$$

Для записи соотношений (1–4) использованы следующие обозначения: p – давление; ρ – плотность; W – скорость; T – температура; τ – время; h – статическая энтальпия; $H = h + \frac{W^2}{2}$ – полная энтальпия; λ и μ – коэффициенты теплопроводности и динамической вязкости; ∇ – оператор Гамильтона (набла); G – объемная сила (приложенная к единице объема); w_r – скорость горения, выраженная через массовую концентрацию исходных веществ и продуктов сгорания; Q_r – количество теплоты, выделяемое на единицу массы; q_R – радиационный тепловой поток от источника излучения; δ – δ-функция Кронекера. Для учета процессов турбулентного перемешивания в потоке может быть применена та или другая модель турбулентности, например $k - \varepsilon$ [2, 3, 4]. Уравнение (4) для капельной жидкости – топлива – полуэмпирическое, выраженное группой соотношений [1].

Поскольку аналитических решений системы уравнений Навье–Стокса не существует, применяются численные методы, одним из которых является метод контрольных объемов (МКО). МКО лежит в основе большого числа компьютерных *CFD*-пакетов или комплексов, ориентированных на широкую аудиторию пользователей – научных работников, студентов, инженеров и т. д. Среди них одним из наиболее универсальных является программный комплекс *ANSYS CFX*. Комплекс позволяет решать стационарные и нестационарные задачи внешнего и внутреннего обтекания с возможностью учета горения, теплообмена и других актуальных процессов [5, 6]. Особенностью вычислительного алгоритма *ANSYS CFX* является использование расчетных схем разного порядка точности, соответствующих различным способам дискретизации конвективных составляющих из обобщенного уравнения сохранения.

Учет сжимаемости потока в МКО *ANSYS-CFX* происходит на основе уравнения неразрывности, где составляющие массового переноса включают зависимость от плотности ρ, которая, в свою очередь определяется через давление p и конвективную скорость W. Для сжимаемых течений дискретизация данных составляющих выполняется неявно на каждом временном шаге с использованием линеаризации Ньютона-Рафсона (*Newton-Raphson*).

В данной работе ставилась задача проверки применимости комплекса *ANSYS CFX* для численного расчета пространственного течения в каналах топливной форсунки дизельного двигателя с тем, чтобы на следующих этапах можно было совершенствовать геометрию проточной части форсунок, определять усилия, действующие на детали форсунок для решения смежных задач прочности и общего расчета процесса подачи топлива.

В последнее время становится популярной конструкция распылителя со сверлением сопловых отверстий непосредственно на запорный конус распылителя, что уменьшает мертвый объем предсоплового канала и влечет за собой снижение выбросов *CH*. Возникает вопрос об оценке коэффициентов расхода сопловых отверстий и распылителя в целом для обеих конструкций: со сверлением отверстий в предсопловой канал (колодец), и со сверлением на конус.

В ходе работы были рассмотрены две различные конструкции распылителей, параметры которых приведены в табл. 1.

Рассмотрим течение топлива в сопловых отверстиях форсунки (рис. 1). Коэффициент расхода μ_c отверстий, отнесенный к сечению диаметром d_c за областью присоединения пограничного слоя, зависит от потерь на сжатие струи и вихреобразование, на трение при течении через конечный участок отверстия. Сложную гидродинамическую картину дополняют тепловые эффекты и фазовые переходы.

Таблица 1

Параметры распылителей

Тип сверления сопловых отверстий	Ход иглы, мм	Диаметр колодца, мм	Запирающий диаметр иглы, мм	Запирающий угол иглы, град.	Запирающий угол корпуса, град.	Диаметр подреза, мм	Диаметр и количество сопловых отверстий
В колодец	0,37	1,0	2,28	60,13	59	0,425	0,23x6
На конус	0,31	≈1,2	2,043	60	59	0,425	0,23x5

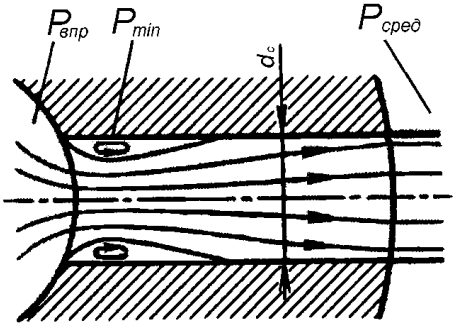


Рис. 1. Схема течения в сопловом отверстии распылителя

По мере увеличения скоростного режима течения, определяемого критерием *Re*, происходит рост μ_c, и при $Re = (2…3)\cdot10^3$ он достигает значения, не изменяющегося при дальнейшем увеличении *Re*. При этом завершается формирование течения с отрывом пограничного слоя при турбулентном течении. В действительности значение зависимости $\mu_c = f(Re)$ ограничено тем, что основная рабочая зона располагается в области автомодельности: μ_c = const.

Практически более важной оказалась зависимость μ_c от фазовых переходов – газовыделению в областях с давлением, близким к нулю. Это явление близко к известному понятию кавитации. Выделяющиеся в вихревых зонах газы увеличивают их объем (рис. 1), сужая действительную площадь сечения основного потока и снижая μ_c (рис. 2). Наиболее удачную, простую численную аппроксимацию зависимости μ_c от числа кавитации $K = (P_{впр}–Pc_{ред})/P_{сред}$ дал проф. В. И. Трусов [7].

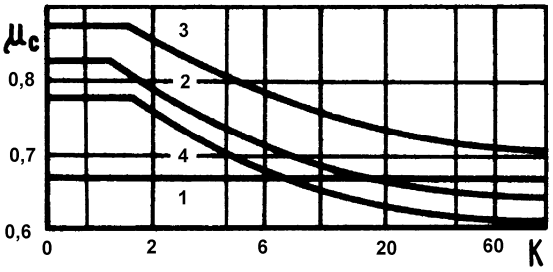


Рис. 2. Зависимость коэффициента расхода сопел различной длины от кавитации

При малых K<1,5 пограничный слой успевает присоединиться до выхода из соплового канала, и μ_c максимален (рис. 2). Иначе наблюдается отсутствие присоединения оторвавшегося от стенки сопла пограничного слоя и превращение его в ближний след при K > 50. Понятно при этом, что результаты зависят и от относительной длины сопел.

Для расчета в программном комплексе *ANSYS CFX* были построены твердотельные модели выбранных распылителей и заданы граничные условия: давление впрыскивания топлива 170 МПа, давление в цилиндре 17 МПа.

Полученные значения скоростей в сопловых каналах распылителей приведены на рис. 3.

Рис. 3. Распределение скорости при разных конструкциях распылителя

В табл. 2 приведено сравнение эквивалентных проходных сечений выбранных распылителей, полученных из статических проливок распылителей, выпускаемых ОАО «АЗПИ», а также обработки результатов проведенных расчетов и по традиционной оценке, основанной на эмпирических формулах.

Таблица 2

Эквивалентные проходные сечения распылителей

	Эксперимент – статическая проливка	Расчет *CFD*	Эмпирические формулы
Отв. в колодец	0,184	0,201	0,177
Отв. на конус	0,153	0,162	0,149

Можно видеть, что *CFD*-моделирование дает хорошие результаты, что особенно ценно для индивидуальной геометрии сопловых отверстий. Однако точность их пока еще не всегда удовлетворительна. Это можно объяснить, в частности, точностью прогнозирования точки присоединения пограничного слоя (объем вихревых зон), и по причине недостаточной достоверности моделирования двухфазного состояния топлива.

Также был рассмотрен вопрос неравномерности топливных струй в наклонных форсунках с целью проверки необходимости возврата к вертикальному расположению форсунок. Неравномерность подачи топлива влечет за собой ухудшение экологических и экономических показателей дизеля. По результатам проведенного в *ANSYS CFX* расчета, средняя скорость истечения по сечениям сопловых отверстий составила от 443 м/с для сопла с худшими условиями входа (поворот потока на угол, больший 90°), до 454 м/с для сопла, расположенного в нижней части распылителя (поворот потока на угол, меньший 90°). Таким образом, разница значений коэффициента расхода составляет от 0,69 до 0,71, что составляет почти 3 %.

По результатам проведенной работы можно сделать заключение, что расчеты *CFD* позволяют анализировать нетрадиционную геометрию, по которой не накоплен достаточный статистический материал, основанный на результатах экспериментов, однако точность расчетов коэффициента расхода, используемого в гидродинамическом расчете всей топливоподающей аппаратуры, пока еще невысока. В частности, основной погрешностью следует считать достоверность оценки области присоединения оторвавшегося пограничного слоя в распыливающем отверстии.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Грехов, Л. В.* Топливная аппаратура и системы управления дизелей / Л. В. Грехов, Н. А. Иващенко, В. И. Марков. – М.: Легион-Автодата, 2005. – 344 с.

2. *Белов, И. А.* Моделирование турбулентных течений: учеб. пособие / И. А. Белов, С. А. Исаев. – СПб.: Балт. гос. техн. ун-т, 2001. – 108 с.

3. *Патанкар, С.* Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости / С. Патанкар; пер. с англ. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 152 с.

4. *Флетчер, К.* Вычислительные методы в динамике жидкостей / К. Флетчер: В 2-х т .: Т. 2 : пер. с англ. – М.: Мир, 1991. – 552 с.

5. ANSYS CFX v.12. Release. Theory Reference.

6. *Ferziger J. H., Perić M.* Computatational Methods for fluid Dynamics. – 3., rev. ed. – Berlin: Springer, 2002. – 423 p.

7. *Трусов, В. И.* Форсунки автотракторных дизелей / В. И. Трусов, В. П. Дмитриенко, Г. Д. Масляный. – М.: Машиностроение, 1977. – 167 с.

УДК 621.436

С. А. Ульрих[1], В. В. Чертищев[2], П. К. Сеначин[1]

ОПТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ДИСПЕРСНОСТИ КАПЕЛЬ ТОПЛИВНО-ВОЗДУШНОГО ФАКЕЛА ДИЗЕЛЯ С СИСТЕМОЙ ТОПЛИВОПОДАЧИ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

[1]Алтайский государственный технический университет им. И. И. Ползунова
[2]Алтайский государственный университет
(e-mail: D21200403@mail.ru)

Приводится разработанная авторами методика оптической диагностики топливно-воздушного факела дизеля, на основе которой можно получить параметры распределения капель топлива по размерам.

Ключевые слова: оптическая диагностика, дизель, топливно-воздушный факел, капля топлива, метод малых углов, спектр размеров, статистика распределения.

The technique of optical diagnostics of a fuel-air torch of a diesel engine developed by authors on which basis it is possible to receive parameters of distribution of drops of fuel in the sizes is resulted.

Keywords: optical diagnostics, a diesel engine, a fuel-air torch, a fuel drop, a method of small corners, a spectrum of the sizes, statistics of distribution.

Динамика испарения, воспламенения и сгорания капель дизельного топлива, распыленного форсункой, в большой степени зависят от их размеров. Для исследования спектра размеров капель (диаметр которых заключен, в основном, в интервале от 6 до 100 мкм) применим метод малых углов [1]. Распределение интенсивности рассеянного излучения как функции угла рассеяния (в небольшом диапазоне углов вблизи направления исходного светового пучка) позволяет восстановить спектр размеров капель, в предположении логарифмически нормального закона распределения

$$\frac{N(\delta)}{N_0}=\int_0^{\delta} n(x)\,\mathrm{d}x=\frac{1}{\ln\sigma_g\sqrt{2\pi}}\int_{-\infty}^{x=\delta}\mathrm{e}^{-\left(\frac{\ln x-\ln\delta_g}{\sqrt{2}\ln\sigma_g}\right)^2}\mathrm{d}\ln x, \tag{1}$$

где $\ln\sigma_g>0$ ($\sigma_g>1$) определяет ширину распределения; δ_g– медианный диаметр (для которого 50 % капель имеют меньший диаметр). Связь различных диаметров с медианным дается соотношениями

$$\delta_{30}=\sqrt[3]{\langle\delta^3\rangle}=\sqrt[3]{\int_0^{\infty}x^3 f(x)\,\mathrm{d}x}=\frac{\delta_{10}^3}{\delta_g^2}=\frac{\delta_{20}^2}{\delta_{10}}. \tag{2}$$

Регистрируется излучение вперед в диапазоне углов рассеяния, попадающих в конус с малым углом раствора, при этом составляющей излучения, соответствующей геометрической оптике и зависящей от природы частицы, можно пренебречь. В классическом варианте этого метода малых углов принимается, что все капли имеют шарообразную форму [1]. Однократное рассеяние первоначально плоской световой волны происходит на частицах, имеющих форму шара, и каждый шар вблизи себя имеет круглую тень, диаметр которой равен диаметру шара δ, то есть вырезает из плоской световой волны круглую тень, так что шар дает такую же картину светорассеяния, что и диск того же диаметра δ, перпендикулярный световому пучку. Интенсивность излучения с длиной волны λ, рассеянного одним диском под углом θ к первоначальному направлению света, дается формулой [2]

$$I(\theta)=I_0\left(\frac{\pi\delta^2}{4\lambda r}\right)^2\left[2J_1\left(\frac{\pi\delta}{\lambda}\sin\theta\right)\Big/\left(\frac{\pi\delta}{\lambda}\sin\theta\right)\right]^2, \tag{3}$$

где r–расстояние от центра шара до точки, в которой измеряется интенсивность; $J_1(z)$– функция Бесселя первого рода первого порядка.

При рассеянии когерентного света на многих каплях и регистрации дифракционной картины в фокальной плоскости приемного объектива (с фокусным расстоянием f) суммируются световые поля, рассеянные индивидуальными каплями, при этом распределение интенсивности света, регистрируемое светочувствительной матрицей, дается формулой [3]

$$\frac{I(r_f)}{I_0}=\left(\frac{\pi}{4\lambda f}\right)^2\sum_j\delta_j^4\left[\frac{2J_1(\kappa\delta_j)}{\kappa\delta_j}\right]^2+$$
$$+\sum_{m\neq j}\sum_j\frac{\delta_j\delta_m}{4r_f^2}J_1(\kappa\delta_j)J_1(\kappa\delta_m)\cos\left[2\kappa\left(x_f\frac{x_j-x_m}{r_f}+y_f\frac{y_j-y_m}{r_f}+r_f\frac{z_j-z_m}{2f}\right)\right],$$

где $I(r_f)$–освещенность точки (удаленной от фокуса на расстояние r_f); δ_j– диаметр j-й капли; $\kappa=\pi r_f/(\lambda f)$.

Поскольку κ – большая величина, второе слагаемое быстро осциллирует с изменением x_f и y_f (оно ответственно за зернистую структуру картины когерентного светорассеяния) и при усреднении по площади малой части изображения (например, по площади узкого кольца с центром в фокусе объектива) дает лишь небольшие случайные флуктуации. Закономерный ход распределения интенсивности дает первое слагаемое, в котором при большом числе капель суммирование заменяем интегрированием

$$\frac{I(r_f)}{I_0}=\left(\frac{\pi}{4\lambda f}\right)^2 N\int_0^{\infty}\delta^4\left[\frac{2J_1(\kappa\delta)}{\kappa\delta}\right]^2 n(\delta)\,\mathrm{d}\delta\left(\kappa=\frac{\pi r_f}{\lambda f}\right), \tag{4}$$

где $n(\delta)$– нормированная функция распределения капель по размерам; N – общее число капель, встретившихся на пути световой волны.

Для решения задачи восстановления распределения капель по размерам можно поступить любым из двух способов. В первом способе формула (4) может рассматриваться как интегральное уравнение относительно неизвестной функции. Во втором способе (принятом нами за базовый) предполагается, что распределения капель по размерам подчиняется одно-

му из известных законов, описываемых аналитической формулой, и задача сводится к нахождению параметров этого распределения. Объединение формул (3) и (4) дает

$$\frac{I(r_f)}{I_0} = \frac{N}{\sqrt{\pi}(2\kappa r_f)^2}\int_{-\infty}^{\infty} z^2(t)\left\{J_1\left[z(t)\right]\right\}^2 e^{-t^2}\,dt, \quad (5)$$

где обозначено: $t = \ln(\delta/\delta_g)\Big/\left(\sqrt{2}\ln\sigma_g\right)$, $z(t) = \kappa\delta = \kappa\delta_g e^{t\sqrt{2}\ln\sigma_g}$. Откуда при t>>1 распределение капель по размерам (1) для численных расчетов можно заменить логарифмически нормальным усеченным распределением

$$\frac{I(r_f)}{I_0} = \frac{N}{\sqrt{\pi}(2\kappa r_f)^2}\int_{t_{\min}}^{t_{\max}} z^2(t)\left\{J_1\left[z(t)\right]\right\}^2 e^{-t^2}\,dt, \quad (6)$$

с пределами интегрирования:

$$t_{\min} = \frac{1}{\sqrt{2}\ln\sigma_g}\ln\frac{\delta_{\min}}{\delta_g}, \quad t_{\max} = \frac{1}{\sqrt{2}\ln\sigma_g}\ln\frac{\delta_{\max}}{\delta_g}. \quad (7)$$

Оценка параметров распределения капель распыленного топлива по размерам, описываемого формулами (6) и (7), осуществляется с по-мощью разработанной для этой цели программы ScatteringAnalize. Параметры δ_m и $\ln\sigma_g$ оцениваются при сравнении зарегистрированной картины светорассеяния с расчетной путем под-бора этих параметров для расчетной кривой.

На кафедре ДВС АлтГТУ создан стенд оптической диагностики геометрических (угол раскрытия факела) и динамических (координата переднего фронта и др.) параметров высокоскоростной топливной струи, созданной системой топливоподачи высокого давления типа Common Rail (рис. 1). На базе этого стенда смонтирована оптическая схема для исследования характеристик дисперсности каплель топливного факела методом малоуглового светорассеяния (рис. 2).

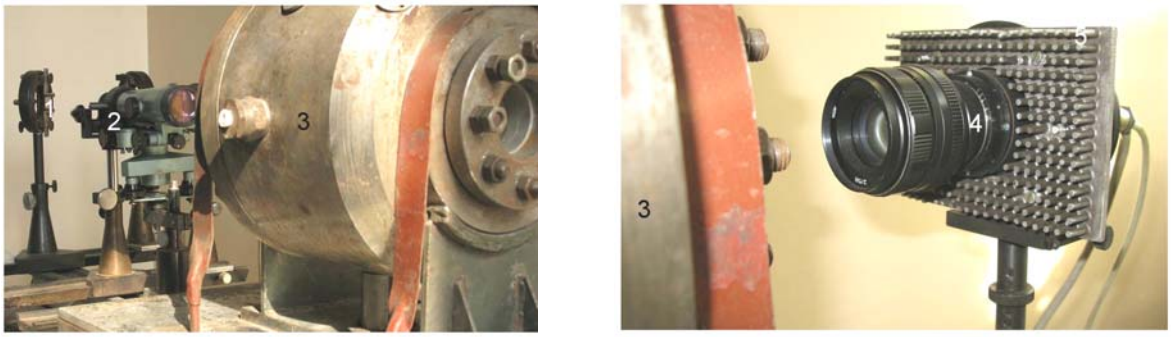


Рис. 1. Установка для оптической диагностики дизельного факела:
1 – поворотная призма; *2* – коллиматор; *3* – модельная камера сгорания с форсункой; *4* – проекционный объектив; *5* – камера скоростной видеосъемки

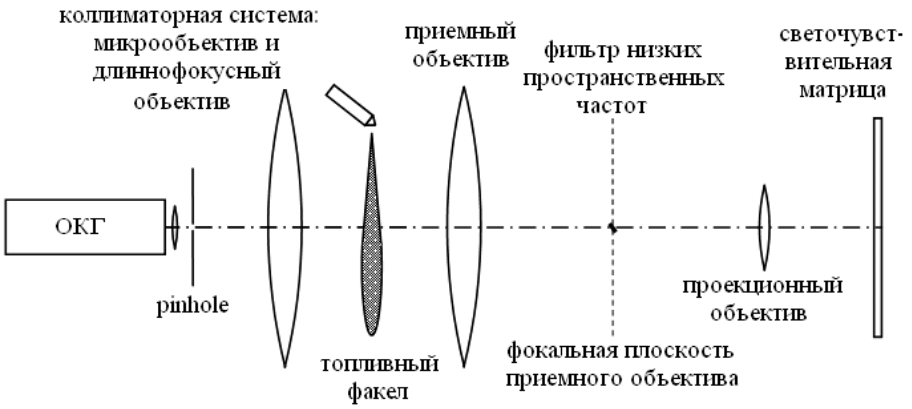


Рис. 2. Оптическая схема исследования малоуглового светорассеяния на каплях топливно-воздушного факела

Исходя из диапазона размеров капель топлива 6–100 мкм, ограничимся регистрацией рассеянного света в диапазоне углов от 5′ до 3,2°. Угол расхождения светового пучка вследствие конечности его поперечного сечения пропорционален диаметру пучка и при диаметре 10 мм равен 0,12′. Для устранения прямого излучения в фокальной плоскости приемного

объектива с фокусным расстоянием f' помещается фильтр низких пространственных частот, представляющий собой отражающую проволочку с диаметром $d_ф$, препятствующую прохождению излучения под углами к оптической оси, большими чем $\mathrm{arctg}(d_ф/(2f'))$.

Если d – диаметр просвечивающего пучка, L – максимальное расстояние от факела до передней фокальной плоскости приемного объектива, θ – максимальный угол дифрагировавших лучей, подлежащих регистрации, тогда эти лучи попадут в объектив на расстояниях

$$r_{01} = \frac{d}{2} - (L + f')\mathrm{tg}\theta; \quad r_{02} = \frac{d}{2} + (L + f')\mathrm{tg}\theta$$

от оптической оси и на расстоянии

$$r' = f'\mathrm{tg}\theta$$

от оптической оси в задней фокальной плоскости приемного объектива.

На основе известных соотношений для идеальной оптической системы подобраны определяющие параметры оптических компонентов: фокусное расстояние приемного объектива 175 мм; диаметр проволочки–фильтра 0,5 мм; расстояние от задней фокальной плоскости приемного объектива до передней главной плоскости проекционного объектива не менее 53 мм; фокусное расстояние проекционного объектива 58,6 мм (типа Гелиос-44М-4 со знаменателем относительного отверстия 2,0, передним вершинным фокусным расстоянием 34,25 мм и углом поля зрения 40°28'). Выдвижение проекционного объектива относительно фокусировки на бесконечность 37,5 мм (обеспечивается стандартными удлинительными кольцами и механизмом фокусировки объектива); расстояние от фронтальной линзы проекционного объектива до задней фокальной плоскости приемного объектива 71,8 мм. Требуемый для проекционного объектива угол поля зрения 12° заведомо обеспечивается выбранным фотографическим объективом, при этом геометрическое виньетирование объектива несущественно. Расстояние от передней фокальной плоскости приемного объектива до факела не более 200 мм, от передней главной плоскости не более 375 мм, что вполне достаточно для размещения форсунки в модельной камере.

Картина малоуглового светорассеяния при указанных выше параметрах заключена в круге диаметром 20 мм. Эта картина отображается с уменьшением в масштабе 1:1,6 и полностью попадает на светочувствительную матрицу (размером 15,3×12,3 мм) камеры скоростной киносъемки и регистрируется в памяти компьютера.

Из зарегистрированных видеофильмов с рассеянием на каплях и без капель (фоновое светорассеяние) вырезаются одиночные файлы [4]. Затем с помощью графического редактора, позволяющего работать со слоями изображения, создается изображение с двумя слоями – один со светорассеянием на каплях, другой – с фоном, и небольшим перемещением одного слоя относительно другого достигается полное совмещение изображения нити на обоих слоях. Затем из полученного изображения вырезается центральная часть, за пределами которой остается темный фон, и слои сохраняются как два отдельных файла.

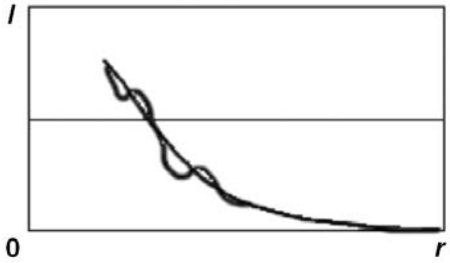


Рис. 3. Экспериментальная (с флуктуациями) и теоретическая (монотонная) кривые светорассеяния на каплях дизельного топлива

Полученные файлы изображений считываются разработанной программой Scattering-Analize. Сначала открывается файл с фоновой картиной светорассеяния (на которой видна и нить – фильтр низких пространственных частот). На открытом изображении фона помечаются границы нити, за пределами которых находится картина светорассеяния. Для наглядности эти точки программно соединяются отрезком желтого цвета. Расстояние между ними определяет масштаб с учетом толщины нити. После указания граничных точек открывается файл с картиной светорассеяния на каплях, а программа выбирает точки вдоль направления, задаваемого граничными точками, и создает сглаживающие кубические сплайны по этим точкам. Затем выполняется расчет для заданных значений среднеобъемного радиуса капель δ_m и параметра $\ln\sigma_g$. Подбором этих двух величин добиваются наилучшего совпадения кривых (рис. 3). В результате получаются численные значения среднеобъемного радиуса капель δ_m и параметра $\ln\sigma_g$, которые принимаются за действительные параметры логарифмически нормального усеченного распределения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Шифрин, К. С.* Изучение свойств вещества по однократному рассеянию / К. С. Шифрин // Теоретические и прикладные проблемы рассеяния света. – Минск, 1971. – С. 228–244.

2. *Ван де Хюлст, Г.* Рассеяние света малыми частицами: [пер. с англ.] / Г. ван де Хюлст. – М.: ИЛ, 1961. – 537 с.

3. *Гудмен, Дж.* Введение в фурье-оптику: [пер. с англ.] / Дж. Гудмен. – М.: Мир, 1970. – 364 с.

4. *Чертищев, В. В.* Оптическая диагностика топливно-воздушного факела дизеля. Распределение капель топлива по размерам / В. В. Чертищев, С. А. Ульрих, П. К. Сеначин // Научные проблемы транспорта Сибири и Дальнего Востока. – 2011. – № 2. – С. 237–241.

УДК 621.436

С. А. Ульрих[1], В. В. Чертищев[2], П. К. Сеначин[1]

МОДЕЛИРОВАНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ И ДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ТОПЛИВНОЙ СТРУИ ПРИ ВПРЫСКЕ В КАМЕРУ СГОРАНИЯ ДИЗЕЛЯ НА ОСНОВЕ ЭКСПЕРИМЕНТА В БОМБЕ

[1]Алтайский государственный технический университет им. И. И. Ползунова
[2]Алтайский государственный университет
(e-mail: D21200403@mail.ru)

Представлена методика расчета геометрических и динамических параметров струи распыленного топлива дизеля для систем топливоподачи высокого давления путем численного моделирования на основе результатов оптической диагностики в бомбе с противодавлением.

Ключевые слова: оптическая диагностика, струя распыленного топлива, математическая модель, численное моделирование, дизель, бомба.

The technique of calculating the geometric and dynamic parameters of the jet fuel spray of diesel fuel injection systems for high pressure by numerical simulation based on the results of optical diagnostics in the bomb with the protivodavleniem.

Keywords: optical diagnostics, jet fuel sprayed Islands, mathematical model, numerical simulation, diesel, bomb.

Проблемы совершенствования рабочего процесса дизеля с неразделенной (полуразделенной) камерой сгорания заключаются в необходимости организации процесса горения жидкого топлива с законом тепловыделения, обеспечивающим высокий КПД при допустимом уровне токсичных компонентов и сажи в ОГ двигателя. Необходимо обеспечить согласование параметров топливной струи с геометрией КС – отсутствие попадания капель топлива на стенку (решение подобных задач с получением эмпирических формул приведено в работах [1, 2]). Для численного моделирования параметров топливной струи необходимо решение следующих задач:

1) разработки математической модели и про-граммы расчета координаты фронта топливной струи дизеля, с системой топливоподачи высокого давления при впрыске в среду с заданным давлением (плотностью);

2) разработки методов оптической диагностики струи распыленного топлива в бомбе с противодавлением для получения экспериментальных зависимостей угла раскрытия и координаты фронта топливной струи в зависимости от величины давления впрыска топлива, противодавления в КС и диаметра соплового отверстия топливной форсунки.

На рис. 1 приведена оптическая схема, реализующая времяпролетную методику исследования скорости распространения фронта топливной струи (с небольшими изменениями оптической схемы реализуется методика исследования характеристик дисперсности капель топ-лива методом малоуглового светорассеяния [3]).

Топливная струя представляет собой двухфазный поток капель дизельного топлива и присоединенного воздуха. Измерение скорости потока основано на регистрации движения определенного (обычно малого) объема, отличающегося от окружающей среды температурой, плотностью, светимостью, коэффициентом преломления и т. д. Регистрация движения струи обеспечивается камерой скоростной видеосъемки. Скорость фронта определяется смещением фронта за время между соседними кадрами (при известной частоте следования кадров). Оптическая схема экспериментальной установки содержит следующие элементы: 1) осветитель на основе лазера (ОКГ)); 2) коллиматор светового пучка; 3) бомбу постоянного объема (БПО) с форсункой; 4) проекционный объектив; 5) камеру скоростной видеосъемки (со светочувствительной матрицей).

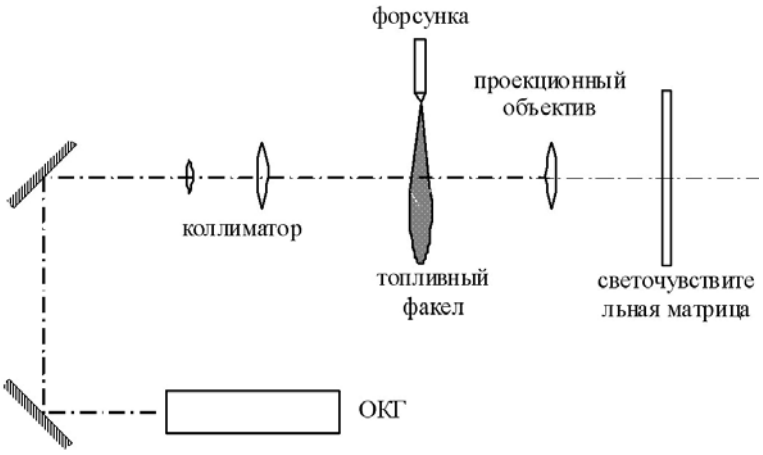


Рис. 1. Оптическая схема исследования параметров распыленной топливной струи

Порядок проведения эксперимента. Предварительно в БПО создается требуемое давление путем подачи воздуха от баллонов пульта управления. Затем синхронно запускаются высокоскоростная регистрация и впрыск топлива. В результате на компьютере получается видеофайл (*.avi с медиаконтейнером AVI - Audio Video Interface). Регистрируется частота съемки ν (иначе невозможно определить скорость факела).

Из зарегистрированных видеофильмов топливной струи программой VirtualDubMod нужно вырезать пары соседних одиночных кадров и сохранить как отдельные файлы в формате windows.bmp. Затем с помощью графического редактора, позволяющего работать со слоями изображения (например, GIMP-2), следует создать изображение с двумя слоями – один с изображением струи из одного кадра, другой с изображением из второго кадра, и верхнему слою задать прозрачность 50 %.

При перемещении курсора мыши по изображению в нижнем левом углу отображаются координаты (X, Y) курсора. Разместив курсор сначала на одной точке границы области прозрачности окон БПО и считав координаты этой точки, затем на диаметрально противоположной, и снова считав координаты точки, рассчитываем диаметр d' изображения области прозрачности. Если эти точки имеют одинаковую Y-координату, то диаметр d' изображения равен разности X-координат. Отношение диаметра d' изображения к диаметру d области прозрачности окон дает масштаб изображения $M = d'/d$.

После этих измерений, увеличивая на одинаковую величину контраст обоих слоев (и при необходимости корректируя их яркость), добиваемся наиболее четкой границы фронта струи на обоих слоях. Расстояния между границами на обоих слоях в направлении нормали к границе определяют смещение фронта за время между регистрациями соседних кадров.

Необходимо провести измерения этих смещений и рассчитать соответствующие скорости для точек пересечения с фронтом факела прямых, проведенных через центр форсунки с шагом 3° (это угол между соседними прямыми, одна из этих прямых должна проходить по оси симметрии струи). Скорость фронта вычисляется как произведение смещения фронта за время между соседними кадрами и частоты следования кадров. Для определения смещения s данной точки фронта факела измеряются координаты (X_1,Y_1) курсора в точке пересечения отсчетной прямой с первым изображением фронта факела, затем координаты (X_2,Y_2) курсора в точке пересечения отсчетной прямой со вторым изображением фронта. Скорость фронта определяется по формуле

$$w_1 = \frac{\nu \cdot s'}{M} = \frac{\nu\sqrt{\left(X_2 - X_1\right)^2 + \left(Y_2 - Y_1\right)^2}}{M}, \qquad (1)$$

где в числителе дроби произведение частоты съемки ν и смещения изображения s', которое, после деления на масштаб M, дает смещение самого фронта.

Математическая модель распыленной топливной струи. Объект представляется в форме усеченного конуса с тангенсом половинного угла раскрытия $\mathrm{tg}\beta = 0{,}5\,d_0/h$, движущегося вдоль оси с неизменным углом раствора (рис. 2). Вершина конуса располагается внутри соплового канала диаметром d_0 в точке с координатой $-h$, а начало координат на оси факела – на

срезе сопла. Для численных расчетов динамики топливной струи можно использовать упрощенную ***однозонную модель***, которая предполагает ее описание как материальной точки переменной массы [4].

Координата центра масс Z описывается как

$$Z = \left(m_f Z_f + K_{\text{air}} m_{\text{air}} Z_{\text{air}}\right) \Big/ m_{\text{ф}}, \qquad (2)$$

где $m_{\text{ф}} = m_f + K_{\text{air}} m_{\text{air}}$ – масса струи (факела); m_f – масса топлива (капель); m_{air} – масса воздуха внутри геометрического объема усеченного конуса; K_{air} – коэффициент массы вовлеченного в движение воздуха; Z_f, Z_{air} – координаты центра масс топлива и вовлеченного воздуха соответственно.

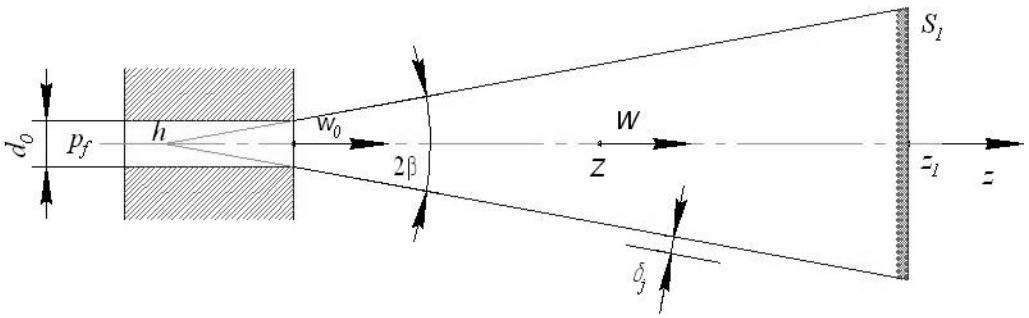


Рис. 2. Топливная струя в однозонном представлении

Система динамики струи до момента отрыва от сопла ($0 \le t \le \tau$), включает уравнения:

– координаты и скорости центра масс

$$\frac{\mathrm{d}Z}{\mathrm{d}t} = W, \qquad (3)$$

$$\frac{\mathrm{d}W}{\mathrm{d}t} = -\frac{\pi \mathrm{d}_0 K_{\text{v}} W^2}{V_{\text{ф}}}\left(z_1 + \frac{z_1}{2h_0}\right) + \\ + \frac{K_{\text{air}}\rho_{\text{air}} S_0 W}{m_{\text{ф}}}\left[\left(R_{\rho}+1\right)\frac{w_0^2}{W} - R_{\rho} w_0 - \left(1+\frac{z_1}{h_0}\right)^2 w_1\right], \qquad (4)$$

– координаты и скорости фронта

$$\frac{\mathrm{d}z_1}{\mathrm{d}t} = w_1, \qquad (5)$$

$$w_1 = f_0\left(W,\, Z,\, z_1,\, t\right), \qquad (6)$$

– текущего объема и массы топливной струи

$$V_{\text{ф}} = S_0 z_1\left(1 + \frac{z_1}{h_0} + \frac{z_1^2}{3h_0^2}\right), \qquad (7)$$

$$m_{\text{ф}} = \mathrm{S}_0 K_{\text{air}} \rho_{\text{air}}\left(V_{\text{ф}} / \mathrm{S}_0 + R_{\rho} w_0 t\right). \qquad (8)$$

Здесь $S_0 = \pi d_0^2 / 4$ – площадь сечения сопла форсунки; w_0 – скорость истекающей из сопла струи топлива; ρ_{air}, ρ_f – плотность воздуха и жидкого топлива соответственно; K_{v} – коэффициент потери импульса топливной струи (на трение с окружающим газом), $R_{\rho} = \rho_f / \left(K_{\text{air}}\rho_{\text{air}}\right) - 1$ – параметр плотностей.

Уравнение (1) для координаты центра масс запишется как

$$Z = \frac{z_1\left(\frac{1}{2} + \frac{2z_1}{3h_0} + \frac{z_1^2}{4h_0^2}\right) + R_{\rho}\frac{w_0 t}{3}\left(1 + \frac{w_0 t}{w_0 t + z_1}\right)}{1 + \frac{z_1}{h_0} + \frac{z_1^2}{3h_0^2} + R_{\rho}\frac{w_0 t}{z_1}}. \qquad (9)$$

В системе (3)–(8) уравнение (6) получается дифференцированием уравнения (9) по времени t (из-за громоздкости здесь не приводится).

Система динамики струи после момента отрыва от сопла ($t > \tau$), включает уравнения:

– координаты и скорости центра масс

$$\frac{\mathrm{d}Z}{\mathrm{d}t} = W, \qquad (10)$$

$$\frac{\mathrm{d}W}{\mathrm{d}t} = \frac{\pi d_0 K_{\text{v}} W^2}{V_{\text{ф}}}\left[z_2\left(1+\frac{z_2}{2h_0}\right) - z_1\left(1+\frac{z_1}{2h_0}\right)\right] + \\ + \frac{K_{\text{air}}\rho_{\text{air}} S_0 W}{m_{\text{ф}}}\left[\left(1+\frac{z_2}{h_0}\right)^2 w_2 - \left(1+\frac{z_1}{h_0}\right)^2 w_1\right], \qquad (11)$$

– координаты и скорости фронта

$$\frac{\mathrm{d}z_1}{\mathrm{d}t} = w_1, \qquad (12)$$

$$w_1 = f_{\tau}\left(W,\, w_2,\, Z,\, z_1,\, z_2,\, t\right), \qquad (13)$$

– координаты и скорости задней границы

$$\frac{\mathrm{d}z_2}{\mathrm{d}t} = w_2, \qquad (14)$$

$$w_2 = W, \qquad (15)$$

– текущей массы и объема топливной струи

$$m_{\text{ф}} = \mathrm{S}_0 K_{\text{air}} \rho_{\text{air}}\left(V_{\text{ф}} / \mathrm{S}_0 + R_{\rho} w_0 \tau\right). \qquad (16)$$

$$V_{\text{ф}} = \frac{S_0 h_0}{3}\left[\left(1+\frac{z_1}{h_0}\right)^3 - \left(1+\frac{z_2}{h_0}\right)^3\right], \qquad (17)$$

Уравнение (1) для координаты центра масс запишется как

$$Z=\frac{\left[\begin{array}{l} z_1^2\left(\frac{1}{2}+\frac{2z_1}{3h_0}+\frac{z_1^2}{4h_0^2}\right)-z_2^2\left(\frac{1}{2}+\frac{2z_2}{3h_0}+\frac{z_2^2}{4h_0^2}\right)+ \\ +R_\rho\frac{w_0\tau}{3}\left(z_1+z_2+\frac{(w_0\tau+z_2)z_1-z_2^2}{w_0\tau+z_1-z_2}\right) \end{array}\right]}{z_1\left(1+\frac{z_1}{h_0}+\frac{z_1^2}{3h_0^2}\right)-z_2\left(1+\frac{z_2}{h_0}+\frac{z_2^2}{3h_0^2}\right)+R_\rho w_0\tau}. \quad (18)$$

В системе (10)-(17) уравнение (13) получается дифференцированием уравнения (18) по времени t (из-за громоздкости здесь не приводится).

На рис. 3 представлены результаты численного моделирования динамики распыленной топливной струи дизеля с системой топливоподачи повышенного давления типа Common Rail (CR) по уравнениям модели (3)-(8) и (10)-(17) с использованием программы «Расчет динамики изотермического дизельного факела (TORCH_izotermal)» [5].

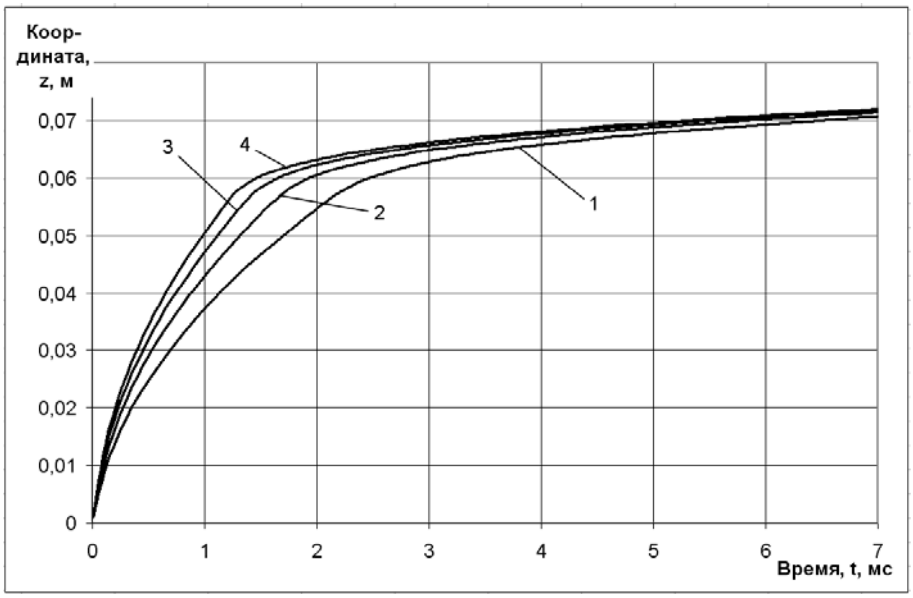


Рис. 3. Зависимость динамики переднего фронта топливного факела от времени при впрыске с противодавлением 6 МПа при давлении впрыска топлива $p_{ВПР}$: *1* – 60, *2* – 100, *3* – 140 и *4* – 180 МПа

На основе методик оптической диагностики распыленной топливной струи и разработанной математической модели проводятся исследования по оптимизации рабочего процесса дизелей. В том числе, расчетно-экспериментальные результаты позволяют решать вопросы согласования параметров топливной струи дизеля с геометрией камеры сгорания.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Крупский, М. Г.* Расчет геометрических параметров струи топлива при впрыске в камеру сгорания дизеля / М. Г. Крупский, В. Ю. Рудаков // Двигателестроение. – 2008. - № 1(231). - С. 24–25.

2. *Рудаков, В. Ю.* Особенности развития топливной струи при двухфазном впрыске / В. Ю. Рудаков // Двигателестроение. - 2011. - № 1(243). – С. 9–11.

3. *Чертищев, В. В.* Оптическая диагностика топливно-воздушного факела дизеля. Распределение капель топлива по размерам / В. В. Чертищев, С. А. Ульрих, П. К. Сеначин // Научные проблемы транспорта Сибири и Дальнего Востока. - 2011. - № 2. - С. 237-241.

4. *Сеначин, П. К.* Моделирование динамики топливной струи и процессов смесеобразования в дизельном факеле / П. К. Сеначин, С. А. Ульрих, В. В. Чертищев // Вестник Академии военных наук. - 2011. - № 2(35). - С. 316–321.

5. Расчет динамики изотермического дизельного факела (TORCH_izotermal): свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2011619013 / П. К. Сеначин, С. А. Ульрих, А. П. Сеначин, В. В. Чертищев; правообладатель ФГБОУ ВПО «Алт. гос. техн. ун-т им. И. И. Ползунова». - Заявка № 2011617184; заявл. 27.09.2011 г.; зарегистр. 18.11.2011 г.

УДК 621.43.03

Л. Л. Иванов, Ю. Е. Хрящев, П. В. Волощенко

ДИНАМИЧЕСКАЯ СИСТЕМА ТОПЛИВОПОДАЧИ ДИЗЕЛЯ

Ярославский государственный технический университет

(e-mail: pavelvoloshhenko@yandex.ru)

Рассматривается способ создания давления топлива в системе топливоподачи дизелей, в основе которого лежит использование энергии удара. Процесс ударного воздействия на топливо осуществляется непосредственно в форсунке клапанного типа, что позволяет увеличить давление впрыскивания топлива по сравнению с давлением в аккумуляторе.

Ключевые слова: дизель, система топливоподачи, форсунка, скорость звука, гидравлический удар.

The way of creation of fuel pressure in diesel engines, at the heart of which is used energy of blow. Hydraulic blow influence in fuel is carried out directly in a valve fuel injector, that allowed to increase essentially injection pressure of fuel, than the fuel pressure in the accumulator.

Keywords: diesel engine, fuel injection system, fuel injector, speed of a sound, hydraulic blow.

Для осуществления топливоподачи в цилиндры современных дизелей широкое распространение получили системы топливоподачи (СТП) аккумуляторного типа, среди которых наиболее известной является СТП Common Rail ф. R. Bosch. В состав такой системы входят следующие элементы: топливный насос высокого давления (ТНВД), аккумулятор и электроуправляемые форсунки (ЭУФ), соединенные между собой топливопроводами высокого давления. ЭУФ выполняют функции дозирования, впрыскивания и распыливания топлива. Современная тенденция развития СТП состоит в необходимости обеспечивать все более высокие давления впрыскивания вплоть до 250…300 МПа. Проблемы, вызванные созданием и удержанием топлива под таким высоким давлением в статических условиях общеизвестны, и дальнейшее повышение давления топлива в них становится все менее осуществимым. Известны и другие способы создания давления топлива, которые в противовес рассмотренным можно назвать динамическими: за счет реализации явления электрического разряда в топливе [1], за счет создания гидравлического удара [2, 3], причем конструкция одной из гидроударных СТП была разработана и реализована на Ярославском заводе топливной аппаратуры конструкторским бюро под руководством ее автора Алексея Витальевича Голубева.

Форсунка устроена следующим образом (рис. 1). В верхней части расположен электромагнит, сердечник которого перемещается вдоль оси форсунки. Ниже, соосно с зазором А, расположен поршень, прецизионно установленный в корпусе распылителя. Поршень шарнирно связан с клапаном, который открывается в направлении движения топлива при впрыскивании.

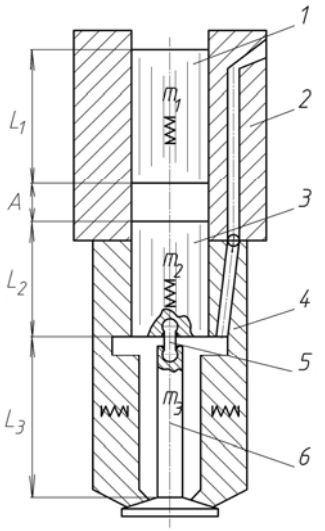


Рис. 1. Модель форсунки динамической СТП:
1 – ударник; *2* – корпус форсунки; *3* – поршень; *4* – корпус распылителя; *5* – шарнир; *6* – клапан ~ – упругость

Форсунка работает следующим образом. Полость распылителя через обратный клапан заполняется топливом. Давление создается топливным насосом среднего давления (ТНСД) порядка 80–100 МПа. Это давление за счет разницы площадей поршня и клапана, на которые оно действует, осуществляет гидравлическое запирание распылителя. Сердечник электромагнита, разгоняясь, осуществляет удар по поршню и, преодолевая усилие гидрозапора и двигаясь совместно с поршнем, приоткрывает клапан на величину, необходимую для осуществления заданной цикловой подачи топлива. Величина открытия клапана определяется скоростью удара сердечника по поршню, а от величины и продолжительности открытия клапана зависит величина цикловой подачи топлива.

Ударное (импульсное), динамическое воздействие на топливо приводит к созданию гид-

равлического удара с одновременным перемещением поршня, причем перемещение поршня уменьшает объем полости распылителя, что вызывает прирост давления топлива сверх его величины, созданной ТНСД.

Ниже представлен анализ процессов, приводящих к повышению давления топлива внутри такой форсунки.

Сердечник электромагнита, разгоняясь, осуществляет удар по поршню, где в момент удара возникает деформационное возмущение, которое распространяется по поршню со скоростью звука в металле. При достижении максимального значения деформации поршня начинается его совместное движение с сердечником электромагнита. Скорость этого движения определяет условие сохранения количества движения [4, 5]. В совместном движении сердечник электромагнита и поршень оказывают ударное воздействие на топливо, что приводит к повышению давления в нем и образованию деформационного возмущения (волны давления), распространяющегося в топливе со скоростью звука в нем. Кроме того, на топливо воздействует звуковая волна, возникшая в поршне при ударе по нему сердечника электромагнита. Одновременно с этим давление топлива повышается за счет уменьшения объема полости распылителя при открытии клапана.

Все рассмотренные виды воздействий на топливо со стороны поршня носят ударный (импульсный) характер и анализируются с использованием известной в акустике [6], так называемой, схемы «поршневого излучения».

Возникающий при этом импульс давления определяется следующей формулой:

$$I = \rho \cdot c \cdot \xi, \qquad (1)$$

где ρ – плотность вещества, c – скорость звука в нем, ζ – перемещение поршня.

Перемещение поршня в схеме «поршневого излучения» определяется деформациями, возникающими при ударе, которые могут быть определены на основании закона Гука [6, 7]:

$$\frac{\Delta L}{L} = \frac{F}{E \cdot S}, \qquad (2)$$

где L – размер, ΔL – изменение размера (деформация), F – действующая сила, E – модуль упругости вещества, S – площадь поперечного сечения.

Максимальная величина деформации определяет величину малого возмущения, звуковой волны. С учетом скорости удара можно определить его продолжительность:

$$\Delta t = \frac{\Delta L}{\upsilon_{уд}}, \qquad (3)$$

где $\upsilon_{уд}$ – скорость удара.

Переход от импульса давления к импульсу силы и собственно к силе, также и обратно, очевиден на основе учета площади поверхности и времени удара. Величина давления, возникающего вследствие ударного воздействия на топливо, определяется таким образом из импульса давления или через величину деформации, которая определит изменение объема, и, с учетом сжимаемости топлива [7]:

$$\Delta P = \frac{\Delta V}{V \cdot \chi}, \qquad (4)$$

где V – объем, ΔV – изменение объема, χ – сжимаемость топлива.

Предполагаемое существенное повышение давления топлива при импульсном на него воздействии, ставит задачу оценки ряда физических параметров топлива, таких как: ρ – плотность, a – скорость звука, E – модуль упругости (продольный, объемный), χ – сжимаемость при высоких давлениях.

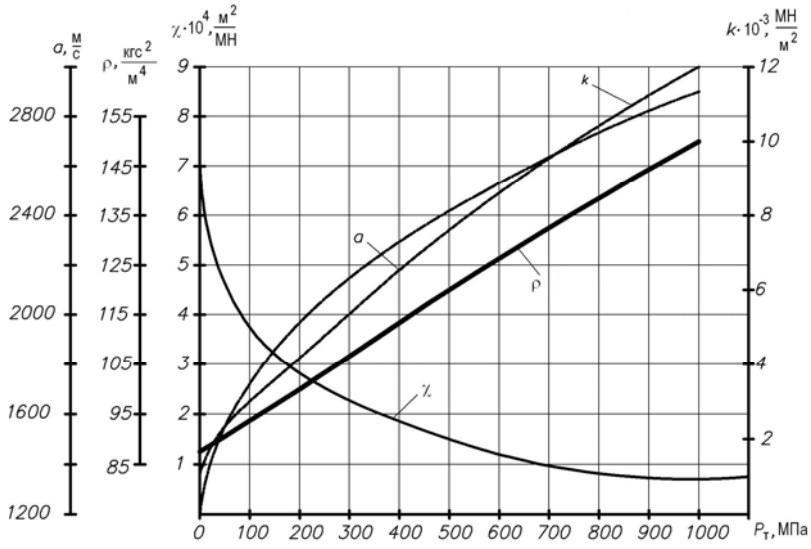


Рис. 2. Характеристики топлива в зависимости от давления:
χ – сжимаемость топлива; k – объемный модуль упругости; ρ – плотность топлива; a – скорость звука в топливе

На основании данных [7] ориентировочные оценки указанных параметров для давления топлива до 1000 МПа приведены на рис. 2.

При некоторых упрощающих допущениях, в результате анализа возникновения и распространения малых возмущений при импульсном воздействии на поршень и топливо, дана оценка ожидаемого повышения давления топлива при осуществлении рабочего процесса форсунки, рис. 3.

На рис. 3, *а* приведены перемещения (длины), характеризующие деформацию (растяжение) клапана силой гидрозапора и перемещение сердечника электромагнита совместно с поршнем за время, необходимое для создания и распространения малого возмущения до клапанной щели.

На рис. 3, *в* представлены временные периоды, характеризующие процессы образования и распространения малых возмущений (волн давления). Существенно при этом обратить внимание на время, необходимое для создания и распространения малого возмущения до клапанной щели.

При перемещении сердечника и поршня на величину деформации клапана силой гидрозапора начинается открытие клапана. Этот момент начала открытия клапана делит отрезок, соответствующий перемещению сердечника и поршня на две части.

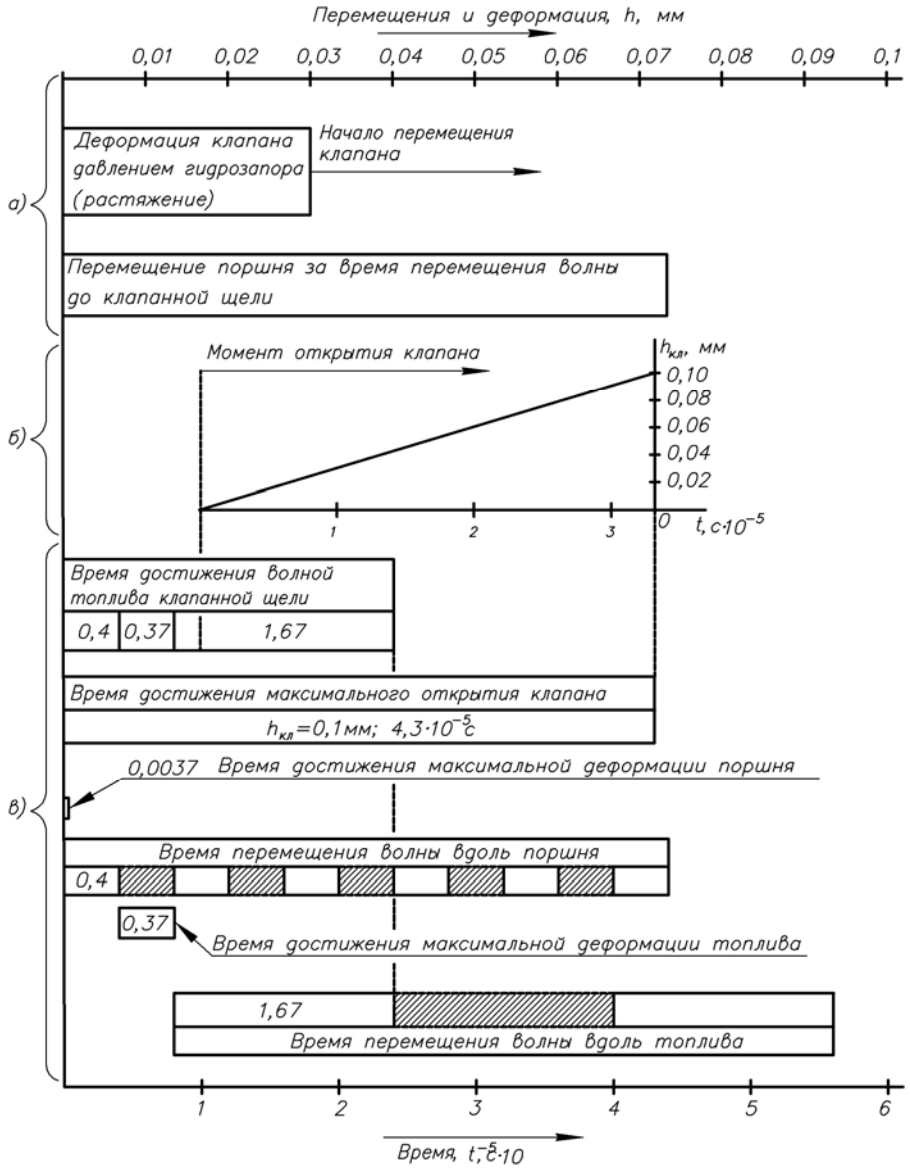


Рис. 3. Анализ рабочего процесса форсунки:
h – перемещения и деформация элементов форсунки; $h_{кл}$ – перемещение клапана;
□ – прямая волна; ▨ – обратная волна

Если пропорционально им разбить период времени, необходимый для создания и распространения малого возмущения до клапанной щели, то легко определить момент начала открытия клапана.

При допущении прямой зависимости подъема клапана от времени, рис. 3, б, и определив величину импульса силы, необходимого для осуществления подъема клапана, например, на 0,1 мм; на 0,2 мм, можно определить соответствующие этим значениям подъема клапана периоды времени.

Эффект повышения давления топлива при осуществлении рабочего процесса форсунки получен при упрощающих предположениях:

– постоянство плотности топлива;

– соответствие модуля упругости и сжимаемости топлива атмосферным условиям.

Кроме того, приняты одинаковые длины L_2 и L_3 на рис. 2 по 20 мм и площади поперечных сечений поршня и столба топлива по 27 мм^2.

Результаты расчетов приведены в таблице, откуда очевидно, что наиболее эффективно на повышение давления топлива, влияет малое возмущение, распространяющееся в металле поршня со скоростью 5000 м/с.

Суммарный эффект повышения давления составляет 180 МПа. С увеличением плотности топлива, модуля упругости и с уменьшением сжимаемости при повышении начального давления выше атмосферного, эффект повышения давления топлива будет возрастать.

Процессы		Параметры				Изменение давления, МПа
		Сила, Н	Время, с	Импульс силы, Н·с	Перемещение, мм	
1	а) Удар по «поршню»	1200	$4{,}3\cdot10^{-5}$	$5{,}16\cdot10^{-2}$	0	-
	б) Волна в «поршне»	3230	$0{,}37\cdot10^{-7}$	$0{,}01\cdot10^{-2}$	$1{,}1\cdot10^{-4}$	-
2	а) Удар по топливу	1200	$0{,}37\cdot10^{-5}$	$5{,}15\cdot10^{-2}$	$1{,}1\cdot10^{-2}$	44
	б) Волна в топливе	3230	$0{,}37\cdot10^{-5}$	$0{,}03\cdot10^{-2}$	$1{,}1\cdot10^{-2}$	3,1
	в) Удар по топливу волной, возникшей в «поршне»	1200	$0{,}37\cdot10^{-7}$	$0{,}01\cdot10^{-2}$	$1{,}1\cdot10^{-4}$	120
3	Перемещение «поршня»	30	$4{,}3\cdot10^{-5}$	$0{,}13\cdot10^{-2}$	0,1	10

В заключение можно отметить следующее:

1. Импульсный (ударный) способ повышения давления при впрыскивании топлива достаточно прост в конструктивном исполнении и экономичен в отношении затрат на его осуществление.

2. В рассматриваемой форсунке осуществлены процессы создания давления, дозирования, впрыскивания и распыливания топлива в единстве и взаимосвязи, что не требует создания высоких (более 100 МПа) давлений в аккумуляторе.

3. Необходимый диапазон величин цикловых подач обеспечивается при подъемах клапана распылителя до 0,1 мм, что создает предпосылки для применения магнитострикционного и пьезопривода.

4. Для уменьшения цикловой подачи топлива подъем клапана уменьшается, таким образом имеет место, регулируемое эффективное проходное сечение. Ухудшения качества распыливания топлива при этом не происходит.

5. Совместная работа электромагнитного привода на открытие клапана и гидравлического на закрытие обеспечивает четкое управление и быстродействие впрыскивания топлива, необходимое для современных и перспективных четырех- и двухтактных двигателей.

6. Распыленное топливо подается в цилиндр (камеру сгорания) в виде сплошного конуса и не требует тангенциального движения воздушного заряда для целей смесеобразования, что позволит повысить наполнение цилиндра воздухом.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Юткин, Л. А.* Электрогидравлический эффект и его применение в промышленности / Л. А. Юткин. – Л.: Машиностроение, 1986. – 253 с.

2. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы / Т. М. Башта, С. С. Руднев, Б. Б. Некрасов и [др.]. – М.: Машиностроение, 1982 – 423 с.

3. *Грехов, Л. В*. Топливная аппаратура с электронным управлением дизелей и двигателей с непосредственным впрыском бензина / Л. В. Грехов. – М.: Легион-Автодата, 2001. – 176 с.

4. Физический энциклопедический словарь. – М.: Советская энциклопедия, 1983. – 928 с.

5. *Жуковский, Н. Е.* О гидравлическом ударе в водопроводных трубах / Н. Е. Жуковский. –Полное собрание сочинений. Т. 7. Гидравлика. – М.–Л.: ОНТИ НКТП СССР. Главн. редакц. авиационной литературы, 1937 г.

6. *Исаакович, М. А*. Общая акустика / М. А. Исакович. – М.: Наука, 1973.– 496 с.

7. *Поль, Р. В.* Механика, акустика и учение о теплоте / Р. В. Поль. – М.: Наука, 1971. – 480 с.

УДК 621.436.12

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

О ПОДАЧЕ ТОПЛИВА НА РЕЖИМАХ КОРРЕКТОРНОЙ ВЕТВИ СКОРОСТНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДИЗЕЛЯ

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

Проанализированы особенности процесса подачи топлива при скоростном форсировании топливного насоса. Предлагается метод моделирования характеристик подачи топлива на корректорной ветви скоростной характеристики дизеля.

Ключевые слова: подача топлива, скоростное форсирование топливного насоса, внешняя скоростная характеристика.

Features of fuel pumping process at speed forcing of fuel pump were analyzed. Method of fuel feed characteristic modeling on full-load curve is purposed.

Keywords: fuel feed, diesel, speed forcing of fuel pump, full-load curve.

Приведены некоторые результаты исследований топливной системы при форсированном скоростном режиме насоса высокого давления [1]. При удвоении частоты вращения вала насоса скоростная характеристика системы – с положительной коррекцией, что означает увеличение цикловой подачи топлива при уменьшении частоты вращения вала насоса. Традиционные системы топливоподачи, наоборот, обладают свойством уменьшать цикловую подачу топлива при снижении частоты вращения вала насоса. С этим недостатком топливных систем связана необходимость установки корректоров, увеличивающих подачу и, в лучшем случае, обращающих характеристику, то есть, обеспечивающих положительную ее коррекцию. Для некоторых двигателей в таком случае нет необходимости устанавливать корректор. Однако для более полного использования мощности дизеля и улучшения его тяговых свойств требуется гибкая «перенастройка» скоростной характеристики при изменении скоростного и нагрузочного режимов работы дизеля.

На основе результатов исследования, касающихся особенностей процесса подачи топлива при скоростном форсировании насоса высокого давления, обоснована возможность нового метода формирования скоростной характеристики топливоподачи. Метод заключается в изменении цикловой порции топлива путем принудительного закрытия нагнетательного клапана [2].

Результаты расчетов показывают, что в штатной системе только незначительная часть топлива (3–4 %) подается в цилиндр дизеля во время рабочего хода плунжера (ТНВД УТН - 5) [1]. Следовательно, бóльшая его часть подается после окончания рабочего хода. Так, отсечка (окончание рабочего хода плунжера) начинается при угле поворота вала насоса 32,45 град., подъем иглы форсунки соответствует углу поворота вала насоса 31 град. (рис. 1). Продолжительность отсечки $\Delta\varphi_{от}$ составляет 1,75 град., опережение начала впрыскивания относительно начала отсечки $\Delta\varphi_{вт}$ – 1,5 град.

На рис. 1 показано перемещение нагнетательного клапана $h_к$ и иглы форсунки $h_и$ в функции угла поворота вала насоса $\varphi_в$. По моментам начала подъема и посадки иглы форсунки удобно определять начало и конец подачи топлива. Перемещение нагнетательного клапана приведено для определения момента окончания отсечки, т. е. момента входа разгружающего пояска клапана в корпус. При известном ходе разгрузки клапана (в данном случае 1,85 мм) точка пересечения горизонтали, соответствующей ходу разгрузки, с кривой перемещения клапана проецируется на ось $\varphi_в$. Начало отсечки, т. е. момент окончания рабочего хода плунжера задается при расчете как угол окончания геометрического конца подачи. Начало рабочего хода плунжера определяется углом геометрического начала подачи, последний так же задается при расчете. Оба эти параметра известны для конкретной плунжерной пары. Углы геометрического начала и конца подачи определялись экспериментально и равны, соответственно, 26 и 32,45 град. поворота вала насоса. Это означает, что рабочий ход плунжера составляет 6,45 град. поворота вала насоса [1].

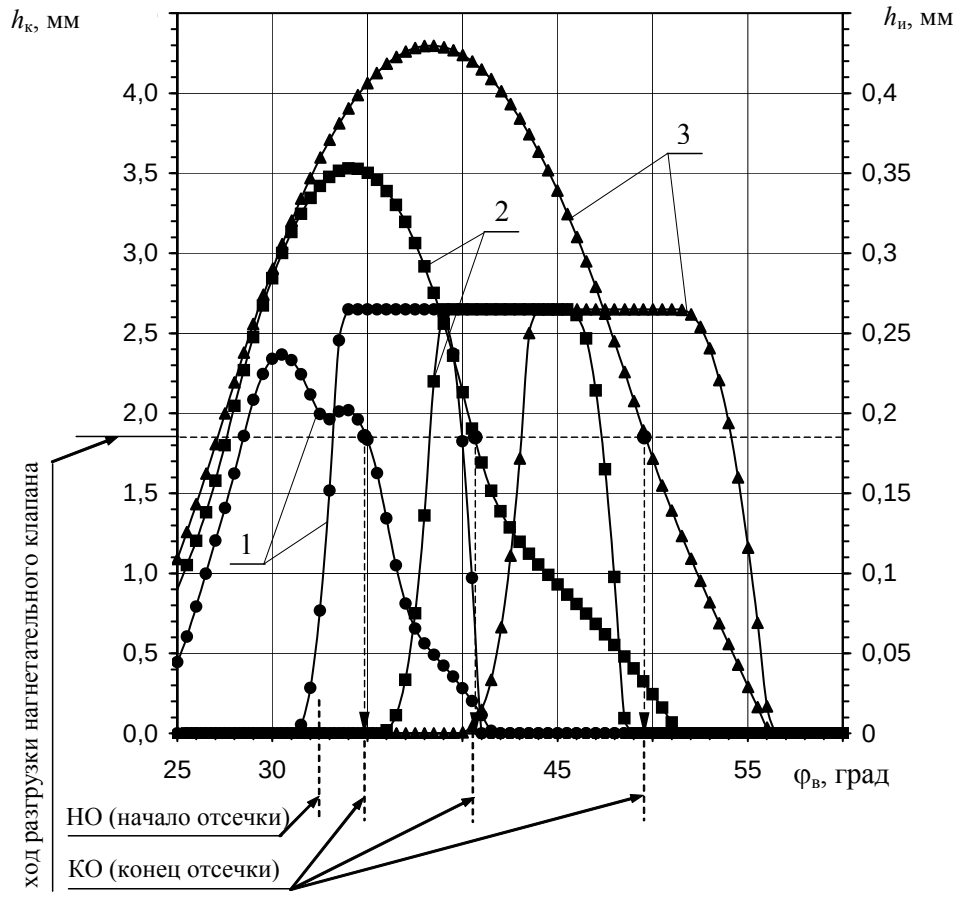


Рис. 1. Перемещение нагнетательного клапана $h_к$ и иглы форсунки $h_и$ в функции угла поворота вала насоса: *1* – штатная система ($n_в$=1000 мин$^{-1}$); *2* – опытная система ($n_в$ = 2000 мин$^{-1}$); *3* - опытная система ($n_в$ = 3000 мин$^{-1}$)

В штатной системе отсечка заканчивается через 2 град. после начала подъема иглы форсунки. После чего начинается разгрузка нагнетательной магистрали за счет перемещения нагнетательного клапана вниз.

В опытных системах ($n_в$ = 2000 мин$^{-1}$ и $n_в$ = 3000 мин$^{-1}$) начало подачи топлива заметно запаздывает относительно начала отсечки. Так, при $n_в$ = 2000 мин$^{-1}$ запаздывание $\Delta\varphi_{вт}$ составляет 1,6 град., а при $n_в$ = 3000 мин$^{-1}$ $\Delta\varphi_{вт}$ равно 5 град. поворота вала насоса. Это означает, что во время рабочего хода плунжера топливо в цилиндр дизеля не подается, а только сжимается в нагнетательной полости плунжера, в штуцере насоса, в трубопроводе высокого давления и в полости форсунки.

Если в штатной системе отсечка заканчивается в самом начале процесса подачи, то в опытных системах это происходит уже после подхода иглы к упору (рис. 1). В результате нагнетательная магистраль дольше сообщается с отсечной полостью, т. е. дольше разгружается, что может быть одной из причин уменьшения цикловой подачи при увеличении скорости вращения вала насоса. Это согласуется с общей концепцией действия искажающих факторов, в частности, сжатия топлива в объемах системы [1].

Обсуждение лишь весьма незначительной части результатов исследования, касающихся особенностей процесса подачи топлива при скоростном форсировании топливного насоса, позволяет сделать важный вывод о разделении процесса подачи топлива в опытной системе на два периода:

1) от момента начала подачи до момента посадки разгрузочного пояска клапана в корпус (разобщение надплунжерной полости и нагнетательной магистрали – окончание отсечки);

2) от момента посадки нагнетательного клапана до окончания подачи топлива.

В течение первого периода топливо подается за счет нагнетательного хода плунжера. За время второго периода в цилиндр подается только расширяющееся топливо, ранее сжатое в полостях системы при нагнетательном ходе плунжера. Большая часть топлива подается в первый период, заканчивающийся в момент посадки нагнетательного клапана в корпус. Это

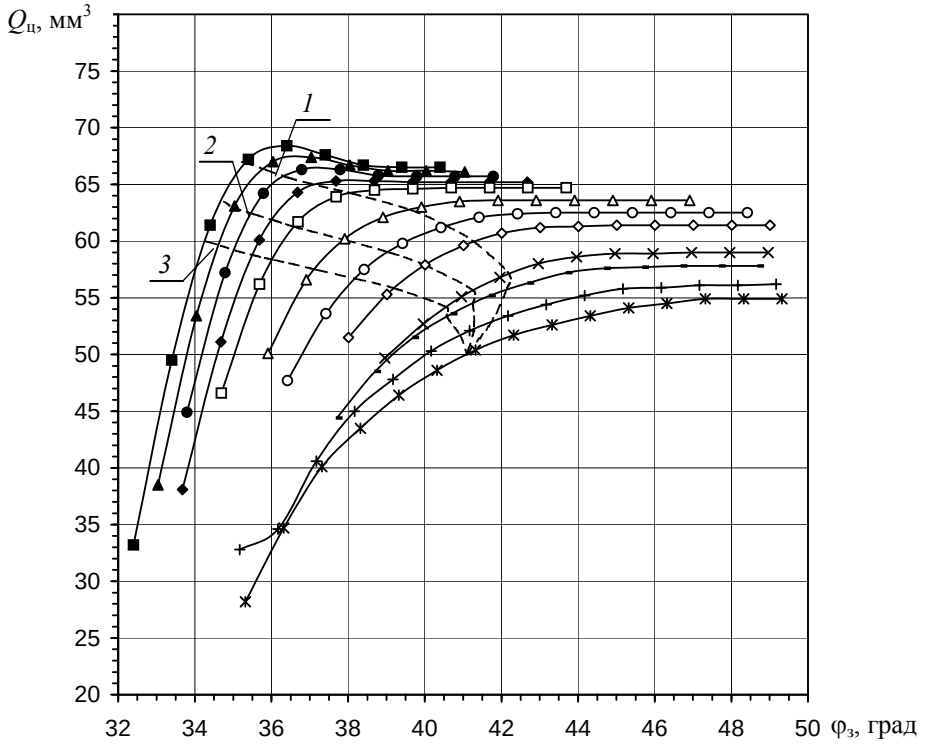


Рис. 2. Зависимость цикловой подачи топлива $Q_ц$ от угла закрытия нагнетательного клапана φ$_з$ при различных значениях частоты вращения вала насоса $n_в$:
–■– – $n_в$=1600 мин$^{-1}$; –▲– – 1700 мин$^{-1}$; –●– – 1800 мин$^{-1}$; –♦– – 1900 мин$^{-1}$; –□– – 2000 мин$^{-1}$; –Δ– – 2200 мин$^{-1}$; –○– – 2400 мин$^{-1}$; –◊– – 2600 мин$^{-1}$; –×– – 3000 мин$^{-1}$; ––– – 3200 мин$^{-1}$; –|– – 3600 мин$^{-1}$; –*– – 4000 мин$^{-1}$;
1, 2, 3 – различные законы изменения цикловой подачи топлива

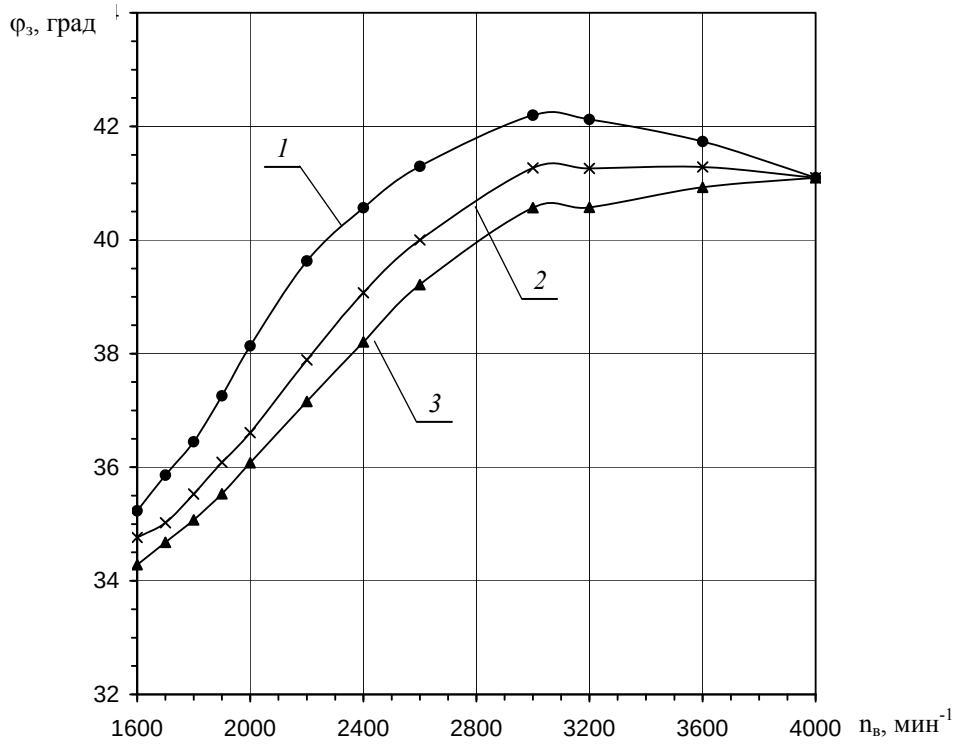


Рис. 3. Зависимость угла закрытия нагнетательного клапана φ$_з$ от частоты вращения вала насоса $n_в$:
1, 2, 3 – различные законы корректирования цикловой подачи топлива на корректорном участке скоростной характеристики дизеля

обстоятельство и было принято за основу при разработке предлагаемого способа изменения цикловой подачи топлива путем регулирования момента посадки нагнетательного клапана. То есть предлагается изменять цикловую порцию топлива не традиционным изменением рабочего хода плунжера, а путем изменения продолжительности первого периода подачи.

На рис. 2 показано изменение цикловой подачи топлива $Q_ц$ в функции угла закрытия нагнетательного клапана для различных частот вращения вала топливного насоса $n_в$. Значения цикловой подачи $Q_ц$, соответствующие определенным частотам вращения вала насоса на скоростной характеристике топливоподачи, нанесены на одноименные (по $n_в$) кривые изменения цикловой подачи топлива по углу закрытия нагнетательного клапана. Полученные при этом зависимости 1, 2, 3 (рис. 2, штриховые линии) позволяют определить закон изменения угла закрытия нагнетательного клапана в функции частоты вращения вала насоса $n_в$ (рис. 3).

Предлагаемый метод позволяет моделировать скоростные характеристики топливоподачи при текущем изменении режимов работы дизеля. Метод особенно эффективен при реализации в дизеле режима постоянной мощности. Для получения заданного запаса крутящего момента на валу двигателя, рассчитывается закон подачи топлива на корректорной ветви скоростной характеристики. Закон подачи топлива реализуется исполнительным механизмом управления нагнетательным клапаном.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

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

2. Дозирование подачи топлива в дизеле путем управления нагнетательным клапаном / В. М. Славуцкий, Е. А. Салыкин, О. Д. Косов, А. М. Ларцев, В. И. Липилин // Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. статей № 3 / ВолгГТУ. – Волгоград, 2004. – (Серия «Транспортные наземные системы» ; вып. 1). – С. 40–45.

УДК 621.436.12

В. М. Славуцкий, Е. А. Салыкин, В. И. Липилин, А. А. Скоробогатов

К МОДЕРНИЗАЦИИ СИСТЕМ ТОПЛИВОПОДАЧИ ДИЗЕЛЕЙ

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: atd304@vstu.ru)

Приведены три варианта модернизации традиционной топливной системы дизелей как результат исследования внутренних процессов в системе топливоподачи.

Ключевые слова: скоростное форсирование, аккумулирование топлива, период подачи, управляемый нагнетательный клапан.

Three options of modernization of a traditional fuel system of diesels as result of probe of internal processes in fuel feed system are given.

Keywords: speed forcing, fuel accumulation, injection period, steered delivery valve.

В нашей стране практически нет опыта создания аккумуляторных систем типа «*Common Rail*», развивающих давление впрыскивания свыше 150 МПа и обеспечивающих скоростной режим дизеля 4500–5000 мин$^{-1}$. Между тем, накоплен огромный научный, конструкторский и технологический опыт создания традиционных (разделенных) дизельных топливных систем. В этих условиях, по мнению многих специалистов, актуальным направлением является модернизация топливных систем традиционных конструкций. Тем более, что традиционные системы лучше адаптированы к изменяющимся скоростным и нагрузочным режимам дизеля [1].

При фиксированной рейке характер изменения цикловой подачи по частоте вращения вала насоса, что называют скоростной характеристикой топливного насоса, является очень важным показателем при оценке системы топливоподачи. Традиционные топливные насосы обеспечивают скоростную характеристику с отрицательной коррекцией, то есть цикловая подача топлива уменьшается по мере снижения угловой скорости вращения вала насоса. Это обстоятельство вызывает необходимость корректировать цикловую подачу топлива при работе дизеля по внешней скоростной характеристике.

Установлено, что основными, искажающими закон подачи топлива, являются два взаимосвязанных фактора – объемы системы и свойство топлива сжиматься в объемах системы.

При скоростном форсировании топливного

насоса [2] начало подачи топлива заметно запаздывает относительно начала отсечки. Это означает, что во время рабочего хода плунжера топливо в цилиндр дизеля не подается, а только сжимается в полостях системы: в нагнетательной полости плунжера, в штуцере насоса, в трубопроводе высокого давления и в полости форсунки. Это бесспорно, поскольку подача топлива начинается после начала отсечки, то есть после окончания рабочего хода плунжера [3].

При обычном механизме подачи (штатная система), когда за подачей следует отсечка, после начала последней, плунжер продолжает подавать топливо в нагнетательную магистраль и одновременно топливо перетекает в полость отсечки. В этом случае перетекание топлива из нагнетательной магистрали в полость отсечки возможно только в период от начала до окончания отсечки. В опытной же системе во время рабочего хода плунжера топливо в цилиндр не подается. Сжатое в полостях системы во время рабочего хода топливо, расширяясь, является дополнительным источником, питающим распылитель форсунки. В полость низкого давления топливо может перетекать в течение двух периодов: от момента начала отсечки до начала подачи и от момента начала подачи до окончания отсечки. От начала отсечки и до начала подачи отсечная (полость низкого давления) и надплунжерная полости сообщаются, как и в последующий период – от начала подачи до окончания отсечки. Следовательно, в первый период топливо может перетекать только в отсечную полость, а во второй – еще и в сторону форсунки. Принципиально важно, то, что перетекает топливо в начале отсечки не из нагнетательной магистрали, а из надплунжерной полости. Только перед окончанием отсечки из штуцера насоса отмечены перетечки топлива в надплунжерную полость. Одновременно плунжер подает топливо и в нагнетательную магистраль, откуда часть топлива вытекает через распылитель, а оставшееся топливо сжимается в полостях. После окончания отсечки нагнетательная магистраль изолирована от надплунжерной полости и форсунка запитывается ранее сжатым, а теперь расширяющимся топливом.

С повышением $n_в$ увеличивается расход топлива через отсечное отверстие. Причем, увеличивается и доля топлива, вытекающая в первый период – от начала отсечки до начала подачи, когда топливо сливается только в отсечную полость. Если учесть, что при неизменном рабочем ходе плунжера он при каждом скоростном режиме вытесняет одинаковое количество топлива, то увеличение расхода топлива через отсечное отверстие перед началом подачи заметно изменяет условия в системе. Так, несмотря на бóльшие значения максимальных давлений в нагнетательной магистрали и в штуцере насоса, в форсированной системе подача протекает при резко падающем давлении. Начало подачи при резко снижающемся давлении в штуцере и нагнетательной магистрали заметно изменяет характер подачи. Максимальная скорость подачи уменьшается от 10 мм^3/град ($n_в$=1000 мин$^{-1}$) до 4 мм^3/град ($n_в$=3000 мин$^{-1}$). Увеличивается продолжительность впрыскивания топлива от 10 до 20 град. поворота вала насоса.

Нарушение закона топливоподачи при повышении скорости вращения вала насоса происходит из-за резкого снижения давления в надплунжерной полости, в штуцере и в нагнетательной магистрали в периоды от начала отсечки до начала подачи и от начала подачи до конца отсечки. Что, в свою очередь, объясняется перетеканием топлива из нагнетательной магистрали в полость отсечки. Особую роль играет именно второй период (от начала подачи до конца отсечки), когда в отсечную полость перепускается наибольшее количество топлива. Доказано, что уменьшение цикловой подачи топлива связано, в значительной мере, с действием одного из искажающих факторов – сжатием топлива в полостях системы.

При повышении частоты вращения вала насоса $n_в$ в результате сжатия топлива в штуцере, как наибольшей полости нагнетательной магистрали, уменьшается доля цикловой порции, подаваемой за время рабочего хода плунжера. При $n_в$>1600 мин$^{-1}$ топливо подается только после начала отсечки, то есть после рабочего хода плунжера. С повышением $n_в$ увеличивается запаздывание момента начала подачи относительно момента начала отсечки, это приводит к дополнительным перетечкам топлива из надплунжерного пространства в отсечную полость. В нагнетательную магистраль подается меньшее количество топлива, чем и объясняется уменьшение цикловой подачи.

Эффект скоростного форсирования (удвоения скорости вращения вала топливного насоса) – повышение максимального давления впрыскивания топлива на 70 %.

Серьезным недостатком традиционной системы является совмещение процессов подачи

и дозирования цикловой порции топлива. В лучшем случае, за время рабочего хода плунжера в цилиндр подается только 30–50 % топлива. Для исследуемого насоса УТН-5 при $n_в$=1000 мин$^{-1}$ эта доля составляет 4–5 %. При такой особенности процесса подачи большая часть топлива подается в цилиндр в условиях, когда надплунжерное пространство сообщается как с нагнетательной магистралью, так и с отсечной полостью насоса, т. е. с полостью низкого давления. При этом подаваемая порция топлива не может обладать большим запасом энергии.

Разработана и реализована на базе традиционной топливная система дизеля, обеспечивающая разделение процессов нагнетания и дозирования [4, 5]. Штатная система дополнена запирающим устройством, установленным перед форсункой. При закрытом запирающем устройстве топливо нагнетается только в нагнетательную магистраль. Перепуск части топлива в полость форсунки (дозирование) производится путем открытия запирающего устройства. Рабочий ход плунжера увеличивается до значений, обеспечивающих отсутствие отсечки до окончания процесса впрыскивания топлива.

Анализ изменений в процессе подачи топлива, обусловленных конструктивными особенностями опытной системы, производился для оценки ее работоспособности и целесообразности использования. Не рассматривая принципы формирования основных показателей впрыскивания топлива, оценивался характер распространения волн давления в нагнетательной магистрали.

В штатной системе амплитуда прямой волны давления ограничена окончанием рабочего хода плунжера, т. е. отсечкой. А обратная волна давления, в свою очередь, оказывает незначительное влияние на процесс впрыскивания вследствие своей малости. Еще большее влияние на амплитуду волн давления оказывает отсечка при скоростном форсировании насоса высокого давления.

Предложенный способ подачи топлива позволяет разделить процессы подачи и нагнетания топлива. Рассматривалось поведение волн давления при отсутствии отсечки с закрытым запорным механизмом.

Численный эксперимент показал, что амплитуда прямой волны давления увеличивается, но все же ограничивается определенным значением, что приводит к необходимости проведения дополнительного эксперимента. Для этого исключалась обратная волна давления. Полученный результат показывает, что амплитуда волны давления зависит от скорости движения плунжера, т. е. от профиля кулачка вала насоса. И этим обуславливается уменьшение амплитуды прямой волны давления для опытной системы. Это накладывает определенные ограничения на регулировочные параметры.

Установлено, что для формирования максимального давления впрыскивания необходимо открывать запорный механизм в определенный момент для каждого скоростного режима насоса высокого давления. Так, при $n_в$=1000 мин$^{-1}$ оптимальный угол открытия (соответствующий углу поворота вала насоса) $\varphi_{отк}$=33°. Дальнейшее увеличение приводит только к снижению максимального давления впрыскивания. Для $n_в$=2000 мин$^{-1}$ и $n_в$=3000 мин$^{-1}$ – $\varphi_{отк}$=39° и $\varphi_{отк}$=44°, соответственно.

Эффект повышения давления – 60 %, продолжительность подачи уменьшается на 33 %.

В результате исследований установлено, что при скоростном форсировании насоса высокого давления каждой частоте вращения вала насоса соответствует определенный диапазон изменения угла закрытия нагнетательного клапана, в котором (диапазоне) заметно изменяется цикловая подача топлива. Этот диапазон расширяется и смещается в сторону увеличения угла закрытия клапана по мере повышения скорости вращения вала насоса [6].

Предлагается на корректорной ветви скоростной характеристики дизеля изменять цикловую подачу топлива путем принудительного закрытия нагнетательного клапана. Принудительное закрытие клапана следует начинать в момент достижения им максимальной высоты подъема. Закон движения клапана при его закрытии должен быть линейный. Изучен механизм подачи топлива при изменении угла закрытия нагнетательного клапана.

Важная особенность системы топливоподачи с управляемым клапаном - отсутствие повторного подъема иглы форсунки (подвпрыскиваний) даже при высоком остаточном давлении, что объясняется подходом к форсунке, сгенерированной закрывающимся клапаном волны давления, до окончания подачи топлива. Разработана методика формирования скоростной характеристики топливоподачи при любом законе изменения цикловой подачи.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

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

2. Пат. № 2187688 Российская Федерация, МПК[7] *F* 02 *M* 63/04 Способ регулирования подачи топлива в цилиндры дизеля / Славуцкий В. М., Славуцкий В. В., Зубченко В. А. [и др.]; заявитель и патентообладатель ВолгГТУ. – № 2000128585/06; заявл. 15.11.00; опубл. 20.08.02, Бюл. № 23. – 12 с.

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

4. Пат. 2330176 Российская Федерация, МПК[7] F02M 63/04. Способ регулирования подачи топлива в цилиндры дизеля / Славуцкий В. М., Белозубов Ю. В., Каныгин З. В. Харсов З. Х.; заявитель и патентообладатель ВолгГТУ. – № 2007101097/06; заявл. 09.01.2007; опубл. 27.07.2008. Бюл. № 21. – 8 с.: ил.

5. *Славуцкий, В. М*. Топливоподача в дизеле с разделением процессов дозирования и нагнетания / В. М. Славуцкий, Ю. В. Белозубов, З. В. Каныгин // Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. ст. № 6 / ВолгГТУ. – Волгоград, 2008. – (Серия «Процессы преобразования энергии и энергетические установки» ; вып. 1). – С. 49–51.

6. Дозирование подачи топлива в дизеле путем управления нагнетательным клапаном / В. М. Славуцкий, Е. А. Салыкин, О. Д. Косов, А. М. Ларцев, В. И. Липилин // Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. ст. № 3 / ВолгГТУ. – Волгоград, 2004. – (Серия «Транспортные наземные системы» ; вып. 1). – С. 40–45.

УДК 621.444.2

Х. И. Акчурин

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ДОБАВЛЕНИЯ ВОДЫ В ГОРЮЧУЮ СМЕСЬ НА ТЕПЛООБМЕН И ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТЕПЛОТЫ В БЕНЗИНОВЫХ ДВИГАТЕЛЯХ

Нижегородский государственный архитектурно-строительный университет

(akchurin.hares@mail.ru)

Приведены результаты исследований влияния добавки воды к топливу на процесс наполнения, теплообмен и коэффициент использования теплоты в бензиновых двигателях.

Ключевые слова: бензиновые ДВС, добавки воды, процесс впуска, теплообмен, коэффициент использования теплоты.

Results on the effect of water addition to the fuel in the process of filling, heat transfer and heat utilization in gasoline engines are given.

Keywords: gasoline engine, the addition of water, the intake process, heat transfer, the utilization rate of heat.

С целью исследования влияния количества впрыскиваемой воды во впускной коллектор на коэффициенты использования теплоты в ВМТ υ_Z и в конце расширения υ_b, а также показатели политроп сжатия n_C и расширения n_P были произведены расчеты по математической модели [1] с использованием экспериментальных данных для двигателя МЗМА-407 при частоте вращения коленчатого вала $\omega = 2600$ мин$^{-1}$ (43,3 с$^{-1}$) и коэффициентах избытка воздуха α = 0,93; 1,0; 1,08. При выполнении расчетов были использованы экспериментальные данные, опубликованные в работе [2] по изменению среднего эффективного давления P_e и удельного эффективного расхода топлива g_e при α = 0,93; 1,0; 1,08, в зависимости от соотношения количеств впрыскиваемой воды и поданного топлива g_{H_2O}. При выполнении расчетов g_{H_2O} изменялось в пределах от 0 до 1,25. Температура конца впуска T_a находилась путем изменения коэффициента υ_a, определяющего долю теплоты сгорания, потерянную в процессе теплообмена между воздухом, каплями бензина и воды, а также стенками цилиндра при впуске горючей смеси в цилиндры, и последовательного приближения расчетного P_e к экспериментальному при различных g_{H_2O}. При этом изменения коэффициента $\upsilon_a = f(g_{H_2O})$ для различных α получились такими, какими они показаны на рис. 1. Коэффициент υ_z находился также в результате последовательного приближения расчетного удельного эффективного расхода g_e к экспериментальному, потому что вода нагревается до температуры кипения к концу сжатия, полностью переходит в пар при сжигании топлива и оказывает наибольшее влияние на уменьшение T_z и изменение P_z, а, следовательно, на P_i и η_i, а через них и на g_e. При проведении расчетов величина коэффициента υ_c вычислялась по формуле (35) [1], при этом принималось, что капли при распыливании образуются такого размера, что к концу сжатия успевают нагреться до температуры кипения, а коэффициент, учитывающий долю испарившейся воды при подводе теплоты (горении топлива), $\upsilon_{ИС} = 1$.

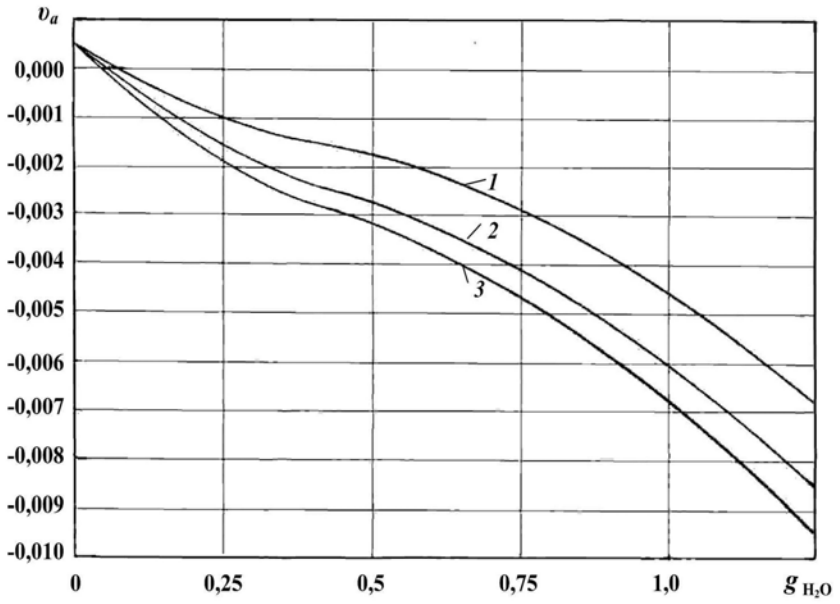


Рис. 1. Изменение υ_a в зависимости от доли впрыснутой воды g_{H_2O} при различных коэффициентах избытка воздуха α:
1 – α = 0,93; *2* – α = 1,0; *3* – α = 1,08

С увеличением количества впрыснутой воды g_{H_2O} в горючую смесь коэффициент наполнения η_v сначала увеличивается, а затем уменьшается. Повышение η_v происходит благодаря уменьшению температуры горючей смеси в конце впуска T_a, несмотря на увеличение коэффициента остаточных газов γ, до g_{H_2O} = 0,75. Затем этот коэффициент наполнения начинает убывать из-за увеличения γ при небольшом повышении T_a. Повышение коэффициента остаточных газов γ связано с уменьшением температуры остаточных газов T_r при всех значениях α.

Коэффициент использования теплоты υ_z, как показали вычисления, зависит, в основном, от максимальной температуры газов T_z (рис. 2). С увеличением g_{H_2O} и снижением T_z до 2000 К при ω = 2600 мин$^{-1}$ коэффициент использования теплоты υ_z почти не меняется. При T_z < < 2000 К и ω = 2600 мин$^{-1}$ υ_z начинает уменьшаться при всех рассмотренных α. Снижение T_z с увеличением g_{H_2O} происходит не только благодаря увеличению доли впрыскиваемой воды, но и уменьшению температуры конца сжатия T_c, что связано с повышением доли потерь теплоты в стенки цилиндра и на нагрев капель воды υ_c (рис. 2). Наименьшие значения T_c получились для α = 0,93, так как при этом величины P_c становятся наибольшими (кривая 1 на рис. 3) из-за более высоких значений коэффициента наполнения. Чем выше P_c, тем выше температура кипения, а, следовательно, и больше количество теплоты, необходимое для нагрева капель воды до этой температуры. Наибольшие значения T_c получились для кривой 3 (α = 1,08) из-за более низких P_c, а, следовательно, и υ_c. Значения максимальных температур T_z определились не только величинами температур в конце сжатия T_c и составами газов, но еще значениями υ_z, которые зависят еще от коэффициента избытка воздуха.

Изменение максимального давления сгорания P_z в зависимости от g_{H_2O} зависит не только от максимальной температуры сгорания, но и от изменения количества рабочего тела $G_Ф$ и газовой постоянной $R_{пр}$. С увеличением g_{H_2O} количество горючей смеси и газовая постоянная продуктов сгорания возрастают. Поэтому с повышением g_{H_2O} до 0,5 максимальное давление сгорания P_z не уменьшается независимо от α, несмотря на снижение T_z (рис. 3). При g_{H_2O} > 0,5 максимальное давление сгорания P_z начинает уменьшаться при всех рассмотренных α из-за преобладающего влияния снижения T_z на величину этого давления. Со значением P_z связана величина давления конца расширения P_b (рис. 3), она еще зависит от показателя политропы расширения n_p. Этот показатель с увеличением g_{H_2O} мало изменяется при α = 1,0 и 1,08 и незначительно возрастает при α = 0,93.

С возрастанием g_{H_2O} давление конца расширения P_b уменьшается при всех α сначала незначительно, а затем это увеличение становится существенным из-за быстрого снижения P_z. Преобладающее влияние на величину P_b с увеличением g_{H_2O} оказывает снижение P_z.

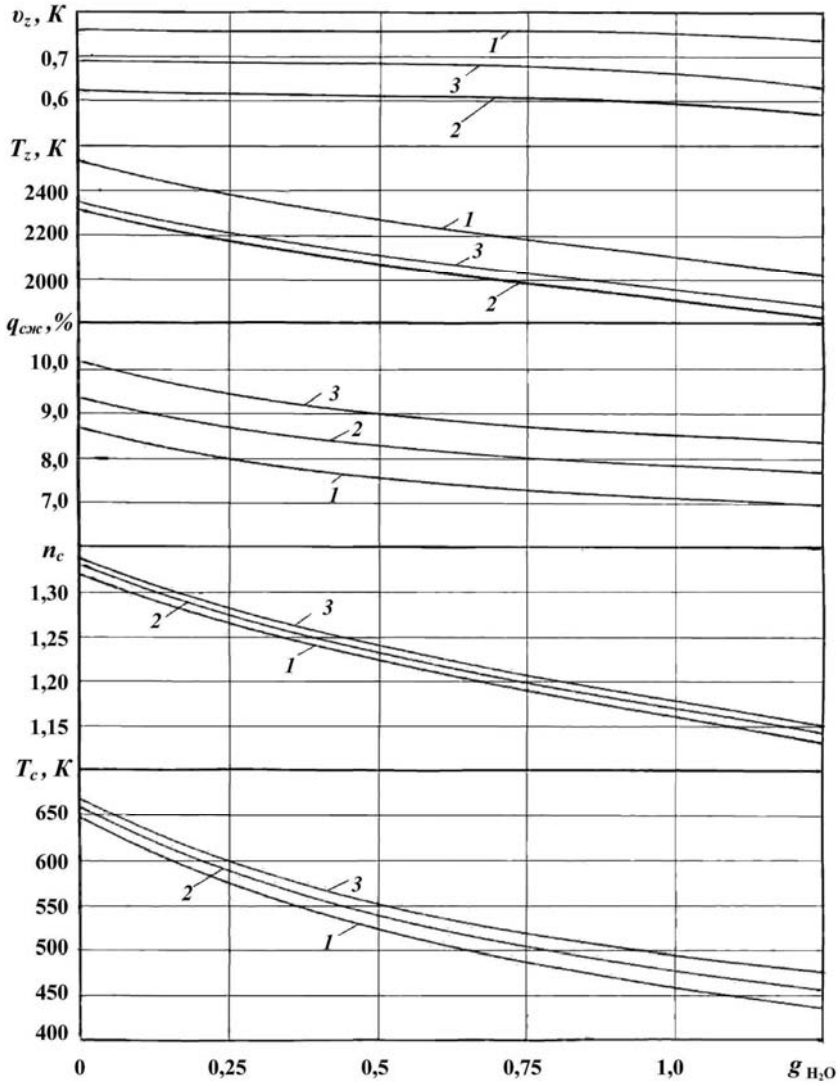


Рис. 2. Зависимость υ_z, T_z, $q_{сж}$, n_c, T_c от g_{H_2O} при различных α:
1 – α = 0,93; *2* – α = 1,0; *3* – α = 1,08

Потери теплоты с выпускными газами $q_{ВЫП}$ (рис. 4) с увеличением g_{H_2O} уменьшаются благодаря снижению температуры выпускных газов, несмотря на увеличение количества рабочего тела и значительных потерь теплоты с образовавшимся водяным паром. Изменение T_b в зависимости от g_{H_2O} при всех рассмотренных коэффициентах избытка воздуха почти полностью зависит от изменения $T_z = f(g_{H_2O})$, так как коэффициент использования теплоты в конце расширения υ_b остается постоянным при изменении g_{H_2O} и равняется при рассмотренных значениях α 0,865; 0,890 и 0,873, соответственно. Надо добавить, что показатели политроп расширения при этих α и соответствующих υ_z и υ_b изменяются незначительно при возрастании g_{H_2O} от 0 до 1,25.

Доля теплоты сгорания топлива, эквивалентная работе, затрачиваемой на преодоление сил трения, зависит, в основном, от цикловой подачи топлива и по мере увеличения g_{H_2O} до 0,75 уменьшается, а затем почти не изменяется.

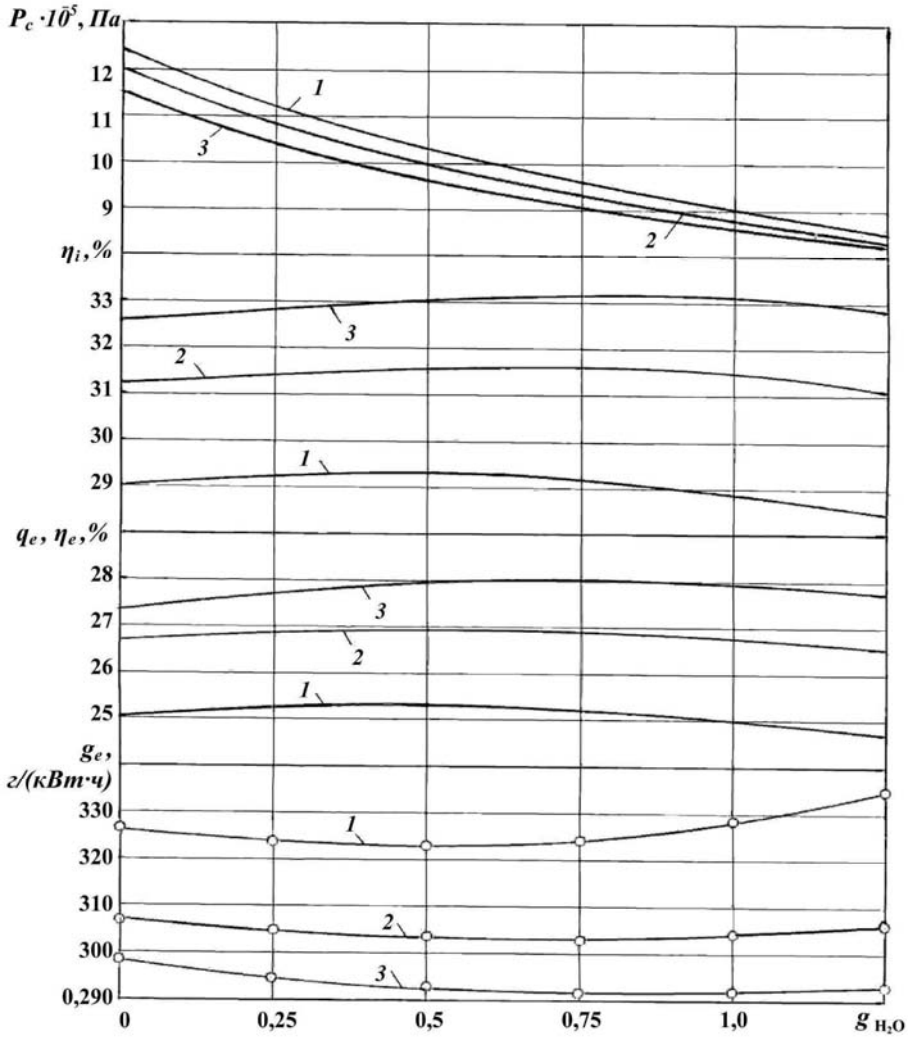


Рис. 3. Изменение g_e, η_e, η_i, q_e, P_c в зависимости от g_{H_2O} при различных α:
1 – α = 0,93; *2* – α = 1,0; *3* – α = 1,08;
○ – точки по экспериментальным данным [4], — – расчетные кривые

Доля потерь теплоты на сжатие горючей смеси от теплоты сгорания топлива $q_{СЖ}$ уменьшается с возрастанием g_{H_2O} при всех рассмотренных значениях α благодаря увеличению отвода теплоты на нагрев капель воды υ_c. Чем выше кривая коэффициента наполнения $\eta_V = f(g_{H_2O})$ при различных α, тем больше цикловые подачи топлива, а, следовательно, кривая $q_{СЖ} = f(g_{H_2O})$ располагается ниже.

Значения членов уравнения теплового баланса при изменении количества подаваемой воды в рабочее тело распределяются таким образом, что с увеличением g_{H_2O} доля тепловых потерь в систему охлаждения от теплоты сгорания топлива $q_{ОХ}$ увеличивается из-за увеличения коэффициента теплоотдачи. Причем для α = 0,93 она получается меньше, чем для α = = 1,08. Максимум $q_{ОХ}$ достигается при α = 1.

При проведении расчетно-теоретических исследований с использованием экспериментальных данных установлено влияние количества впрыскиваемой воды на показатели и параметры цикла бензинового двигателя. Определены значения коэффициентов υ_z и υ_b, υ_a и υ_c при различных g_{H_2O} и коэффициентах избытка воздуха, а также показано увеличение η_e и уменьшение g_e при добавлении оптимального количества воды в воздух благодаря уменьшению работы сжатия и увеличению количества рабочего тела, несмотря на значительное снижение T_z. При добавлении воды свыше оптимальной величины η_e уменьшается, а g_e увеличивается из-за преобладающего влияния на них уменьшения T_z, по сравнению

с уменьшением $q_{СЖ}$ и увеличением количества рабочего тела. Добавление воды в горючую смесь снижает несущественно температуру выпускных газов T_r. При этом относительные потери теплоты с этими газами $q_{ВЫП}$ незначительно уменьшаются из-за увеличения количества рабочего тела, изменения его состава и уменьшения T_r. При g_{H_2O} = = 0,5 T_r = 1200 ÷ 1300 К, а $q_{ВЫП}$ = 31 ÷ 37 % в зависимости от α.

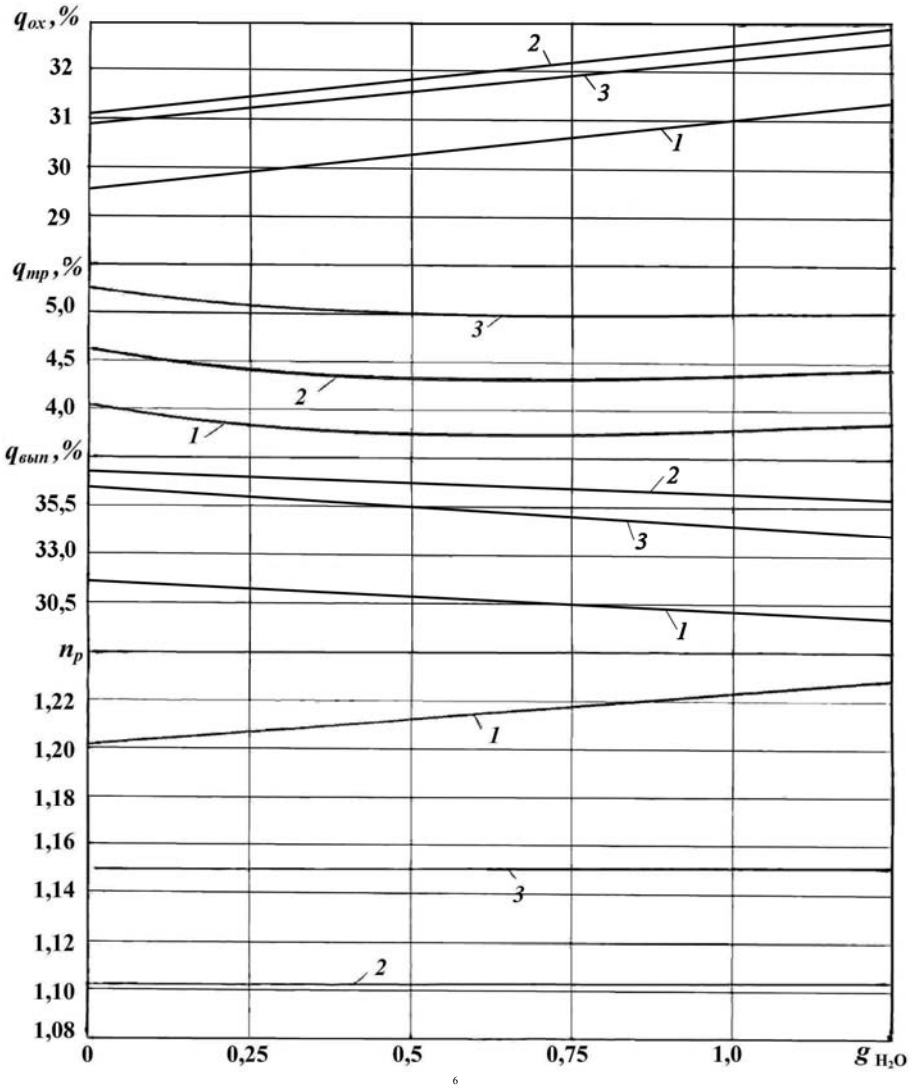


Рис. 4. Изменение $n_р$, $q_{вып}$, $q_{тр}$, $q_{ох}$, в зависимости от g_{H_2O} при различных коэффициентах избытка воздуха α:
1 – α = 0,93; *2* – α = 1,0; *3* – α = 1,08

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Пат. 2472023 С2 МПК F02G5/00. Способ работы (варианты) и устройство комбинированного двигателя с двухфазным рабочим телом на базе поршневого двигателя внутреннего сгорания (варианты) / Х. И. Акчурин, М. А. Миронычев, А. Д. Зорин, Е. Н. Каратаев: Акчурин Х. И. – № 2009111735/06; заявл. 30.03.2009; опубл. 10.01.2013, Бюл. № 1. – 62 с.

2. *Звонов, В. А*. Токсичность двигателей внутреннего сгорания / В. А. Звонов. – М.: Машиностроение, 1973. – 200 с.

УДК 621.436

Е. М. Таусенев, А. Е. Свистула

РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ НАНЕСЕНИЯ ТЕПЛОИЗОЛЯЦИИ «АСТРАТЕК МЕТАЛЛ» НА ТОПЛИВОПРОВОДЫ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Алтайский государственный технический университет

(e-mail: tausenev_e_m@bk.ru)

Показана значительная доля нагрева деталей топливной аппаратуры дизеля и топлива от горячего воздуха моторного отсека**.** Рассмотрена технология нанесения жидкого керамического теплоизоляционного материала «Астратек металл» на детали топливной аппаратуры дизелей с целью уменьшения подогрева топлива и улучшения показателей работы дизеля в эксплуатации. Показаны особенности нанесения теплоизоляции на поверхности новых деталей и детали, находящихся в эксплуатации.

Ключевые слова: дизель, топливная система дизеля, подогрев дизельного топлива, увеличение давления впрыска топлива, тепловая изоляция, саморазогрев топлива.

The considerable share of heating of diesel fuel equipment details and fuel by hot air of a motor compartment is shown. The technology of application of liquid ceramic heat-insulating layer "Astratek metal" on a detail of the fuel equipment of diesel engines is considered. In result reduction of fuel heating from hot air of a motor compartment and improvement of diesel work operation parameters is expected. Features of application a heat insulation on a surface of new details and a detail of the diesels being in operation are shown.

Keywords: diesel engine, diesel engine fuel system, diesel fuel heating, increase in pressure of fuel injection, thermal isolation, fuel self-heating.

Совершенствование топливной аппаратуры (ТА) может привести к значительному улучшению показателей работы дизелей. При совершенствовании ТА прослеживается тенденция резкого увеличения давления впрыскивания, так как оно оказывает существенное влияние на характер протекания рабочего процесса в камере сгорания дизеля и, тем самым, на его экологические, экономические и мощностные показатели. Также основным из направлений совершенствования ТА дизелей является обеспечение лучшего их функционирования в условиях эксплуатации. В связи с этим при повышении давления впрыскивания возникает необходимость реализации мероприятий, сохраняющих ресурс топливного насоса высокого давления (ТНВД) [1, 2].

Кроме указанной и прочих проблем возникает и проблема «саморазогрева топлива», что означает увеличение температуры топлива без целенаправленного применения для этого каких-либо средств или устройств [3]. Саморазогрев возникает в результате выделения тепла в процессе сжатия топлива в ТНВД и подвода тепла к топливу через стенки топливопроводов, фильтров, ТНВД, т. к. существует неизотермичность процесса топливоподачи в дизельных двигателях [4]. Дизельное топливо условиях эксплуатации нагревается от 20...40 °С до 70...100 °С, двигаясь к соплам распылителя. То есть происходит увеличение температуры на 50…60 °С, вследствие чего повышается сжимаемость на 25 % и уменьшает вязкость в 2,5 раза. Таким образом, рост температуры топлива – отрицательный фактор, снижающий давление впрыска топлива и ухудшающий показатели дизеля [5].

При давлении топливоподачи 146 МПа около 40 % составляет доля повышения температуры от сжатия и около 60 % – доля подогрева от стенок. То есть наиболее значимым фактором является подогрев от стенок [5]. Для давления 200 МПа доля повышения температуры от сжатия составит около 50 %. Видно, что подогрев от стенок является актуальной проблемой для ТА любого типа и уровня давлений впрыска.

С целью минимизации подогрева топлива со стороны горячего воздуха моторного отсека, а также большей эффективности подогревателей топлива (бандажные подогреватели фильтров, подогреваемые топливозаборники, проточные подогреватели) авторы предлагают выполнять теплоизоляцию топливной системы дизелей по следующей схеме (рис. 1, 2) [6].

Данное мероприятие планируется к реализации в рамках реализации научного проекта, разработанного одним из авторов представленной публикации [7].

Авторы данной работы предлагают для снижения температуры топлива использовать «Астратек металл» (далее материал) – жидкий керамический теплоизоляционный материал, созданный российскими учеными на базе технологий NASA. Покрытие толщиной 1 мм по теп-

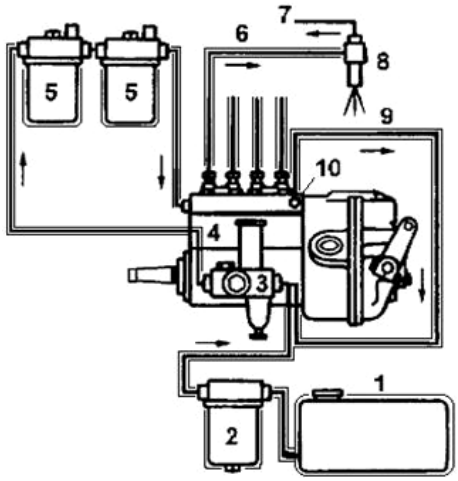


Рис. 1. Схема теплоизоляции топливной системы дизеля А-41СИ в составе трактора Агромаш-90ТГ:
1 – топливный бак; *2* – фильтр грубой очистки; *3* – топливоподкачивающий насос; *4* – топливный насос высокого давления; *5* – фильтр тонкой очистки; *6* – линия высокого давления; *7* – дренажный топливопровод; *8* – форсунка; *9* – топливопровод перепуска топлива; *10* – перепускной клапан; — жидкая теплоизоляция

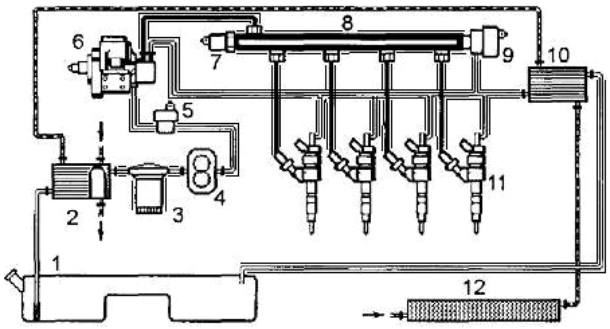


Рис. 2. Схема теплоизоляции топливной системы CR автомобиля Mercedes-Benz C220 CDI:
1 – топливный бак; *2* – подогреватель топлива с термостатом; *3* – фильтр тонкой очистки; *4* – ТПН; *5* – отсечной электроклапан; *6* – ТНВД; *7* – датчик давления; *8* – аккумулятор; *9* – электроклапан регулирования давления; *10* – охладитель топлива; *11* – электрогидравлические форсунки; *12* – низкотемпературный воздушный радиатор; ═══ – ЛНД; ▬▬ – ЛВД; ▪▪▪▪▪▪ – масло моторное; — жидкая теплоизоляция

теплозащитным характеристикам соответствует 5-сантиметровому слою минеральной ваты, либо полутора кирпичам. Срок службы – от 15 лет и больше.

Коэффициент теплопроводности покрытия (результирующий) при 20 °С равен 0,0012 … 0,0015 Вт/(м·°С) и является минимальным среди известных теплоизоляционных материалов. Материал полностью сертифицирован в России и соответствует заявленным характеристикам [6].

«Астратек металл» является пленкообразующим покрытием, предназначенным для тепловой изоляции строительных металлических конструкций, трубопроводов, промышленного оборудования с температурой эксплуатации от –60 до +200 °С. Материал обладает повышенными адгезионными и антикоррозионными характеристиками, устойчив к УФ-излучению и действию химикатов, в том числе нефтепродуктов. Изоляционные работы можно проводить на поверхностях с температурой от +5 до + 120 °С.

Изолируемую поверхность нужно очистить от грязи, ржавчины, пыли, старой краски, удалить осыпающиеся элементы и т. д. Особенно обратить внимание, чтобы на металле не было «рыхлой» ржавчины, которая после нанесения отслоится от металла вместе с покрытием. После механической обработки с поверхностей следует тщательно удалить пыль при помощи волосяной щетки или обдува сжатым воздухом. Зачищенная от ржавчины поверхность обрабатывается преобразователем ржавчины. Новые металлические поверхности потребуют удаления консерванта.

Материал «Астратек металл» в состоянии поставки готов к применению, но непосредственно перед нанесением на предварительно подготовленную поверхность его необходимо перемешать, по необходимости добавив немного воды. «Астратек металл» может наноситься кистью или аппаратами воздушного и безвоздушного распыления.

Работать во влажную погоду под открытым небом нельзя, т. к. материал разжижается водой, и он не высохнет. Для лучшего сцепления материала с обрабатываемой поверхностью рекомендуется на подготовленную поверхность нанести грунтовочный слой жидким (как молоко) составом материала, разведенным на 40–50 % водой. Срок полного высыхания одного слоя покрытия толщиной 0,4…0,5 мм – не менее 24 часов при температуре окружающего воздуха свыше +7 °С и влажности не выше 80 % на протяжении всего времени сушки. Слой толщиной 0,4…0,5 мм получается после трех «проходов» распылителем или кистью. Нанесение материала более толстым слоем недопустимо, так как это приводит к образованию на его поверхности влагонепроницаемой пленки, которая в свою очередь препятствует полному испарению находящейся в нем влаги, что приведет к ухудшению теплофизических свойств и деформации покрытия. Толщину слоя 0,5 мм можно определять толщиномером типа «малярная гребенка», по расходу материала – 0,55 л на 1 м^2, или по толщине «оптической плотности» материала (через материал не должна просвечивать подоснова). На расход материала влияет тип поверхности и способ нанесения. Суммар-

ная толщина покрытия и количество слоев определяется теплотехническим расчетом.

Следуя вышеуказанным рекомендациям производителя материала, было выполнено пробное нанесение теплоизоляции на внешние поверхности топливопроводов высокого давления дизельного двигателя. Использовались 2 образца топливопроводов (1-й – бывший в употреблении и 2-й – новый). Второй вариант рассматривается авторами с целью дальнейшей модернизации дизелей, находящихся в эксплуатации. Для этого были выполнены следующие операции:

1. Зачистка от отслоившейся краски, удаление ржавчины механическим путем. Обработка преобразователем ржавчины. Обдувка сжатым воздухом и обезжиривание поверхности растворителем 646.

2. Ручное перемешивание материала. Нанесение грунтовочного слоя теплоизоляции кисточкой в помещении при +23 ºС. Сушка грунтовочного слоя в помещении в течение 24 часов.

3. Нанесение 1-го слоя теплоизоляции толщиной 0,5 мм кисточкой. Сушка 1-го слоя в течение 24 часов в помещении при + 23 ºС.

4. Нанесение 2-го слоя теплоизоляции толщиной 0,5 мм кисточкой. Сушка 2-го слоя в течение 24 часов в помещении при + 23 ºС.

В итоге, был получен минимальный рекомендованный суммарный слой теплоизоляции толщиной 0,001 м. Полученный теплоизоляционный слой (рис. 3) имеет белый цвет, эстетичный внешний вид, при проверке на ощупь эластичное полимерное покрытие достаточно прочно держится на поверхности металла.

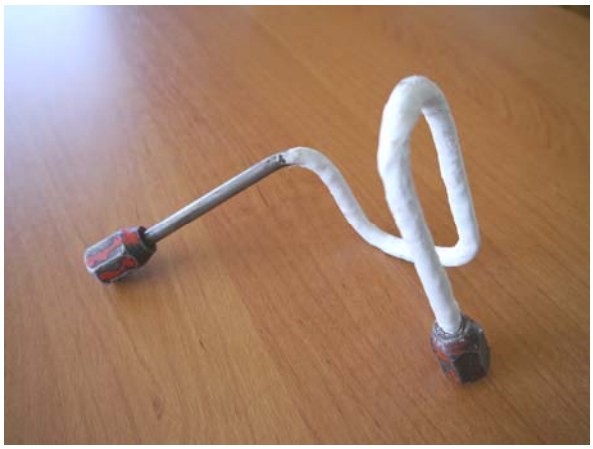


Рис. 3. Топливопровод, покрытый теплоизоляцией «Астратек металл»

На готовое покрытие можно наносить акриловую краску пастельного (не насыщенного) цвета, чтобы не изменять теплофизических свойств покрытия. При постоянном контакте с агрессивной средой рекомендуется наносить сверху полиуретановое покрытие «Уреплен» [6].

Описанная технология обеспечивает качественное нанесение жидкой теплоизоляции на внешние поверхности топливопроводов высокого давления дизельного двигателя. С большой долей вероятности можно говорить о том, что эта технология обеспечит качество нанесения теплоизоляции на остальные поверхности ТА дизелей согласно рис. 1 и 2. Недостатком материала является длительный процесс сушки. Проверка эффективности теплоизоляции и необходимая суммарная толщина слоя будет уточняться в ходе дальнейших исследований.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Свистула, А. Е.* Совершенствование дизельного топливного насоса высокого давления. Снижение нагруженности кулачкового механизма применением дезаксиала / А. Е. Свистула, Е. М. Таусенев // LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co. KG, Germany, 2012. 129 с. ISBN-13: 978-3-8465-1907-3.

2. *Таусенев, Е. М.* Надежность, основные неисправности и причины отказов насосов высокого давления аккумуляторных топливных систем дизелей / Е. М. Таусенев, А. Е. Свистула // technomag.edu.ru: сайт электронного научного журнала «Наука и образование», Москва. МГТУ, № 9, 2012. URL. http://technomag.edu.ru/doc/453572.html (дата обращения: 27.01.2013).

3. *Таусенев, Е. М.* Проблема саморазогрева топлива в дизелях / Е. М. Таусенев // Материалы всероссийской научно-практической конференции «Повышение эффективности механизации сельскохозяйственного производства». Сборник научных трудов. Чебоксары: ФГБОУ ВПО ЧГСХА, 2011. – С. 199–203.

4. *Таусенев, Е. М.* Неизотермичность процесса топливоподачи в дизельных двигателях / Е. М. Таусенев // Материалы Международного научно-практической семинара им. В. В. Михайлова «Проблемы экономичности и эксплуатации автотракторной техники». Вып. 25. – Саратов: Изд-во «КУБИК», 2012. – С. 253–258.

5. *Таусенев, Е. М.* Применение теплоизоляторов при ремонте, техническом обслуживании и модернизации топливной аппаратуры дизелей. Постановка цели, выбор объекта и методов исследования / Е. М. Таусенев, А. Е. Свистула // technomag.edu.ru: сайт электронного научного журнала «Наука и образование», Москва. – МГТУ. – № 8. – 2012. – URL. http://technomag.edu.ru/doc/452551.html (дата обращения: 27.01.2013).

6. Теплоизоляционные полимерные покрытия «Астратек»: рекомендации по применению. – Волгоград, 2012. – 33 с.

7. *Таусенев, Е. М.* Проект «Модернизация дизеля» / Е. М. Таусенев // kulibin.org: официальный проект «Национальной ассоциации инноваций и развития информационных технологий». 2012. URL. http://kulibin.org/projects/show/2197 (дата обращения: 15.01.2013).

ЭЛЕКТРОЭНЕРГЕТИКА

УДК 621.313.3

С. И. Николаева

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ В ОБМОТКАХ УПРАВЛЯЕМЫХ РЕАКТОРОВ

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: fevt@vstu.ru)

Получена модель управляемого реактора трансформаторного типа, применимая для расчетов переходных процессов в энергосистеме с целью оценки динамической устойчивости и качества регулирования реакторов. Определен круг задач для применения этой модели.

Ключевые слова: управляемый реактор, установка продольной компенсации, электромеханические переходные процессы.

Received the reactor of transformer type managed model applicable for calculation of transients in power system dynamic stability assessment and quality management of the reactors. Defined terms of reference for the application of this model.

Keywords: controlled reactor, installation of longitudinal compensation, electromechanical transient processes.

Пропускная способность длинных линий электропередач определяется их волновыми параметрами и с ростом длины линии существенно снижается. Это требует применения на дальних передачах шунтирующих реакторов определенной мощности, которые могут устанавливаться по концам передачи и в промежуточных точках линии. Наличие реакторов расширяет возможность дальних передач, позволяя осуществлять передачу мощности на большие расстояния [1]. Однако применение реакторов приводит к снижению передаваемой активной мощности по сравнению с естественным пределом линии и поэтому не может рассматриваться как эффективное средство увеличения пропускной способности. Поэтому шунтирующие реакторы дополняются установками продольной компенсации (УПК). Исследования установившихся режимов и статической устойчивости электропередач с управляемыми реакторами и УПК показали, что применение управляемых реакторов позволяет [2]:

1) увеличить предел передаваемой мощности передачи при заданной мощности УПК;

2) обеспечить заданные, близкие к номинальным, уровни напряжений в средней точке передачи;

3) улучшить условия статической устойчивости системы.

Эффективность применения управляемых реакторов для улучшения характеристик установившихся режимов электропередачи и статической устойчивости позволяет сделать вывод о возможности их влияния на поведение системы и при больших возмущениях. Степень их влияния зависит от диапазона и скорости регулирования реакторов. При соответствующем выборе закона регулирования управляемых реакторов они дают значительный эффект, увеличивая предел передаваемой мощности по динамической устойчивости, интенсивному демпфированию электромеханических переходных процессов. Задача, связанная с разработкой закона регулирования управляемых реакторов, реализующая их качества для улучшения поведения системы при больших возмущениях, начинается с составления математической модели элементов исследуемой системы и, в том числе, самих реакторов. Следует исходить из наиболее детального их описания и далее последовательно переходить к более простым моделям, определяя область их применения.

Управляемый реактор представляет собой электромагнитный аппарат, индуктивное сопротивление которого плавно регулируется путем подмагничивания ферромагнитного сердечника постоянным током. Одни типы управляемых реакторов имеют магнитопроводы транс-

форматорного типа, отличительной особенностью которых является наличие явно выраженных путей для магнитных потоков, другие отличаются тем, что используют вращающееся магнитное поле и, следовательно, их магнитопровод похож на магнитную систему машины переменного тока. В данной статье рассматриваются управляемые реакторы трансформаторного типа ввиду их возможности непосредственного подключения к линиям передачи высокого напряжения.

Управляемый реактор трансформаторного типа имеет две обмотки: силовую обмотку и обмотку управления.

Переходный процесс в обмотке управления описывается дифференциальным уравнением первого порядка

$$i_{\text{у}} = \frac{u_{\text{у}}}{1 + pT_{\text{у}}}, \qquad (1)$$

где $i_{\text{у}}$ – ток в обмотке управления (управляющий ток); $u_{\text{у}}$ – напряжение на зажимах обмотки управления; $T_{\text{у}}$ – эквивалентная постоянная времени обмотки управления.

Таким же образом можно записать уравнение переходного процесса в силовой обмотке:

$$u = i(Lp + R), \qquad (2)$$

где u – напряжение на зажимах силовой обмотки реактора; i – рабочий ток реактора; L, R – индуктивность и активное сопротивление силовой обмотки реактора.

Следует отметить, что индуктивность L меняется в зависимости от тока управления согласно статической зависимости:

$$L = \Phi(i_{\text{у}}). \qquad (3)$$

Экспериментальные исследования показывают, что инерционность подмагничиваемых реакторов в основном определяется отставанием во времени управляющего тока от напряжения на обмотке управления. Отставанием среднего за полупериод значения тока в рабочей обмотке от среднего значения управляющего тока в этот же полупериод можно пренебречь, считая справедливой и в динамике характеристику (3), полученную для статического режима работы реактора. При этом следует учитывать ограничения на величины L и $i_{\text{у}}$: управляющий ток $i_{\text{у}}$ меняется между нулевым и заданным максимальным значением, а индуктивность L ограничена минимальной величиной, соответствующей максимальной мощности управляемого реактора.

В соответствии с принятым для исследования описания уравнений переходных процессов [3], выразим токи и напряжения в реакторе через продольные и поперечные оси d, q (рис. 1).

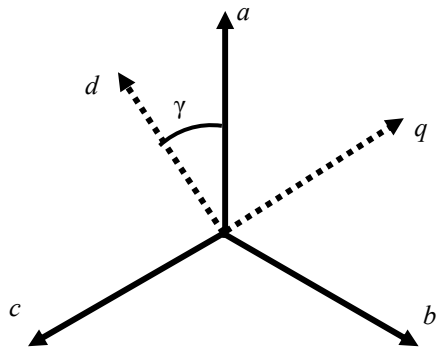


Рис. 1. Продольные и поперечные оси

$$\begin{aligned} u &= u_d \cos\gamma + u_q \sin\gamma, \\ i &= i_d \cos\gamma + i_q \sin\gamma, \end{aligned} \qquad (4)$$

где $\gamma = \omega_0 t + \delta$.

Для ветви, содержащей реактор с активным и индуктивным сопротивлением $R_{\text{р}}, x_{\text{р}}$ (рис. 2), запишем:

$$\omega_0(u_1 - u_2) = \omega_0 i_{\text{р}} R_{\text{р}} + x_{\text{р}} pi.$$

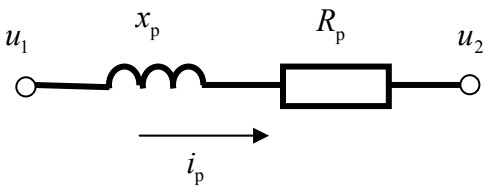


Рис. 2. Схема замещения ветви с реактором

Учитывая соотношения (4), после несложных преобразований, получим уравнения реактора в силовой обмотке:

$$pi_{d\text{р}} = \omega_0 \frac{u_{d\text{р}}}{x_{\text{р}}} - \omega_0 \frac{R_{\text{р}}}{x_{\text{р}}} i_{d\text{р}} - \omega i_{q\text{р}}; \qquad (5)$$

$$pi_{q\text{р}} = \omega_0 \frac{u_{q\text{р}}}{x_{\text{р}}} - \omega_0 \frac{R_{\text{р}}}{x_{\text{р}}} i_{q\text{р}} + \omega i_{d\text{р}}, \qquad (6)$$

где $i_{d\text{р}}, i_{q\text{р}}$ – ток силовой обмотки реактора в продольной и поперечной осях; $u_{d\text{р}}, u_{q\text{р}}$ – напряжение на силовой обмотке реактора в продольной и поперечной осях; $R_{\text{р}}, x_{\text{р}}$ – активное и реактивное сопротивления силовой обмотки реактора.

В обмотке управления уравнение соответствует выражению (1):

$$i_{\text{у}} = \frac{u_{\text{у}}}{1 + pT_{\text{у}}}. \qquad (7)$$

Напряжение на зажимах обмотки управления $u_{\text{у}}$ определяется зависимостью:

$$u_{\text{у}} = f(t, \pi_i), \qquad (8)$$

то есть, зависит от типа регулятора реактора и выбранных сигналов регулирования π_i.

При расчетах переходных процессов в случаях применения упрощенных моделей пренебрегают переходными процессами в обмотках статора генератора [4], электропередаче и, в том числе, в силовой обмотке управляемого реактора. Тогда уравнения (5) и (6) сводятся к алгебраическим и имеют вид:

$$u_{d\text{р}} = R_{\text{р}} i_{d\text{р}} + x_{\text{р}} i_{q\text{р}}; \qquad (9)$$

$$u_{q\text{р}} = R_{\text{р}} i_{d\text{р}} - x_{\text{р}} i_{q\text{р}}. \qquad (10)$$

Окончательно можно сделать вывод, что в большинстве случаев при анализе динамической устойчивости энергосистемы при ее управлении с помощью УПК и управляющих реакторов сами реакторы можно описывать уравнениями (9) и (10) и уравнениями обмотки управления (7) и (8).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Александров, Г. Н.* Управляемые реакторы: учеб. пособие / Г. Н. Александров, В. П. Лунин. – Санкт-Петербург.: Третье издание Центра подготовки кадров энергетики, 2005. – 200 с.

2. *Долгополов, А. Г.* Управляемые шунтирующие реакторы для электрических сетей / А. Г. Долгополов, Д. В. Кондратенко, С. В. Уколов, В. Н. Постолатий // Электронный журнал «Проблемы региональной энергетики». – Кишинев.: АН республики Молдова. Институт энергетики. – 2011. – № 3. – С. 1–24.

3. *Веников В. А.* Переходные электромеханические процессы в электрических системах / В. А. Веников. – М.: Высш. шк., 1985. – 536 с.

4. *Николаева, С. И.* Математическое описание переходных процессов в синхронных генераторах / С. И. Николаева // Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. ст. № 7(55) / ВолгГТУ. – Волгоград, 2009. – (Серия «Процессы преобразования энергии и энергетические установки» ; вып. 2). – С. 58–61.

УДК 621.316.11

А. Б. Мадаров

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ НЕСИНУСОИДАЛЬНОСТИ НАПРЯЖЕНИЯ В ЭЛЕКТРОУСТАНОВКАХ НА КАЧЕСТВО ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ

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

Приведено исследование влияния несинусоидальности напряжения в электроустановках на качество электроэнергии. Показана методика проведения измерений гармонического состава напряжения. Приведен спектральный анализ напряжения сети. Приведены рекомендации по результатам анализа качества электроэнергии.

Ключевые слова: электрооборудование, гармонический состав напряжения, несинусоидальность напряжения, качество электроэнергии.

The article analyzes the impact of non-sinusoidal voltages in electrical equipment for power quality. The technique of measuring of the harmonic content of the voltage is shown. The spectral analysis of the supply voltage is shown. Recommendations from the power quality analysis are shown.

Keywords: electrical equipment, harmonic composition of tension, a non-sinusoidal voltage, power quality.

В последнее время значительные изменения претерпевает структурный состав потребителей электроэнергии на напряжении 0,4 кВ. Это обусловлено использованием нового, более совершенного электрооборудования. Как правило, несинусоидальность напряжения влияет на все виды электроприемников. Вызвано это не только тепловым дополнительным нагревом ЭП от высших гармоник, но и тем что, высшие гармоники образуют составляющие прямой (1, 4, 7-я и т. д.) и обратной последовательности (2, 5, 8-я и т. д.) и нулевой последовательности (кратные трем). Эти последовательности различаются порядком чередования фаз напряжения (тока), чем и вызвано различие в их влиянии на работу ЭП. В данной статье представлены результаты исследования влияния несинусоидальности напряжения на качество электроэнергии в сетях электроснабжения 0,4 кВ.

Требования НД к гармоническому составу напряжения в сетях общего назначения. Для сети 0,38 кВ согласно ГОСТ 13109–97, п. 5.4 установлены следующие нормы несинусоидальности напряжения:

• коэффициент искажения синусоидальности кривой напряжения: нормально допустимое значение 8,0 %, предельно допустимое значение 12 %;

• коэффициент n-й гармонической составляющей напряжения для предельно допустимых значений в зависимости от номера гармоники принимает значения от 1,5 до 6 % (n – номер гармонической составляющей напряжения).

Предельно допустимое значение коэффициента n-й гармонической составляющей напряжения вычисляют по формуле

$$KU_{(n)}=1{,}5\,KU_{(n)\text{норм}}, \qquad (1)$$

где $KU_{(n)\text{норм}}$ – нормально допустимое значение коэффициента n-й гармонической составляющей напряжения, определяемое по таблице.

Методика проведения измерений гармонического состава напряжения.

Несинусоидальность напряжения. Измерение коэффициента n-й гармонической составляющей напряжения $K_{(n)i}$ осуществляется для междуфазных (фазных) напряжений. При этом, для каждого i-го наблюдения в течение 24 ч, определяется действующее значение напряжения n-й гармоники $U_{(n)i}$ в вольтах (киловольтах). Далее вычисляется значение коэффициента n-ой гармонической составляющей напряжения $KU_{(n)i}$ в процентах как результат i-го наблюдения по формуле [3]:

$$KU_{(n)i}=\frac{U_{(n)i}}{U_{1(i)}}100\,, \qquad (2)$$

где $U_{(1)i}$ – действующее значение напряжения основной частоты на i-м наблюдении в вольтах (киловольтах). Также допускается вычислять данный показатель КЭ по формуле

$$KU_{(n)i}=\frac{U_{(n)t}}{U_{\text{ном}}}100. \qquad (3)$$

При этом, относительная погрешность вычисления $K_{U(n)i}$ с использованием формулы (3) вместо формулы (2) численно равна значению отклонения напряжения $U_{(1)i}$ от $U_{ном}$.

Вычисление значения коэффициента n-й гармонической составляющей напряжения $KU_{(n)}$ проводится в процентах как результат усреднения N наблюдений $KU_{(n)i}$ в интервале времени Tvs, равном 3 с, по формуле [3]

$$KU_{(n)}=\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{N}\left(KU_{(n)i}\right)^2}{N}}\,. \qquad (4)$$

Число наблюдений N должно быть не менее 9. При этом качество электрической энергии по коэффициенту n-й гармонической составляющей напряжения считается соответствующим требованиям стандарта, если суммарная продолжительность времени выхода за нормально допустимые значения составляет не более 5 % от установленного периода времени, т. е. 1 ч 12 мин, а за предельно допустимые значения – 0 % от этого периода времени.

Методика анализа несинусоидальных режимов. Искажения синусоидальности кривых напряжений и токов вызываются работой ЭП с нелинейной вольтамперной характеристикой и регулируемых преобразователей переменного тока в постоянный. Кривые тока и напряжения в этих случаях приобретают вид, отличный от синусоиды (кривая U на рис. 1). Пользуясь методом гармонических составляющих, можно исходную несинусоидальную кривую разложить на сумму синусоидальных с определенными значениями амплитуд гармоник и их начальных углов [1]. На рис. 1 приведена кривая напряжения, содержащая первую U_1 и пятую U_5 гармоники. Вид кривой U зависит не только от амплитуды гармоники, но и от ее фазового угла

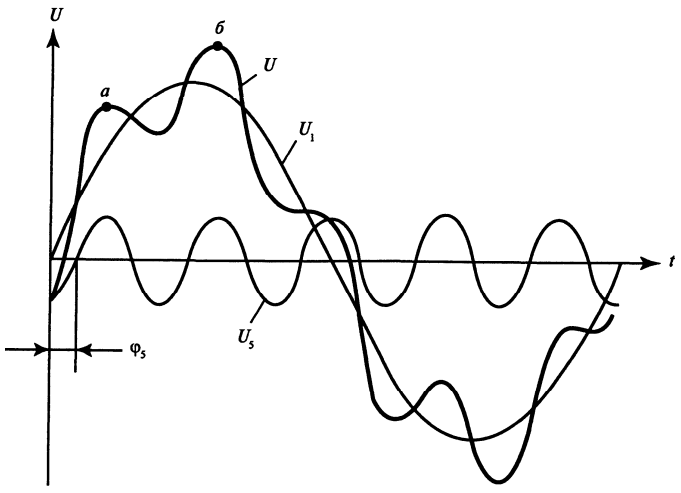


Рис. 1. Разложение несинусоидальной кривой на синусоидальные составляющие

относительно U_1 (угол φ_5). При увеличении φ_5 точка *а* будет сдвигаться вправо и вверх, а точка *б* – вправо и вниз. Максимальное значение мгновенного напряжения снизится [2]. Для некоторых типов электронного оборудования максимальное значение мгновенного напряжения оказывает существенное влияние на нормальную работу, поэтому контроль только амплитуд гармоник может оказаться недостаточным. Воздействие на режимы работы ЭП напряжения U такое же, как и суммарное воздействие напряжений U_1 и U_5, поэтому гармонический анализ является удобным методом анализа несинусоидальных режимов.

Спектральный анализ напряжения сети. В 2012 году было проведено инструментальное определение показателей качества электроэнергии (ПКЭ) в сети ФГБОУ ВПО ВолгГТУ. Университет имеет сложное и дорогостоящее лабораторное оборудование, а также компьютерную технику. Источником энергоснабжения является ОАО «Волгоградэнергосбыт». Необходимость определения показателей качества электроэнергии вызвана проведением обязательного энергетического обследования. Измерения проводились анализатором показателей качества электроэнергии METREL Power Q4 MI 2592.

Измеритель показателей качества электроэнергии был подключен по схеме, приведенной на рис. 2.

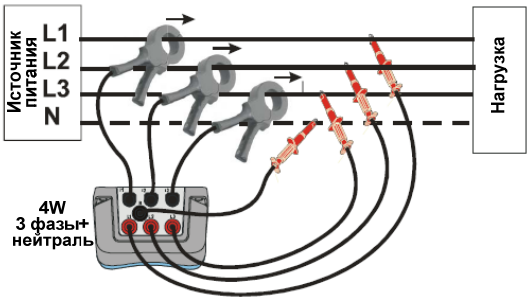


Рис. 2. Схема подключения METREL Power Q4 MI 2592 к трехфазной четырехпроводной сети 380В

Оценка качества электроэнергии. Нормально допустимые значения коэффициента *n*-й гармонической составляющей напряжения в точках общего присоединения к электрическим сетям с разным номинальным напряжением $U_{ном}$ приведены в табл. 1.

Таблица 1

Нормально допустимые значения коэффициента *n*-й гармонической составляющей напряжения, %

Номер гармоники	Нечетные гармоники, не кратные 3, при $U_{ном}$ = 0,38 кВ	Номер гармоники	Нечетные гармоники, кратные 3, при $U_{ном}$ = 0,38 кВ
5	6	3	5
7	5	9	1,5
11	3,5	15	0,3
13	3	–	–

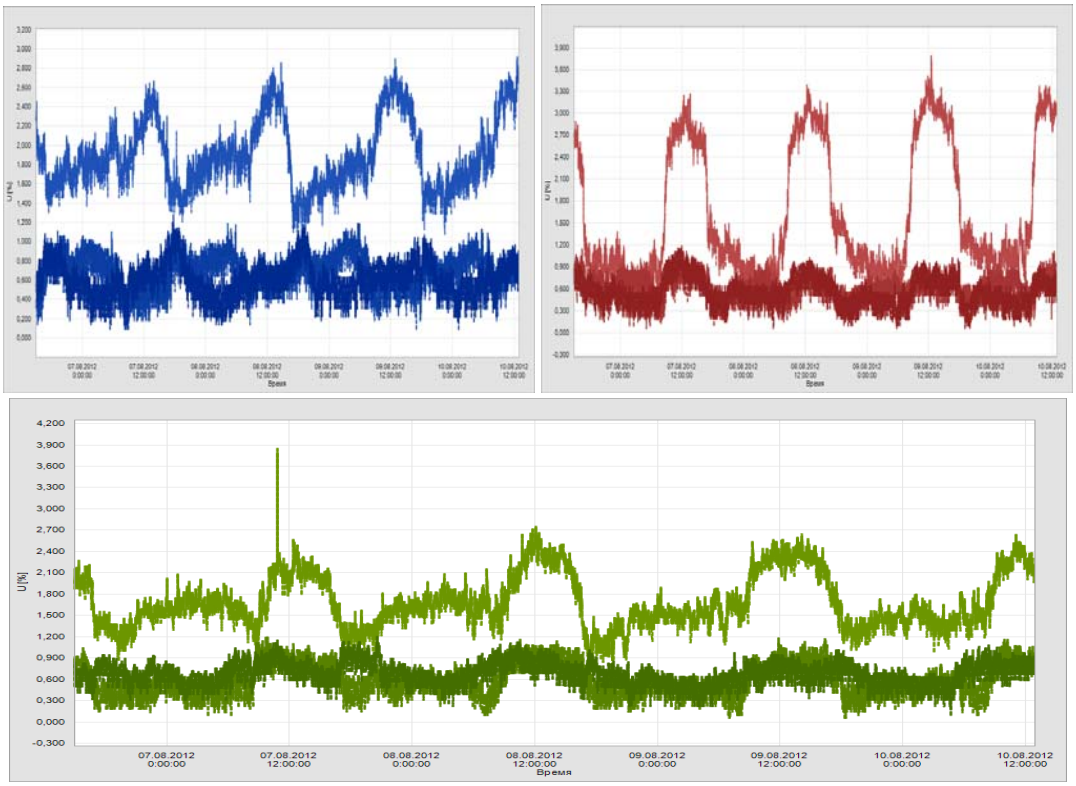


Рис. 3. График несинусоидальности напряжения в период 06.08–10.08.2012 г. Здание главного учебного корпуса, секция шин ВРУ-0,4кВ от Т-1 ТП-178 (для гармоник №3,5,7). Фаза А. Фаза В. Фаза С.

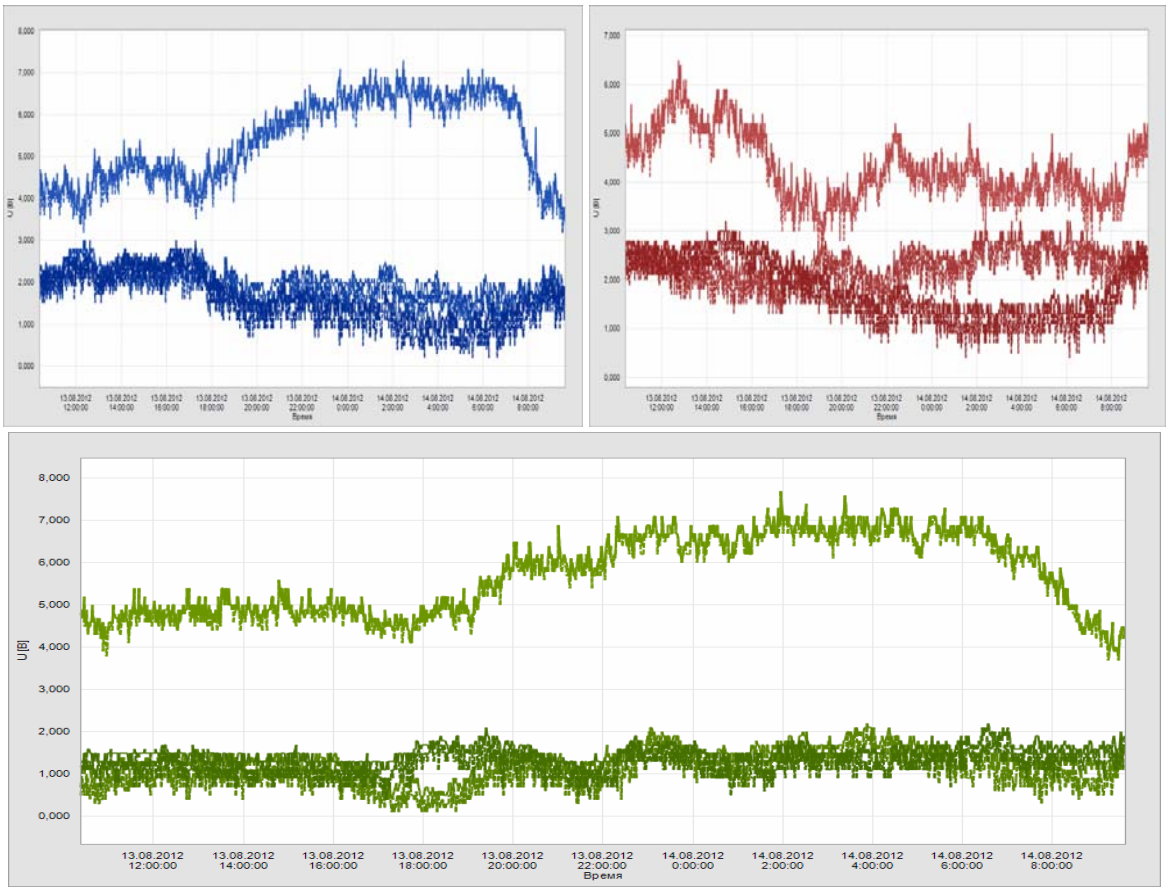


Рис. 4. График несинусоидальности напряжения в период 13.08–14.08.2012 г. Здание главного учебного корпуса, секция шин ВРУ-0,4кВ от Т-1 ТП-190 (для гармоник №3,5,7). Фаза А. Фаза В. Фаза С.

За время проведения измерений в здании главного учебного корпуса (секция шин ВРУ-0,4кВ от Т-1 ТП-190 и секция шин ВРУ-0,4кВ от Т-1 ТП-178) в период с 06.08.2012 г. по 14.08.2012 г. были выявлены периодические превышения нормально допустимых значений несинусоидальности напряжения по всем трем фазам для гармоники № в точке замера – секция шин ВРУ-0,4кВ от Т-1 ТП-190 в период с 13.08–14.08.2012 г.

Из полученных диаграмм следует, что при значительной доле нелинейных потребителей нагрузка может носить емкостной характер. Очевидно, что синусоидальная кривая питающего напряжения искажена. Электроустановки и сети потребителя испытывают негативные воздействия высших гармоник.

Выводы. Специфика электрических сетей вузов – это большое количество подключенного цифрового информационного и лабораторного оборудования. Состав такого оборудования и точки его подключения постоянно меняются, поэтому содержание гармоник в сети также постоянно меняется. Решением в таких случаях является установка активного фильтра или активного согласующего устройства.

Активный фильтр является шунтирующим устройством. Трансформатор тока измеряет содержание гармоник в токе нагрузки и управляет генератором тока, создающим точную копию, которая в следующем цикле подается в сеть источника.

На практике амплитуда гармонического тока уменьшается на 90 %. Соответственно уменьшается импеданс источника на частоте гармоники и уменьшается искажение напряжения [3].

Из анализа проведенных измерений следует, что несинусоидальность напряжения неблагоприятно влияет на электрооборудование, автоматику и релейную защиту, системы учета электроэнергии. Данное влияние проявляется в виде дополнительных потерь активной и реактивной мощностей, затруднения компенсации реактивной мощности с помощью батарей компенсаторов, сокращения срока службы, срока изоляции электрооборудования, создание электромагнитных помех системам автоматики, защиты, связи. Уровень дополнительных активных потерь от высших гармоник в сетях электрических систем составляет 2–4 % потерь при

синусоидальном напряжении. В сетях предприятий эти потери могут достигать 10–15 %.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Нейман, Л. Р.* Теоретические основы электротехники : учеб. для вузов / Л. Р. Нейман, К. С. Демирчян. – М.: Энергия, 1981. – Т. 1. – 533 с., Т. 2. – 415 с.

2. *Иванов, В. С.* Режимы потребления и качество электроэнергии систем электроснабжения промышленных предприятий : монография / В. С. Иванов, В. И. Соколов. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 336 с.

3. *Карташев, И. И.* Управление качеством электроэнергии : учеб. для вузов / И. И. Карташев, В. Н. Тульский. – Издательский дом МЭИ, 2006. – 320 с.

УДК 621.31

С. А. Петров, И. А. Фомин, Л. В. Хоперскова

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ЭНЕРГОПОТРЕБЛЕНИЯ И НАДЕЖНОСТИ ПРОМЫШЛЕННЫХ РЕЛЕЙНЫХ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯМИ

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: plc_life@mail.ru)

Рассмотрен анализ надежности и энергопотребления релейно-контакторной и микропроцессорной систем управления. Показано применение дерева отказов для расчета вероятности завершающего отказа. Сделаны обоснованные выводы о преимуществах микропроцессорной системы управления.

Ключевые слова: электропривод, микропроцессорные реле, энергоэффективность, расчет надежности, дерево отказов.

The reliability and power consumption analysis of relay-contactor and microprocessor control system is considered. Fault tree application for completion fault probability calculation is shown. Valid conclusions about microprocessor system advantages are drawn.

Keywords: electrical drive, microprocessor relay, power-efficiency, reliability calculation, fault tree.

Современные гибкие и эффективные системы управления промышленными механизмами все чаще ориентируются на использование программируемых логических контроллеров, поскольку релейно-контакторные схемы имеют существенно ограниченный срок службы, высокий уровень энергопотребления и громоздкость. Во многом по этой причине модернизация существующих систем управления электродвигателями проводится формальной заменой «жесткой» релейной техники микропроцессорными (МП) реле. Однако, известно, что при реализации системы электропривода независимо от способа ее исполнения должны быть соблюдены следующие требования, определяемые в конечном итоге ее назначением: надежность, энергетическая эффективность, точность, быстродействие [1].

Для обоснованного выбора типа системы управления в работе был проведен сравнительный анализ по надежности и энергопотреблению релейно-контакторной и МП схем нерегулируемого реверсивного электропривода асинхронных двигателей (АД) с короткозамкнутым ротором. Такие схемы могут быть использованы, например, для управления центробежными и поршневыми насосами, вентиляторами, прессами, прокатными станами.

МП схема была реализована в лабораторном стенде (рис. 1), в состав которого входят: 1 – трехфазный асинхронный двигатель; 2 – МП

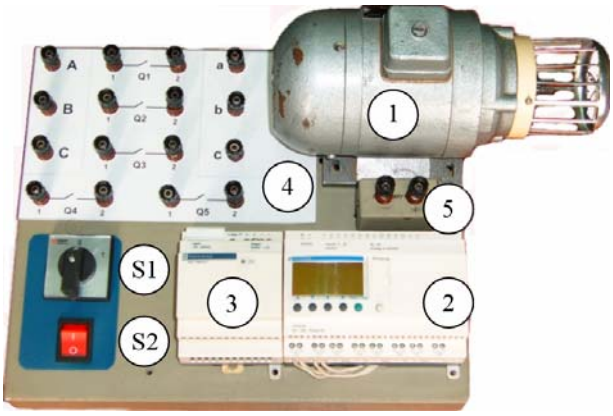


Рис. 1. Внешний вид стенда управления АД на базе реле Зелио

реле Зелио *SR*2 *B*201*BD* (Шнайдер Электрик); 3 – блок питания реле; 4 – монтажная панель; 5 – диодный мост; *S*1 и *S*2 – выключатели. Стенд позволяет осуществлять пуск, реверс и динамическое торможение трехфазного АД. Для подачи напряжения на фазы двигателя используется внешний источник трехфазного напряжения (рис. 2).

Для его подключения служат клеммы *A*, *B*, *C* на монтажной панели, а для подключения трехфазной обмотки статора АД – клеммы *a*, *b*, *c*. Выключатель *S*1 используется для подачи питающего напряжения на стенд, а *S*2 – для подачи на блок питания реле Зелио. Монтажная панель стенда предназначена для реализации сис-

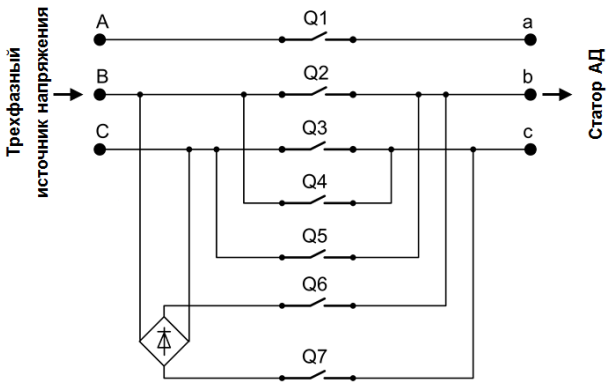


Рис. 2. Схема подключения АД к источнику электропитания

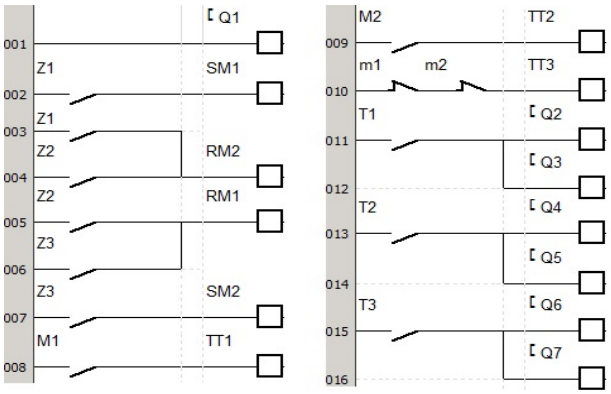


Рис. 3. Программа МП управления АД на языке *LD*

темы автоматического управления АД. Контакты релейных выходов Зелио *Q*1 – *Q*5 выведены на монтажную панель, а клеммы имеют соответствующую нумерацию и обозначения. Диодный мост используется для преобразования переменного напряжения в постоянное в режиме динамического торможения АД.

Реле Зелио имеет возможность программирования на двух языках стандарта МЭК 61131-3 (*LD* и *FBD*). Несмотря на бо́льшую гибкость языка *FBD* в целях сравнения была реализована логика управления на *LD* (рис. 3), так как программа только на этом языке полностью соответствует аппаратной структуре релейно-контакторного управления АД.

В программе контакты *Z*1-*Z*3 представляют управляющие клавиши реле, первая из которых управляет включением вращения в одну сторону (замкнуты релейные выходы *Q*1-*Q*3), вторая – в другую (замкнуты *Q*1, *Q*4,*Q*5), третья – динамическим торможением (замкнуты *Q*1, *Q*6, *Q*7). Вспомогательные реле *M*1 и *M*2 по отдельности и их комбинации выполняют функцию указателей активности одного из указанных режимов. Элементы *T*1 – *T*3 – контакты управляемые таймерами задержки срабатывания (реле времени) с одинаковой уставкой. Поскольку для эквивалентной замены описанной МП схемы электропривода достаточно каждый логический элемент ее программы с его связями и уставками заменить аппаратными релейно-контактными устройствами, то для расчета вероятности благоприятного или неблагоприятного результата работы всей схемы было составлено дерево отказов (рис. 4).

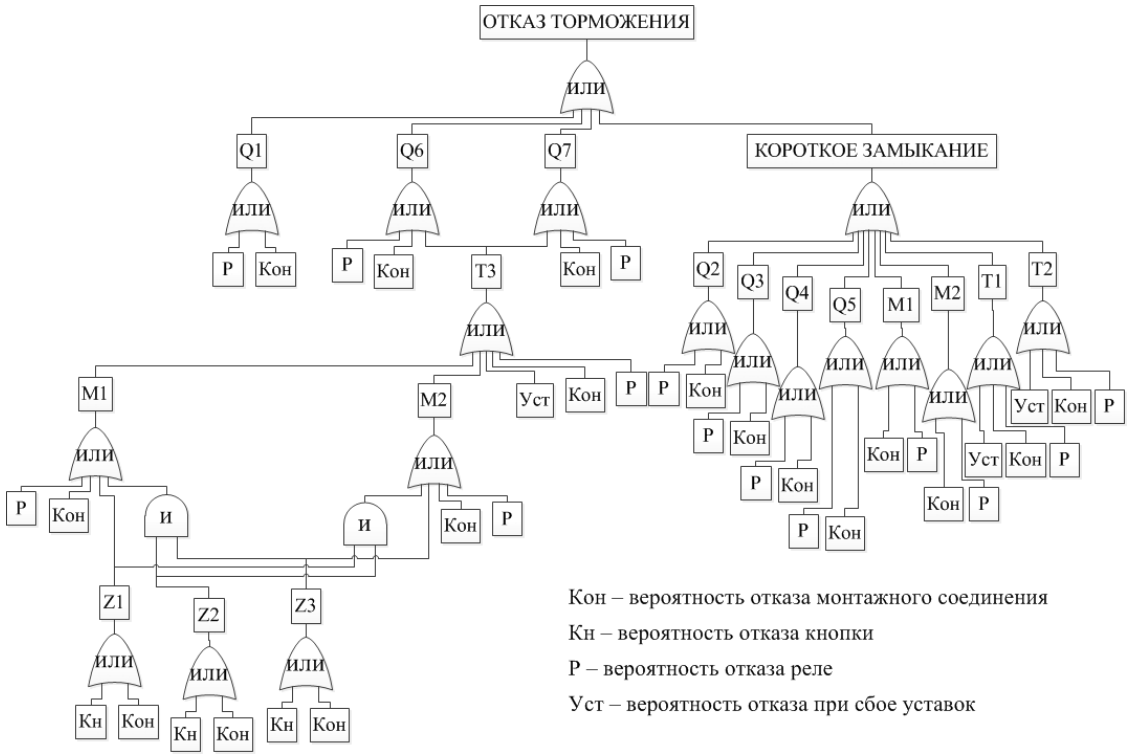


Рис. 4. Дерево отказов релейной схемы управления АД

В качестве завершающего отказа был выбран отказ торможения АД, как наиболее вероятный. При построении дерева, чтобы показать логические связи между отказами основных элементов системы и завершающим событием, использовался метод первичных отказов, причем элементами ИЛИ реализовано объединение промежуточных отказов, а элементами И – пересечение. Для представления логических схем в математической форме использовались основные законы булевой логики, а для оценки вероятности отказа схемы в целом в численном выражении каждому входному элементу были присвоены индивидуальные значения этого параметра (табл. 1) [2]. При этом значения вероятности отказа являются приблизительными и могут изменяться в зависимости от условий эксплуатации и тестирования. Также необходимо учитывать, что надежность реле зависит от надежности аппаратной части, встроенных программ (уставок) и вероятности неправильного применения в схеме.

Поскольку вероятности появления элементарных отказов очень малы, то зависимость событий в работе не учитывалась, как не вносящая существенной погрешности в результат, а расчет вероятности отказа всей схемы $q_{\text{общ}}$ проводился по правилу сложения вероятностей отказов входов элемента ИЛИ и умножения – входов элемента И [3] в соответствии с формулой (1).

Таблица 1

Вероятность отказа элементов схемы управления

Элемент	Вероятность отказа · 10^{-6}
Реле (Р)	100
Кнопка (Кн)	40
Монтажное соединение (Кон)	20
Уставки (Уст)	5
Программно-аппаратные средства	90

$$q_{\text{общ}} = q\left(Q_1 + Q_6 + Q_7 + \text{КЗ}\right) \approx \approx q\left(Q_1\right) + q\left(Q_6\right) + q\left(Q_7\right) + q\left(\text{КЗ}\right), \quad (1)$$

где $q\left(Q_1\right)$, $q\left(Q_6\right)$, $q\left(Q_7\right)$ – вероятности отказов реле с учетом предшествующих отказов элементов и их соединений, $q\left(\text{КЗ}\right)$ – вероятность отказа схемы из-за короткого замыкания.

Таблица 2

Параметры сравнения систем управления АД

Параметры	Релейно-контакторное управление	МП управление
Количество соединений на релейный элемент	2 силовых и 2 управляющих	2 силовых
Всего релейных элементов	11	7
Всего соединений	44	14
Общая вероятность отказа · 10^{-6}	3560	1410
Энергопотребление релейного элемента, Вт	2,6	-
Общее энергопотребление, Вт	30	6

В случае МП управления таймеры и вспомогательные реле реализованы программно, а управляющие выводы релейных выходов выполнены на плате, защищенной от основных вредных внешних воздействий. Ввиду этого и существенно более низкой вероятности отказа электронных микросхем по сравнению с электромеханическими элементами вероятность отказа всех программно-аппаратных средств объединена в один параметр, а количество монтажных соединений (силовых) релейных выводов МП реле принято равным двум (табл. 2). Энергопотребление МП схемы управления определяется мощностью единого блока питания, для рассмотренного реле Зелио – 6 Вт, а релейно-контакторной схемы – суммарной мощностью всех релейных элементов. В качестве последних для расчетов были взяты контакторы *DILMF* с электронной катушкой и малым энергопотреблением фирмы «Итон».

В результате работы было установлено, что при расчете надежности схемы возможность отказа программного обеспечения и уставок должна учитываться наряду с возможностью

отказа аппаратных средств. Однако гораздо более существенное влияние на снижение надежности электропривода оказывает количество релейных устройств и их соединений, особенно, если они включены последовательно. Кроме того, для повышения энергетической эффективности схемы управления следует наряду с заменой «жесткой» релейной техники МП реле и контроллерами оптимизировать алгоритмы работы последних по количеству элементов диаграммы языка *LD* или функциональных блоков – *FBD* для сокращения общей потребляемой мощности блоками питания.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Онищенко, Г. Б.* Автоматизированный электропривод промышленных установок / Г. Б. Онищенко и др. – М.: РАСХН, 2001. – 520 с.

2. *Моррис*, *А*. Раньше и теперь: сравнение сложности полносхемных защит/ А. Моррис, Р. Моксли, К. Куш // Сборник докладов международной научно-технической конференции «Современные направления развития систем релейной защиты и автоматики энергосистем». – М.: Научно-инженерное информационное агентство, 2009. – С. 198–209.

3. *Диллон*, *Б.* Инженерные методы обеспечения надежности: пер. с англ. / Б. Диллон, Ч. Сингх; под. ред. Е. К. Масловского. – М.: «МИР», 1984. – 318 с.

ТЕПЛОВЫЕ ПРОЦЕССЫ И ЭНЕРГОСНАБЖЕНИЕ В ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ

УДК 697.133

А. Н. Шилин, А. Б. Мадаров

ТЕПЛОВИЗИОННЫЙ КОНТРОЛЬ В ЭНЕРГОАУДИТЕ

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: eltech@vstu.ru)

Оценки тепловых потерь при помощи тепловизионного контроля в строительных зданиях и сооружени-ях могут сопровождаться методическими погрешностями от 30 до 100 %. Это требует пересмотра регламентируемых требований к температурному напору между внутренними помещениями и наружной средой.

Ключевые слова: энергоаудит, тепловизионный контроль, тепловой поток, инфракрасное излучение.

Estimates of heat loss through thermal control in construction buildings and structures can be accompanied by methodical errors from 30 to 100 %. It requires a review of the requirements for regulated temperature differential between the inside and the outside environment.

Keywords: energy audits, thermal control, heat flux, infrared radiation.

В соответствии с Федеральным законом РФ от 23 ноября 2009 года № 261-ФЗ «Об энергосбережении и о повышении энергетической эффективности и о внесении изменений в отдельные законодательные акты Российской Федерации» введена практика энергетических обследований, в том числе, строительных сооружений.

В соответствии с зарубежным и российским опытом, важнейшим, если не основным, инструментальным методом энергетических обследований в строительстве является инфракрасная тепловизионная диагностика, дополненная измерением мощности теплового потока, направления и скорости движения воздуха, а также ряда других параметров.

Проблемами строительного теплового контроля являются:

• необходимость эффективного комбинирования результатов сплошной инфракрасной съемки и точечного измерения плотности мощности теплового потока через ограждающие конструкции;

• отсутствие приемлемых для практиков теплового контроля алгоритмов определения сопротивления теплопередаче слоев в условиях нестационарного поведения температуры окружающего воздуха при сокращенной длительности испытаний. Действующий российский ГОСТ 26254–84 «Здания и сооружения. Методы определения сопротивления теплопередаче ограждающих конструкций» предполагает стационарный характер теплопередачи через ограждающие конструкции, что на практике выполняется лишь с той или иной степенью приближения.

• необходимость разработки специализированного ПО для преобразования исходных инфракрасных термографических изображений, выраженных в температуре, в изображения, калиброванные в мощности теплового потока, сопротивлении теплопередачи и фактических финансовых потерях;

• отсутствие методических указаний по тепловизионному контролю в энергоаудите и сопутствующей нормативной базы, которые отличались бы от имеющихся немногочисленных документов более глубокой проработкой практических вопросов съемки, дабы минимизировать методические погрешности теплового контроля.

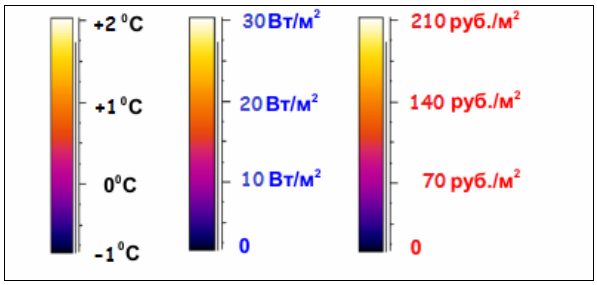


Рис. 1. Калибровка термограммы в температуре, плотности теплового потока и стоимости теплопотерь (в течение отопительного сезона и при ценах на тепловую энергию 2011 г. в г. Волгоград)

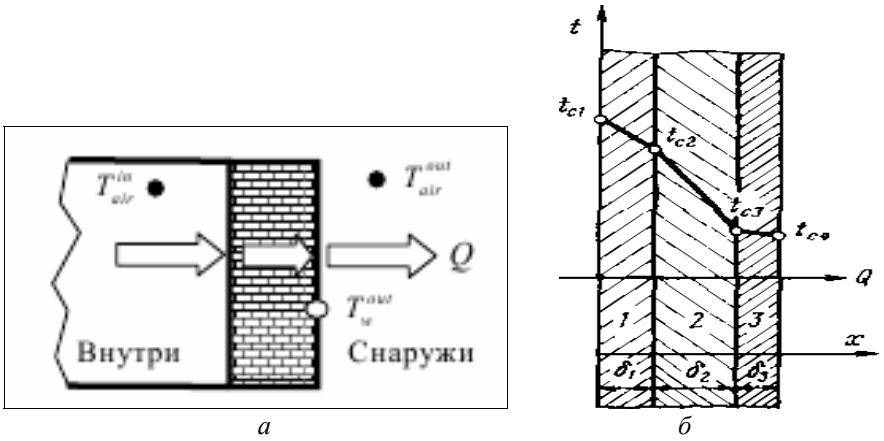
Оценки тепловых потерь строительных зданий и сооружений, а также сопротивления теплопередаче могут быть проектными и экспериментальными. Метод тепловизионного контроля для оценки теплопотерь в строительных зданиях и сооружениях приобретает все большую популярность.

Классификацию зданий и сооружений по энергоэффективности, в частности, при тепловизионных измерениях, выполняют путем экстраполяции результатов текущего обследования на весь отопительный период (178 суток в г. Волгоград). В соответствии с рис. 2 при известных температурах воздуха внутри и снаружи объектов контроля (соответственно T_{air}^{in} и T_{air}^{out}), прогнозируемые теплопотери W (МДж или Гкал) составляют [4]:

$$W = \sum_{k=1}^{n} Q_k \cdot \tau \cdot \Delta S_k \cdot \frac{T_{air}^{in} - T_{air}^{out}}{T_{air.norm}^{in} - T_{air.norm}^{out}}, \quad (1)$$

где Q_k – текущие теплопотери в k-й зоне (Вт/м^2); τ – продолжительность отопительного сезона; ΔS_k – k-я область измерений; $T_{air.norm}^{in}$ – нормативная температура внутри помещений (+20 °С для жилых помещений), $T_{air.norm}^{out}$ – средняя нормативная температура наружного воздуха в течение отопительного периода (–4.1 °С в г. Волгоград).

Формула (1) распространяется на данные текущих измерений на весь отопительный период, предполагая, что система отопления может регулироваться для обеспечения комфортной температуры в помещениях.



а *б*

Рис. 2:
а – схема определения теплопотерь; *б* – распределение температуры по толщине многослойной плоской стенки

Пользуясь понятием термического сопротивления, формулу для расчета теплового потока можно представить в виде [6]

$$Q = \frac{t_{c1} - t_{c2}}{R_\lambda}, \quad (2)$$

где $t_{c1} - t_{c2}$ – разность температур на поверхностях стенки (°С), R_λ – термическое сопротивление.

Формулой (2) можно пользоваться и для расчета теплового потока через стенку, состоящую из нескольких плотно прилегающих друг к другу слоев разнородных материалов, например кирпичную стенку здания, покрытую слоем штукатурки, краски и т. д. Термическое сопротивление такой стенки равно сумме термических сопротивлений отдельных слоев [6]:

$$R_\lambda = \sum_{i=1}^{n} \frac{\delta_i}{F \cdot \lambda_i} \quad (3)$$

где δ_i – толщина плоской стенки м; F – площадь поверхности стенки м^2; λ_i – коэффициент теплопроводности слоя (Вт/(м·К).

Таким образом, расчет теплового потока для многослойной стенки примет вид

$$Q = \frac{t_{c1} - t_{c(m+1)}}{\sum_{i=1}^{n} \frac{\delta_i}{F \cdot \lambda_i}}. \quad (4)$$

Распределение температур в пределах каждого слоя – линейное, однако в различных слоях крутизна температурной зависимости различна. Плотность теплового потока, проходящего через все слои, в стационарном режиме одинакова, а коэффициент теплопроводности слоев различен, следовательно, более резко температура меняется в слоях с меньшей теплопроводностью.

Рассчитав тепловой поток через многослойную стенку, можно определить падение температуры в каждом слое по соотношению (2) и найти температуры на границах всех слоев. Обобщенную формулу для расчета температуры $t_{c(k+1)}$ за любым слоем (i = k) можно получить из выражения (4):

$$t_{c(k+1)} = t_{c1} - Q \cdot \sum_{i=1}^{k} R_{\lambda}. \qquad (5)$$

Для оценки тепловых потерь измеряется плотность мощности теплового потока Q как функция координат в каждой k-й зоне обследования. Поскольку инфракрасные термометры и тепловизоры не способны измерять тепловой поток, проходящий через ограждающие конструкции, величина Q определяются в отдельных точках на внутренней поверхности ограждающей конструкции, используя тепломеры. Измерения проводятся как на стенах, так и на окнах, тем не менее, усреднение экспериментальных данных является непростой задачей из-за трудностей доступа к желаемым точкам измерений, а также из-за влияния систем отопления и вентиляции.

Ключевая роль тепловизионного контроля в рассматриваемой измерительной процедуре состоит в определении температурного распределения T_{out}^{w} по всей поверхности ограждающей конструкции. При этом теплопередача через стену считается стационарной. Тогда средняя плотность теплового потока через ограждающую конструкцию определится так [4]:

$$Q_{av} = Q_{ref} \cdot \frac{T_{out.av}^{w} - T_{out}^{airt}}{T_{out.ref}^{w} - T_{out}^{air}}, \qquad (6)$$

где Q_{ref} – текущее значение плотности теплового потока в выбранной эталонной точке на внутренней поверхности стены; $T_{out.ref}^{w} - T_{out}^{air}$ – разность температур наружной поверхности стены в эталонной точке и наружного воздуха; $T_{out.av}^{w}$ – средняя температура наружной стены, рассчитанная путем усреднения результатов тепловизионной съемки.

Фактически, формула (6) позволяет преобразовать обычную инфракрасную термограмму наружной стены в изображение, откалиброванное в единицах мощности теплового потока. В качестве интересных данных можно отметить, что с учетом действующего тарифа на тепловую энергию, можно получать изображения финансовых потерь, пример которого показан на рис. 1.

Тогда общие теплопотери можно оценить по простой формуле [4]:

$$W = Q_{ref} \cdot \tau \cdot S \cdot \frac{(T_{out.av}^{w} - T_{out}^{airt}) \cdot (T_{air}^{in} - T_{air}^{out})}{(T_{out.ref}^{w} - T_{out}^{air}) \cdot (T_{air.norm}^{in} - T_{air.norm}^{out})}, \qquad (7)$$

где S – область, в которой выполнено усреднение результатов тепловизионных измерений. Величина Q_{ref} зависит от сопротивления теплопередаче стены, а другие параметры предназначены для корректировки теплопотерь по всей поверхности ограждающей конструкции в соответствии с нормативными требованиями.

Погрешность оценки тепловизионного контроля теплопотерь и измерения величины W запишется так:

$$\frac{\Delta W}{W} = \sqrt{(\frac{\Delta Q}{Q})^2 + (\frac{\Delta T_{out.av}^{w}}{T_{out.av}^{w} - T_{out}^{air}})^2 + (\frac{\Delta T_{out.ref}^{w}}{T_{out.ref}^{w} - T_{out}^{air}})^2}, \qquad (8)$$

где для простоты рассуждений обоснованно предполагается, что температуру внутреннего и наружного воздуха можно измерить с гораздо более высокой точностью, нежели температуру на поверхности стены.

Погрешность тепловизионного измерения температуры T_{out}^{w} определяется двумя источниками:

– основной аппаратурной погрешностью (±1 °С или ±1 % для лучших ИК тепловизоров);

– методической погрешностью, зависящей от неточного задания коэффициента излучения материала стены ε и наличия отраженного излучения посторонних источников тепла, например, Солнца, соседних зданий, специалиста-термографиста и т. п. Величину методической погрешности можно оценить по формуле [2]:

$$\left|\frac{\Delta T}{T}\right| = \frac{1}{n}\cdot\frac{\Delta\varepsilon}{\varepsilon}\cdot\left[1-(\frac{T_a}{T})^n\right], \qquad (9)$$

которая следует из редко используемой, но полезной аппроксимации закона Планка [2]:

$$R(\lambda_1...\lambda_2, T) = k\cdot T^n, \qquad (10)$$

Здесь T – абсолютная температура объекта контроля; n = 4,83 в спектральном диапазоне 7…14 мкм и температурном интервале –20...+80 °С; T_a – абсолютная температура посторонних источников тепла, (во многих случаях $T_a \approx T_{air}^{out}$); R – функция Планка; k – константа.

Согласно российским строительным нормам, например, для г. Волгоград, $T_{air}^{out} \approx 269K$ (–4.1 °С). Температура наружных ограждающих конструкций обычно выше температуры наружного воздуха T_{air}^{out} на 1...3 °С, если сопротивление теплопередаче стен равно 1…4 м^{2}К/Вт. Тогда, полагая $\varepsilon \approx 0,7$ и $\Delta\varepsilon \approx 0,07$ $\left(\frac{\Delta\varepsilon}{\varepsilon} = 10\ \%\right)$, получим из уравнения (6) $\Delta T \approx 0,1...0,4$ °С.

Следует отметить, что относительно невысокий уровень данной погрешности объясняется тем, что температура объекта близка к температуре окружающей среды, поэтому отражение фона компенсирует влияние коэффициента излучения на температурные измерения (это влияние, по крайней мере, теоретически, полностью исчезает при $T = T_a$).

Если принять аппаратурную погрешность, равной 1 °С и $\Delta T = 0,4$ °С, то оценка погрешности измерения температуры наружной стены составит:

$$\Delta T_w^{out} = \sqrt{1^2 + 0,4^2} \approx 1,1\ ^\circ\text{C}.$$

Окончательно, оценивая выражение (5) при $\frac{\Delta Q}{Q} = 6\ \%$ $\Delta T_w^{out} = 1,1$ °С и $T_w^{out} \approx T_{air}^{out} = 1...3$ °С, приходим к окончательной оценке погрешности измерения теплопотерь на уровне $\frac{\Delta W}{W} = 110...37\ \%$. Основным источником такой высокой погрешности является тот факт, что малая разность температур наружной стены и наружного воздуха, равная 1...3 °С, измеряется тепловизионным методом с погрешностью около 1 °С. Очевидно, что подобные погрешности вряд ли удовлетворят заказчиков работ по энергоаудиту.

Несмотря на пессимистический вывод о реальной точности тепловизионных энергетических обследований, не ставится под сомнение необходимость и целесообразность применения этого метода в строительстве и энергоаудите в целом. Альтернативы тепловидению нет в силу его дистанционного характера, высокой чувствительности и оперативности. Повысить эффективность метода можно, снижая основную погрешность измерений, а также повышая температурный напор в объектах контроля. Поэтому регламентируемый стандартами ISO 6781–83 «Thermal insulation, Qualitative detection of thermal irregularities in building envelopes. Infrared method.» и ГОСТ 26629–85 «Метод тепловизионного контроля качества. Теплоизоляция ограждающих конструкций» температурный напор между внутренними помещениями и наружной средой, равный 10 °С, возможно, достаточен для обнаружения дефектов строительства, но требует пересмотра в сторону увеличения при определении теплопотерь.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Топорец, А. С.* Оптика шероховатой поверхности : монография / А. С. Топорец. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1988. – 191 с.: ил.

2. *Криксунов, Л. З.* Справочник по основам инфракрасной техники : справочник / Л. З. Криксунов. – М.: Сов. радио, 1978. – 400 с., ил.

3. *Госсорг, Ж.* Инфракрасная термография. Основы, техника, применение: пер. с франц : монография / Ж. Госсорг. – М.: Мир, 1988. – 416 с, ил.

4. *Вавилов, В. П.* Инфракрасная термография и тепловой контроль : монография / В. П. Вавилов. – Москва, «Спектр», 2009. – 544 с.

5. *Дроздов, В. А.* Термография в строительстве : монография / В. А. Дроздов, В. И. Сухарев. – М. : Стройиздат, 1987.

6. *Баскаков, А. П.* Теплотехника : учеб. для вузов / А. П. Баскаков, Б. В. Берг, О. К. Витт, Ю. В. Кузнецов, Н. Ф. Филлиповский. – 2-е изд., перераб. – М.: Энергоатомиздат, 1991. – 224 с.; ил.

УДК 674.047.3

С. В. Макартичян, А. В. Стрижиченко

О ПОВЫШЕНИИ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ СУШКИ ПИЛОМАТЕРИАЛОВ

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: eltech@vstu.ru)

Проведен анализ недостатков широко используемого в деревообрабатывающей промышленности конвективно-теплового способа сушки пиломатериалов. Предложена система управления процессом конвективно-тепловой сушки пиломатериалов, позволяющая минимизировать энергозатраты, исследовать динамику этих процессов и решить задачу об оптимальном расположении нагревательных элементов в сушильной камере.

Ключевые слова: конвективно-тепловая сушка, сушильная камера, влажность древесины, оптимальный режим сушки.

The analysis of widely used thermal-convective drying in the woodworking industry is carried out. The thermal-convective drying control system allowing to minimize energy consumption is offered. It allows to investigate thermal-convective drying dynamics and to solve a problem about an optimum arrangement of heating elements in the drying camera.

Keywords: thermal-convective drying, drying camera, wood humidity, optimum drying mode.

Современный рынок промышленной продукции диктует постоянную тенденцию к повышению качества выпускаемой продукции и снижению ее себестоимости, и поэтому развитие промышленности связано с совершенствованием технологических процессов и снижением энергетических затрат. Сушка является одним из основных энергоемких технологических процессов в промышленности, сельском хозяйстве и строительстве. Сушка – это тепловой процесс удаления влаги из материалов, представляющий собой совокупность термических и массообменных процессов у поверхности и внутри материала, которые способствуют его обезвоживанию. Обезвоживание материалов способствует улучшению их качества и долговечности. Необходимо отметить, что в ряде случаев сушка сопровождается структурно-механическими, химическими, биохимическими, реологическими изменениями высушиваемого материала.

В деревообрабатывающей промышленности наиболее распространены конвективно-тепловые сушильные камеры, куда высушиваемая древесина загружается штабелями. При этом в первую очередь подвергаются сушке поверхностные слои древесины и штабеля в целом, и процесс обезвоживания слоев постепенно продвигается внутрь материала. На рис. 1 представлена общая схема принудительной циркуляции теплоносителя в конвективной сушильной камере. Неравномерность нагрева штабеля или наличие застойных зон циркуляции приводит к неравномерной усушке пиломатериалов, что является причиной технологического брака.

Качество сушки определяется несколькими показателями. К ним относятся средняя величина конечной влажности древесины, равномерность конечной влажности, перепад влажности по толщине материала и остаточные внутренние напряжения. Показатели качества сушки устанавливаются по отношению к определенной партии древесины. Точное определение показателей качества сушки представляет собой сложную и трудоемкую работу. Среднюю конечную влажность и равномерность ее в партии определяют отбором из штабеля нескольких контрольных досок и выпиловкой из них секций влажности. Показателями равномерности считают наибольшие положительные и отрицательные отклонения фактической влажности секций от средней $W_ф - W_{ср}$.

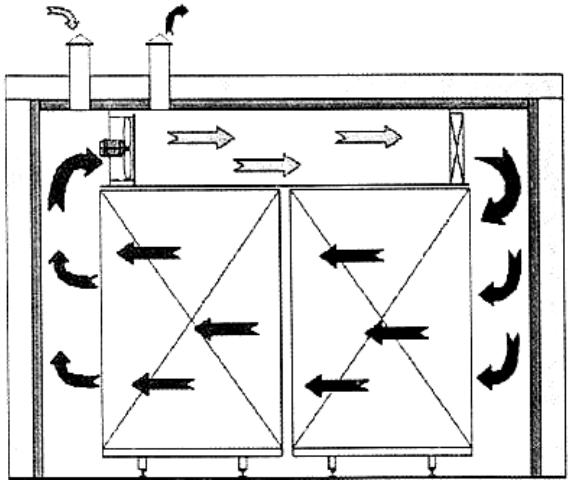


Рис. 1. Общая схема принудительной циркуляции теплоносителя в конвективной сушильной камере

Перепад влажности по толщине устанавливают по секциям послойной влажности. Выпиленную из доски секцию делят (раскалывают или распиливают) на несколько слоев по толщине. Влажность каждого слоя определяют весовыми анализами.

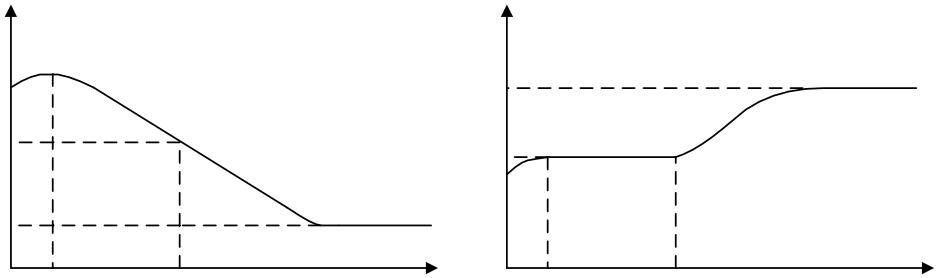
Требуемая средняя конечная влажность древесины после сушки колеблется для различных изделий в широких пределах и регламентируется стандартами и техническими условиями на них. Она, в частности, составляет для мебели 7–8 %, для столярно-строительных изделий 10–12 %, для тары и деталей строительных конструкций 15–20 %.

Длительность процесса сушки определяется в зависимости от породы древесины, ее толщины и начальной влажности. Для каждой породы и ее толщины существуют разработанные графики сушильного процесса [1]. Качество сушки древесины наряду с толщиной пиломатериала являются определяющими факторами в расчете продолжительности сушки. Для расчета продолжительности сушки древесины различного сортимента разработано множество эмпирических методик. Этими методиками пользуются для расчета производительности сушильных камер и, соответственно, расчета, в зависимости от требуемой производительности, количества необходимых сушильных камер.

Однако указанные методики позволяют лишь приблизительно определить время, необходимое для сушки. Кроме того, существующие графики проведения сушильного процесса необходимо корректировать с учетом марки сушильной камеры, условий сушки, объема и сортимента загружаемого материала и т. д.

Для обоснованного выбора параметров технологического процесса сушки и проектирования технологического оборудования необходима информация о физических процессах, протекающих в материале, а именно об испарении влаги с поверхности материала, переносе тепла и перемещении влаги внутри материала. Для обеспечения оптимального режима сушки влажность W и температура Θ древесины должны изменяться во времени по определенному закону (рис. 2) [2]. Здесь $W_{\text{Н}}$, $W_{\text{КР}}$, $W_{\text{Р}}$ – начальная, критическая и равновесная влажности материала; t – время; $\Theta_{\text{С}}$, $\Theta_{\text{В}}$ – температура сухого и увлажненного материала.

Весь период сушки состоит из трех интервалов: 1 – начальный интервал прогрева; 2 – интервал с постоянной скоростью сушки; 3 – интервал с падающей скоростью сушки. Длительность сушки определяется временем, необходимым для понижения влагосодержания материала с начального значения $W_{\text{Н}}$ до конечного $W_{\text{К}}$, которое выбирается из условия $W_{\text{К}} > W_{\text{Р}}$.



а *б*

Рис. 2. Зависимости влажности (*а*) и температуры (*б*) материала при оптимальном режиме сушки

Одной из сложных и актуальных задач деревообрабатывающей промышленности является исследование динамики сушильного процесса в конвективно-тепловых сушильных камерах. Информация о распределении влажности и температуры по объему штабеля позволит оптимальным образом построить геометрию расположения нагревательных элементов в сушильной камере для обеспечения наиболее равномерного прогрева штабеля древесины. Зная динамику сушильного процесса, возможно решить задачу оптимизации энергозатрат в процессе сушки.

Система управления сушкой древесины. Оптимальный режим сушки древесины может быть реализован с помощью системы автоматического управления технологическим процессом. Кроме того, система управления позволяет оптимизировать процесс сушки по целевой функции – минимальному потреблению энергии.

Состояние материала в процессе сушки характеризуется несколькими параметрами: температурой Θ древесины, ее влажностью W и технологическими показателями H. Параметры Θ и W между собой взаимосвязаны и оказывают влияние на технологические показатели H. Следовательно, система управления должна в течение технологического процесса управлять

двумя взаимозависимыми параметрами с минимальными энергетическими затратами. Для повышения качества выпускаемой продукции необходима информация о начальном состоянии древесины, а также температуре и влажности древесины в течение всего процесса.

Все поставленные задачи управления процессом сушки древесины и исследования динамики сушильного процесса могут быть решены с помощью предлагаемой системы управления процессом сушки (рис. 3). Подвижные нагревательные элементы *1* могут перемещаться в плоскости стенок сушильной камеры. Датчики влажности *2* и температуры *3* равномерно распределены по объему штабеля древесины *4* и служат для определения градиентов температуры и влажности по объему штабеля. Информация с датчиков *2* и *3* поступает на блок обработки информации *5*. Обратная связь от блока обработки информации *5* к регулируемому источнику питания *6*, блоку управления перемещением нагревательных элементов *7* и блоку управления вентиляторами *8* позволяет управлять мощностью нагревательных элементов, корректировать их положение и управлять скоростью циркуляции с позиции обеспечения оптимального процесса сушки. Кроме того, подобная конструкция сушильной камеры позволит экспериментально установить градиенты температуры и влажности по объему штабеля при определенном расположении нагревательных элементов и выбрать наиболее оптимальное их расположение в сушильной камере с позиции минимизации энергозатрат.

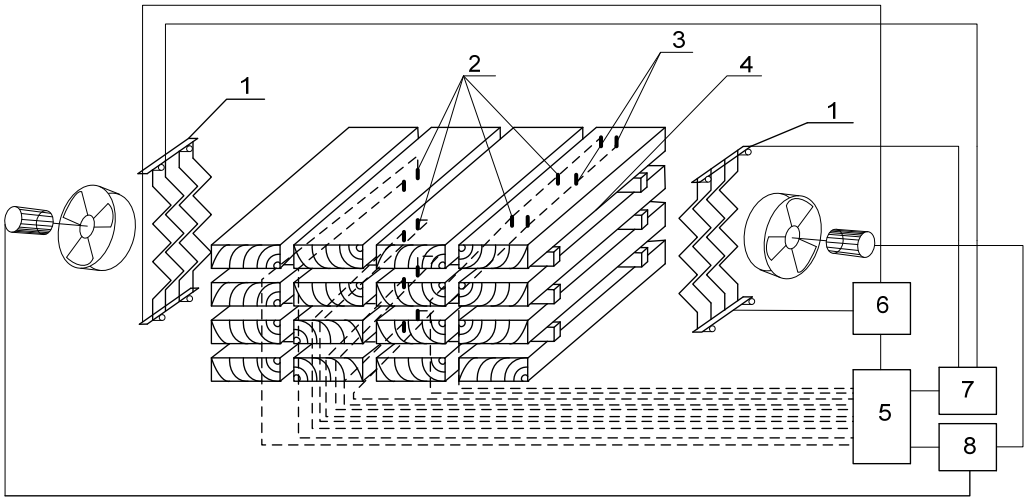


Рис. 3. Система управления процессом сушки

Выводы. В различных отраслях промышленности технологический процесс сушки оказывает наибольшее влияние на качество выпускаемой продукции и энергетические затраты.

Существующее технологическое оборудование конвективно-теплового способа сушки древесины не позволяет обеспечить равномерное распределение влажности по объему штабеля. Кроме того, системы управления процессом сушки в большинстве производимых сушильных установок опираются на приближенные эмпирически определенные графики сушильного процесса [3], учитывают лишь параметры сушильного агента [4, 5] без учета информации о температуре и влажности древесины в течение всего процесса сушки и не позволяют решить задачу оптимизации энергетических затрат.

Физические процессы, протекающие при сушке древесины, достаточно сложны. Предлагаемая система управления процессом сушки позволит исследовать динамику этих процессов и решить задачу об оптимальном расположении нагревательных элементов в сушильной камере и минимизации энергозатрат процесса сушки.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Васильев, А. В.* Сушить с экономией / А. В. Васильев // Дерево.ru. – 2008. – № 6. – С. 70–74.

2. *Шилин, А. Н.* Автоматизация контроля влажности паркетной доски в процессе ее производства / А. Н. Шилин, С. Б. Сластинин, С. В. Макартичян // Приборы. – 2009. – № 1. – С. 47–51.

3. Руководящие технические материалы по технологии камерной сушки древесины / ЦНИИМОД. Архангельск: «Правда Севера», 1985.

4. *Ладейщиков, Н. В.* Сушильная камера экономичного варианта / Н. В. Ладейщиков // Дерево.ru. – 2007. – № 6. – С. 68–72.

5. *Карелин, А. Н.* Опыт совершенствования технологического цикла и системы управления процессом сушки пиломатериалов / А. Н. Карелин, Е. Н. Карелин // Деревообрабатывающая промышленность. – 2009. – №4. – С. 29–30.

УДК 629.113

А. И. Филонов

ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ РЕКУПЕРАЦИИ ЭНЕРГИИ НА АВТОМОБИЛЕ С КОМБИНИРОВАННОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКОЙ

Университет машиностроения
(e-mail: filonov@mami.ru)

В статье проведен анализ систем накопления энергии гибридных автомобилей и рассмотрены варианты улучшения показателей процесса рекуперации.
Ключевые слова: гибридная силовая установка, автомобиль, рекуперация, энергоэффективность.

In article analysis of electric energy storage systems is carried out and variants for improvement recuperation are considered.
Keywords: hybrid, vehicle, recuperation, efficiency.

Рекуперацией называется процесс возвращения части энергии для повторного использования в том же технологическом процессе. Существует несколько путей для рекуперации на борту автомобиля с комбинированной энергетической установкой. При наличии двигателя внутреннего сгорания, обладающего избытком мощности для движения, этот избыток можно возвращать в батарею. Еще один резерв для пополнения запаса энергии – это рекуперативное торможение.

Одной из основных задач при разработке систем рекуперации является правильный выбор накопителя энергии, который позволит системе рекуперации создавать высокие замедления при торможении, воспринимая большие мощности при создании значительного тормозного момента, что позволит автомобилю на некоторых режимах замедляться только при помощи рекуперативного торможения.

Применение механических маховичных накопителей исключает преобразования энергии из одного вида в другой, что повышает КПД процесса рекуперации и позволяет улучшить топливную экономичность до 30 % [1]. Эти накопители обладают большой удельной мощностью. Однако, такие недостатки механических рекуператоров, как большие размеры, необходимость применения бесступенчатой передачи, высокие требования к безопасности и необходимость учета аэродинамических эффектов из-за высокой скорости вращения маховика ограничивают возможности их применения в системах рекуперации массовых автомобилей.

В настоящий момент в рамках НОЦ «Автомобили с КЭУ» Университета машиностроения ведутся работы над накопителями электрической энергии – аккумуляторными батареями, которые используются на автомобиле «МАМИ-КВАНТ», созданном сотрудниками центра (рис. 1) [2].

Рис. 1. Автомобиль «МАМИ-КВАНТ»

В табл. 1 дана характеристика используемого на автомобиле накопителя энергии.

Таблица 1

Характеристики накопителя энергии

Марка и модель аккумулятора	Optima YellowTop
Напряжение, В	120
Аккумуляторная батарея (тип)	Свинцово-кислотная
Количество аккумуляторов	10
Масса общая, кг	190
Макс. емкость (при 3-часовом разряде), А·ч	55

На рис. 2 можно видеть расположение батареи на борту автомобиля.

При использовании в системе рекуперации автомобилей с КЭУ накопителей электрической энергии возникает ряд проблем, обусловленных внутренними свойствами этих накопителей. Например, при высоком уровне заряда аккумуляторной батареи эффективность процесса подзарядки резко снижается. Кроме того, невозможно заряжать батареи при низких ско-

Рис. 2. Аккумуляторные батареи

ростях движения автомобиля из-за того, что при малой частоте вращения якоря электромашины, работающей в режиме генератора, на возбуждение ее обмотки тратится больше энергии, чем возвращается в батарею. Данные ограничения влияют на величину тормозного момента, создаваемого генератором.

Тип батарей также накладывает ряд ограничений на процесс рекуперации. В нашем случае во избежание негативных эффектов, связанных с разрушением батареи, ток при ее зарядке не мог быть больше порогового значения. Это повлекло за собой уменьшение мощности рекуперации. Кроме того, батарея имеет ограничение напряжения на терминальных выводах, превышение которого может привести к ее разрушению (в нашем случае ограничение составило 160 В).

Выбор аккумуляторной батареи базируется на анализе и сравнении свойств и показателей аккумуляторов различных типов. Во-первых, при проектировании комбинированной энергетической установки необходимо учитывать удельные характеристики накопителей, такие как удельная энергия [Вт·ч/кг] и удельная мощность [Вт/кг]. Для свинцово-кислотных аккумуляторов, установленных на экспериментальном автомобиле «МАМИ-КВАНТ» абсолютные значения данных показателей сравнительно невелики, но их зависимость друг от друга удовлетворительна – при увеличении удельной мощности, например, в режиме зарядки, что требуется для обеспечения необходимой мощности рекуперации, удельная энергия, т. е. способность запасать полученное количество энергии, отнесенное к единице массы батареи, уменьшается незначительно. Для никель-металлогидридных батарей данная зависимость оптимальна – при увеличении удельной мощности в определенных пределах удельная энергия почти не уменьшается. Это выгодно отличает данные аккумуляторы от литий-ионных, у которых удельная энергия может уменьшиться в несколько раз при незначительном увеличении удельной мощности. Но этот недостаток в данном случае может компенсироваться увеличением числа аккумуляторов в батарее, так как масса одного литий-ионного аккумулятора намного меньше, чем свинцово-кислотного и никель-металлогидридного. В итоге масса батареи может быть одинаковой у всех трех типов аккумуляторов, а удельная мощность заметно отличаться.

Данный факт указывает на то, что при выборе накопителя необходимо анализировать и другие показатели батарей, такие как: масса, стоимость, освоенность в производстве, приспособленность к конкретным условиям эксплуатации, величину жизненного цикла и т. д. При разработке комбинированной энергетической установки для автомобиля «МАМИ-КВАНТ» выбор был сделан в пользу свинцово-кислотных аккумуляторных батарей, потому что по стоимости, приспособленности к эксплуатации при низких температурах и освоенности в производстве данные батареи заметно отличаются в лучшую сторону от батарей других типов, а именно эти показатели, при допустимых ограничениях по удельным мощности и энергии, были определяющими в проекте. Благодаря высокой удельной мощности, практически неограниченному числу циклов заряда-разряда и широкому температурному диапазону работы суперконденсаторы представляются перспективным источником энергии, но в настоящий момент их низкие удельные энергетические параметры и высокая стоимость не позволяют говорить о возможности их широкого применения в качестве тяговых на автомобилях с КЭУ.

По результатам стендовых и дорожных испытаний в соответствии с Правилами № 83 и № 101 ЕЭК ООН по европейскому городскому циклу ECE-15 эквивалентный расход топлива с учетом дисбаланса энергии составил 12,4 л/100 км. Экономия топлива при компенсации дисбаланса энергии получена за счет выключения ДВС при замедлении, остановках и в начальной фазе разгона автомобиля. Кроме того, экономия обеспечивается рекуперацией энергии. Этот процесс иллюстрируется табл. 2.

Табл. 2 демонстрирует возможности рекуперации на автомобиле «МАМИ-КВАНТ». Наибольшую долю возвращенной энергии дает ре-

Таблица 2

Экономия топлива с учетом рекуперации

Экономичные параметры	Рекуперация при торможении	Подзарядка батареи при равномерном движении	Подзарядка батареи во время разгона
Снижение расхода топлива, л/100 км	0,6	1,71	0,28
Возвращенная энергия, кДж	55,61	156,91	25,74
Доля возвращенной энергии	23	66	11

куперация при равномерном движении автомобиля в цикле, когда двигатель внутреннего сгорания работает по характеристике минимальных удельных расходов топлива, а значит с почти полностью открытой дроссельной заслонкой, при этом избыток энергии направляется в накопитель. Также небольшой вклад вносит и подзарядка батареи при разгоне автомобиля в цикле, когда также образуется небольшой избыток энергии при работе ДВС по характеристике минимальных удельных расходов топлива. Рекуперация при торможении возвращает в батарею 23 % энергии. Но общая эффективность процесса рекуперативного торможения невелика. Данный факт иллюстрирует табл. 3.

Таблица 3

Эффективность процесса рекуперации

Свободная кинетическая энергия при торможении, кДж	457,16
Энергия, возвращенная в накопитель при торможении, кДж	55,61
Эффективность, %	12

Как можно видеть из табл. 3, при торможении запасается лишь 12 % от всей кинетической энергии, которую теоретически можно было бы вернуть в накопитель во время замедления. Это произошло из-за того, что процесс рекуперации невозможен при низких скоростях движения и по причине ограничения тока (а значит и мощности) зарядки во избежание разрушения свинцово-кислотных батарей, установленных на автомобиле.

Для улучшения параметров рекуперации необходимо провести ряд усовершенствований, а именно:

– применить накопители энергии с высокими удельными мощностными и энергетическими показателями;

– применить комбинированную систему накопления энергии, состоящую из высокомощных конденсаторов и тяговых батарей (в перспективе).

На основе анализа представленных на рынке гибридных автомобилей и аккумуляторов энергии были сформированы требования к «идеальному» аккумулятору, применение которого позволит решить большинство существующих проблем и простимулирует автопроизводителей к широкому внедрению КЭУ на автомобилях. Основными требованиями, которым должен удовлетворять аккумулятор, в том числе с учетом отечественных условий, являются: цена за кВт·ч должна быть ниже 500 $, диапазон рабочих температур в пределах –50 … +80 °С; число циклов заряд-разряд более 2000; способность к микроциклированию; высокие удельные характеристики (удельная энергия более 300 Вт·ч/кг, удельная мощность выше 500 Вт/кг); способность воспринимать перегрузки; пожаро- и взрывобезопасность; экологичность в полном жизненном цикле.

С учетом сделанных выводов в настоящее время ведется работа по созданию модернизированной системы накопления энергии на базе современных литий-железо-фосфатных аккумуляторов энергии. Одним из преимуществ применения литий-железо-фосфатных аккумуляторов является возможность в ближайшей перспективе организации их массового производства на территории России, что приведет к значительному снижению стоимости и доступности компонентной базы.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Фиронов, А. М.* Повышение топливной экономичности городского автобуса путем применения рекуператора энергии торможения: дис. ... канд. техн. наук / А. М. Фиронов. – М., 1987.

2. *Бахмутов, С. В.* Работы МГТУ «МАМИ» в области автомобилей с гибридными силовыми установками / С. В. Бахмутов, В. В. Селифонов, А. И. Филонов [и др.] // Транспорт на альтернативном топливе. – № 2(20). – 2011.

УДК 697.1

Д. А. Богомолов, А. И. Грошев, А. А. Орешонков

О ВЛИЯНИИ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПАРАМЕТРОВ РАБОТЫ РЕКУПЕРАТОРА НА ИНТЕНСИВНОСТЬ ИНЕЕОБРАЗОВАНИЯ

Московский энергетический институт (национальный исследовательский институт)
(e-mail: vfmei@vfmei.ru)

Решение проблемы обмерзания функциональных поверхностей теплообмена позволит реализовать значительный потенциал энергосбережения. В первую очерель интерес представляет изучение течения процесса инееобразования, его интенсивности. В данной статье представлены результаты экспериментальных исследований процесса инееобразования теплообменной поверхности в условиях, моделирующих работу рекуператора системы вентиляции в зимний период, анализ степени влияния отдельных факторов (влажность, температура, скорость потока воздуха, температура охлаждающей среды) на интенсивность процесса. На основе проведенных исследований необходимо найти пути решения проблемы инееобразования, приводящие к снижению интенсивности процесса инееобразования.

Ключевые слова: система вентиляции и кондиционирования, инееобразование, рекуператоры, поток воздуха, теплообменная поверхность, адгезия, модифицированная поверхность, гидрофобизация.

Solving problem of the frosting functional heat-exchange surfaces can realize a great potential in energy-saving. First of all, frost formation and its intensity is mostly interested for the research. Experimental research of the frost formation on the heat-exchange surface in air ventilation system coil heat exchanger model during winter, analysis levels of factors such as humidity, temperature, air blast speed, environment temperature on process intensity are considered in this article. Basis on this research solution of frost formation issue which can decrease frost formation intensity needs to be found.

Keywords: air ventilation system, frost formation, coil heat exchanger, air blast, heat-exchange surface, adhesion, modified surface, water-repellency treatment.

Рекуператоры тепла вытяжного воздуха систем вентиляции позволяют реализовать значительный энергосберегающий потенциал [1]. Опасность образования инея является единственным видимым препятствием к их широкому внедрению. Образование инея на поверхности теплообмена рекуператоров приводит к снижению эффективности его работы. Вследствие охлаждения влажного вытяжного воздуха, влага из него десублимируется на поверхности теплообмена, образуя слой инея. Этот процесс приводит к снижению интенсивности теплообменных процессов и ухудшению аэродинамических характеристик рекуператора [2].

В первую очередь интерес представляет изучение течения процесса инееобразования, его интенсивности.

Для проведения экспериментальных исследований использовался стенд, моделирующий условия работы рекуператора системы вентиляции в зимний период времени.

В процессе апробации экспериментального стенда были получены зависимости, описывающие кинетику процесса образования инея, определено влияние режимных параметров работы рекуператоров (температура холодного воздуха, скорость, относительная влажность и температура теплого потока воздуха) на интенсивность инееобразования. На основе экспериментальных исследований построены графики отражающие влияние различных параметров на течение процесса образования инея. Данные графики изображены на рис. 1–4.

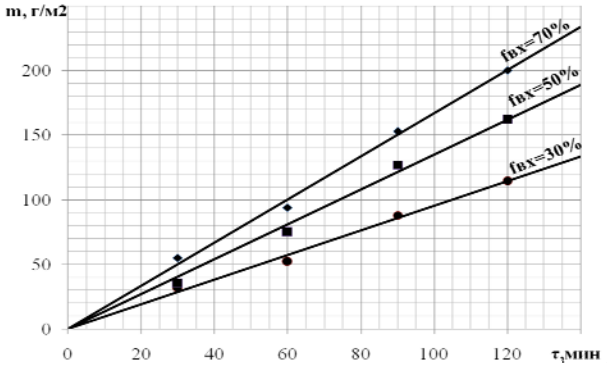


Рис. 1. Кинетика процесса обмерзания теплообменной поверхности при различных значениях влажности теплого потока воздуха $m = f(\tau)$

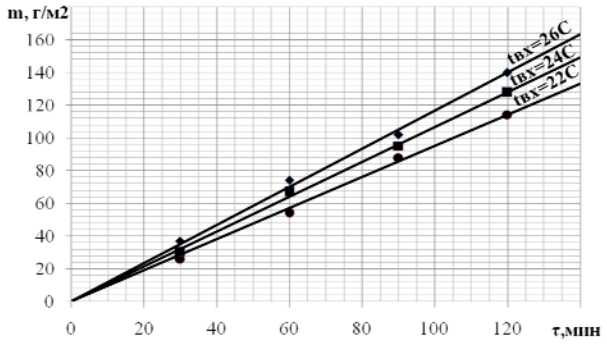


Рис. 2. Кинетика процесса обмерзания теплообменной поверхности при различных температурах теплого потока воздуха $m = f(\tau)$

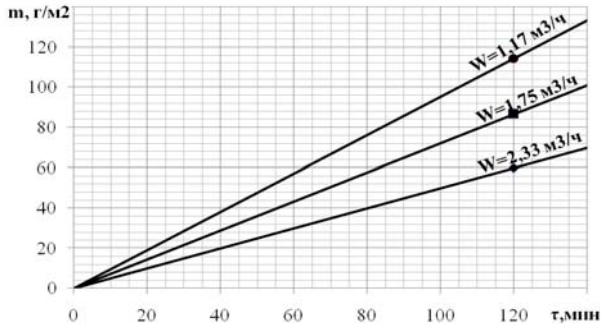


Рис. 3. Кинетика процесса обмерзания теплообменной поверхности при различных расходах теплого потока воздуха $m = f(\tau)$

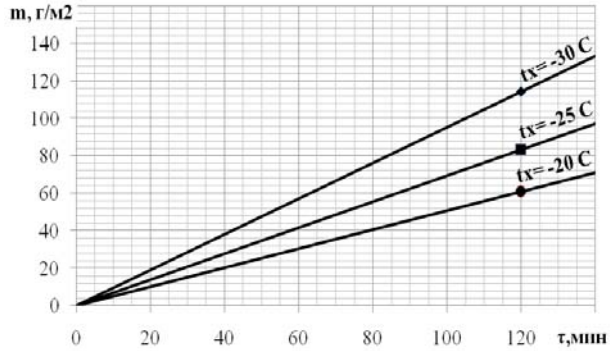


Рис. 4. Кинетика процесса обмерзания теплообменной поверхности при различных температурах холодной воздушной среды $m = f(\tau)$

Также установленно, что адсорбированные на функциональной поверхности молекулярные слои ПАВ оказывают влияние на процесс накопления инея. Результаты показали, что интенсивность инееобразования на модифицированной поверхности ниже, чем на исходной.

Планируется проведение экспериментальных исследований влияния различных гидрофобизирующих покрытий на интенсивность инееобразования и степень адгезии инея. Разработана методика проведения экспериментальных исследований влияния различных гидрофобизирующих покрытий на интенсивность процесса инееобразования. Также разработана методика проведения экспериментальных исследований определения адгезионных свойств инея на модифицированной поверхности. На следующем этапе экспериментальных исследований планируется проведение экспериментальных исследований с целью изучения влияния ультразвуковых колебаний на процесс инееобразования как на исходной, так и на модифицированной поверхности.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Повышение эффективности работы систем кондиционирования воздуха / Е. Е. Карпис. – М.: Стройиздат, 1977.

2. Frost, defrost, and refrost and its impact on the air-side thermal-hydraulic performance of louvered-fin, flat-tube heat exchangers / Xia Y., Zhong Y., Hrnjak P. S., Jacobi A. M. // Int. J. Refrig. – 2006. – Т. 29, № 7. – С. 1066–1079 : 13. Табл. 2 ил. – 23. – ISSN 0140–7007. – 045.

УДК [536.2+535.5]:518.12

А. А. Реснянская, И. Л. Васильева

МАТЕМАТИЧЕКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА РАЗОГРЕВА ФУТЕРОВКИ ПРОМЕЖУТОЧНОГО КОВША

«Национальный исследовательский университет МЭИ»
филиал в г. Волжском

(e-mail: alyenaresnyanskaya@gmail.com)

В статье представлена математическая модель технологического процесса разогрева промежуточного ковша при разливке стали. Модель является основой для проектирования информационно-измерительных и управляющих систем. Внедрение систем позволит оптимизировать режим процесса разливки стали и соответственно снизить энергетические затраты.

Ключевые слова: разливка стали, контроль и управление режимом разливки стали; моделирование температурных полей ковша; измерение температуры ковша.

The paper presents a mathematical model of the process heating of the tundish for casting steel. The model is the basis for the design of information-measuring and control systems. Implementation of systems will optimize the casting process conditions and, accordingly, reduce energy costs.

Keywords: steel casting, control and management regime of casting, modeling of temperature fields ladle temperature measurement bucket.

В настоящее время одним из основных направлений развития и модернизации различных отраслей промышленности является внедрение на предприятиях мероприятий по энергосбережению и повышению энергоэффективности. Необходимо отметить, что внедрение таких ме-

роприятий на промышленных предприятиях – это довольно сложная многокритериальная оптимизационная задача. При решении таких задач должны быть решены вопросы выбора технологического оборудования и режимов его работы, а также информационно-измерительных и управляющих систем. Наиболее актуально внедрение мероприятий на предприятиях, использующих технологический нагрев и сушку, поскольку эти технологические процессы являются наиболее энергоемкими. Поэтому внедрение мероприятий на предприятиях с энергоемкими технологическими процессами позволит получить значительный экономический эффект. Экономический эффект с минимальными инвестиционными затратами может быть получен при оптимизации режимов технологического процесса. В статье представлено решение такой задачи для технологического процесса разливки стали на Волжском трубном заводе.

Одними из важнейших мероприятий процесса разливки стали является контроль температуры металла от выплавки до разливки, и подготовка ковшей для разливки стали. Необходимо поддержание равномерного температурного поля на всей поверхности ковша, точное соблюдение теплового режима, так как любые нарушения технологического процесса сопровождаются потерей энергии и снижением качества выпускаемой продукции.

Подвод жидкого металла из сталеразливочного ковша в кристаллизатор осуществляется через промежуточный ковш, который распределяет металл между ручьями машин непрерывного литья заготовок, обеспечивает непрерывность и стабильность технологического процесса. Конструктивно ковш выполнен в виде стального кожуха, внутренняя полость которого футерована огнеупорным материалом. В настоящее время большое распространение на большинстве металлургических комбинатов получили сталеразливочные ковши, футерованные монолитной огнеупорной массой или огнеупорным кирпичом. Данные по толщине футеровки промежуточного ковша указаны в табл. 1.

Для обоснования метода измерения температуры через многослойную стенку необходимо разработать математическую модель процесса разогрева промежуточного ковша. Известны теплофизические характеристики материалов, из которых изготовлена футеровка ковша, параметры окружающей среды. Считается, что тепловые потоки, прогревающие ковш, различны для разных временных промежутков, но постоянны в их пределах.

Таблица 1

Элемент футеровки промышленного ковша	Слои футеровки	Толщина футеровки, мм
Днище	Теплоизоляционный слой (муллитокремнеземистый картон, МКРКЛ-450)	10
	Арматурный слой (Шамотный кирпич ША-1)	67
	Рабочий слой (Кремнеземный огнеупор, ВКГУ, МКБ)	82
	Защитное покрытие	40
	ИТОГО	199
	Высота перегородки	246
Днище металоприемника	Теплоизоляционный слой (муллитокремнеземистый картон, МКРКЛ-450)	10
	Арматурный слой (Шамотный кирпич ША-1)	67
	Рабочий слой (Кремнеземный огнеупор, ВКГУ, МКБ)	82*2
	Устройство «Турбостоп»	60
	ИТОГО	301

Математическая постановка задачи:

а) дифференциальное уравнение теплопроводности:

$$\rho \cdot C_p \cdot \frac{\partial t}{\partial \tau} = -div\vec{q} + q_V \qquad \vec{q} = -\lambda \cdot grad(t);$$

б) проекция на цилиндрические оси координат:

$$\rho c_p \frac{\partial t}{\partial \tau} = -\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}(q_r \cdot r) + \frac{\partial}{\partial z}(q_z) + q_v \qquad (1)$$

$$q_r = -\lambda_r \cdot \frac{\partial t}{\partial r} \qquad q_z = -\lambda_z \cdot \frac{\partial t}{\partial z},$$

где ρ – плотность материала, кг/м^3; c_p – теплоемкость материала, Дж/(кг·°С); t – температура,°С; τ – время, мин; r – радиальная координа-

та, 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.

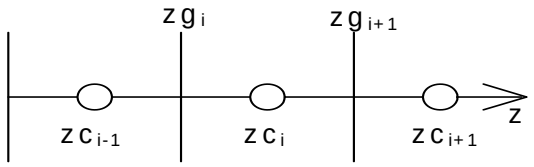


Рис. 1. Равномерная расчетная сетка

В [1] приводилась геометрия расчетной области и краткое описание метода решения. Нестационарная задача решалась по неявной схеме с шагом по времени $\Delta\tau$ = 20 с. В качестве метода дискретизации использовался метод контрольного объема [2]. Расчетная область была разбита на некоторое количество контрольных объемов с кусочно-постоянным шагом – каждая узловая точка содержится в одном контрольном объеме (рис. 1).

Тогда координаты узловых точек:

$$rc_j = \frac{rg_j + rg_{j+1}}{2},$$

где $j = 1..j_m$;

$$zc_i = \frac{zg_i + zg_{i+1}}{2},$$

где $i = 1...i_m$.

Дифференциальное уравнение (1) интегрировалось по каждому контрольному объему:

$$\int_{r_{j-1/2}}^{r_{j+1/2}} \int_{z_{i-1/2}}^{z_{i+1/2}} [\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}(q_r r) + \frac{\partial}{\partial z}(q_z) - q_v] r \cdot \mathrm{d}r \cdot \mathrm{d}z =$$

$$= \int_{r_{j-\frac{1}{2}}}^{r_{j+\frac{1}{2}}} \int_{z_{i+\frac{1}{2}}}^{z_{i+\frac{1}{2}}} \frac{\partial}{\partial r}(q_r r)\mathrm{d}r\mathrm{d}z + \int_{r_{j-\frac{1}{2}}}^{r_{j+\frac{1}{2}}} \int_{z_{i+\frac{1}{2}}}^{z_{i+\frac{1}{2}}} \frac{\partial}{\partial z} q_z r \mathrm{d}r\mathrm{d}z) - \int_{r_{j-\frac{1}{2}}}^{r_{j+\frac{1}{2}}} \int_{z_{i-\frac{1}{2}}}^{z_{i+\frac{1}{2}}} q_v r \mathrm{d}r\mathrm{d}\varphi = 0. \quad (2)$$

Интегрирование первого многочлена уравнения (2):

$$\int_{r_{j-\frac{1}{2}}}^{r_{j+\frac{1}{2}}} \frac{\partial}{\partial r}(q_r r)\mathrm{d}r \int_{z_{i-\frac{1}{2}}}^{z_{i+\frac{1}{2}}} \mathrm{d}z = r_j \left[(q_r)_{j+1/2} - (q_r)_{j-1/2} \right] \left[z_{i+1/2} - z_{i-1/2} \right] \quad (3)$$

Интегрирование второго многочлена уравнения (2):

$$\int_{r_{j-\frac{1}{2}}}^{r_{j+\frac{1}{2}}} r\mathrm{d}r \int_{z_{i-\frac{1}{2}}}^{z_{i+\frac{1}{2}}} \frac{\partial}{\partial z} q_z \mathrm{d}z = \frac{r^2}{2}\Big|_{r_{j-1/2}}^{r_{j+1/2}} \left[(q_z)_{i+1/2} - (q_z)_{i-1/2} \right] = \frac{1}{2}\left(r_{j+1/2}^2 - r_{j-1/2}^2 \right) \left[(q_z)_{i+1/2} - (q_z)_{i-1/2} \right]. \quad (4)$$

Интегрирование третьего многочлена уравнения (2):

$$q_v \int_{r_{j-\frac{1}{2}}}^{r_{j+\frac{1}{2}}} r\mathrm{d}r \int_{z_{i-\frac{1}{2}}}^{z_{i+\frac{1}{2}}} \mathrm{d}z = \frac{1}{2} q_v \left(r_{j+1/2}^2 - r_{j-1/2}^2 \right) \left(z_{i+1/2} - z_{i-1/2} \right). \quad (5)$$

Принимаем обозначение

$$\Delta r = r_{j+1/2}^2 - r_{j-1/2}^2, \quad \Delta z = z_{i+1/2} - z_{i-1/2}.$$

По закону Фурье

$$(q_z)_{i+1/2} = -\lambda_z \frac{\partial t}{\partial z} \approx -(\lambda_z)_{i+1/2} \frac{t_{i+1,j} - t_{i,j}}{z_{i+1} - z_j}, \quad i \neq i_m \quad (6)$$

Аналогично:

$$(q_z)_{i-1/2} \approx -(\lambda_z)_{i-1/2} \frac{t_{i,j} - t_{i-1,j}}{z_i - z_{i-1}}, \quad i \neq 1; \quad (7)$$

$$(q_r)_{j+1/2} \approx -(\lambda_r)_{j+1/2} \frac{t_{i,j+1} - t_{i,j}}{r_{j+1} - r_j}, \; j \neq j_m; \quad (8)$$

$$(q_r)_{j-1/2} \approx -(\lambda_r)_{j-1/2} \frac{t_{i,j} - t_{i,j-1}}{r_j - r_{j-1}},\ j \neq 1. \quad (9)$$

Подставив равенства (6), (7), (8) и (9) в уравнения (3), (4) и (5) и объединив их, получим:

$$r_j \left[-(\lambda_r)_{j+1/2} \frac{t_{i,j+1} - t_{i,j}}{r_{j+1} - r_j} + (\lambda_r)_{j-1/2} \frac{t_{i,j} - t_{i,j-1}}{r_j - r_{j-1}} \right] \Delta z +$$
$$+ \left[-(\lambda_z)_{i+1/2} \frac{t_{i+1,j} - t_{i,j}}{z_{i+1} - z_i} + (\lambda_z)_{i-1/2} \frac{t_{i,j} - t_{i-1,j}}{z_i - z_{i-1}} \right] - \frac{1}{2} q_v \Delta r \Delta z = 0.$$

В результате имеем дискретный аналог уравнения теплопроводности, который приводим к стандартному виду

$$p_{i,j} \cdot t_{i,j} = a_{i,j} \cdot t_{i+1,j} + b_{i,j} \cdot t_{i-1,j} + c_{i,j} \cdot t_{i,j+1} + d_{i,j} \cdot t_{i,j-1} + f_{i,j}, \quad (10)$$

где

по оси z (i):

$$a_{i,j} = -\frac{1}{2} \Delta r \frac{(\lambda_z)_{i+1/2}}{z_{i+1} - z_i}, \text{ если } i \neq i_m;$$
$$a_{i,j} = 0, \text{ если } i = i_m.$$

$$b_{i,j} = -\frac{1}{2} \Delta r \frac{(\lambda_z)_{i-1/2}}{z_i - z_{i-1}}, \text{ если } i \neq 1;$$
$$b_{i,j} = 0, \text{ если } i = 1.$$

$$f_{i,j} = \left(\frac{1}{2} \frac{\rho C_p}{\Delta \tau} T + \frac{1}{4} Q(zc_i) \right) \Delta r \Delta z;$$

$$p_{i,j} = \frac{1}{2} \frac{\rho C_p}{\Delta \tau} \Delta r \Delta z.$$

по оси r (j):

$$c_{i,j} = -\frac{r_j (\lambda_r)_{j+1/2}}{r_{j+1} - r_j} \Delta z, \text{ если } j \neq j_m;$$
$$c_{i,j} = 0, \text{ если } j = j_m.$$

$$d_{i,j} = -\frac{r_j (\lambda_r)_{j-1/2}}{r_j - r_{j-1}} \Delta z, \text{ если } j \neq 1;$$
$$d_{i,j} = 0, \text{ если } j = 1.$$

$$f_{i,j} = \left(\frac{1}{2} \frac{\rho C_p}{\Delta \tau} T + \frac{1}{4} Q(zc_i) \right) \Delta r \Delta z;$$

$$p_{i,j} = \frac{1}{2} \frac{\rho C_p}{\Delta \tau} \Delta r \Delta z.$$

Для решения дискретного аналога используется алгоритм одномерной прогонки, который состоит из прямого и обратного хода. Алгоритм решения:

$p_1 t_1 = a_1 t_2 + f_1$; $p_2 t_2 = a_2 t_3 + b_2 t_1 + f_2$:

1) находим $\alpha_1 = \frac{a_1}{P_1}$; $\beta_1 = \frac{f_1}{P_1}$;

2) прямой ход $\alpha_i = \frac{a_i}{p_i - \alpha_{i-1} b_i}$;

$\beta_i = \frac{\beta_{i-1} b_i + f_i}{P_i - \alpha_{i-1} b_i}$, где i = 2...$n$–1;

3) находим $t_n = \frac{b_n \beta_{n-1} + f_n}{p_n - b_n \alpha_{n-1}}$;

4) обратный ход $t_i = \alpha_i t_{i+1} + \beta_i$,

где $I = n$–1...2.

Используем этот метод для решения двумерного дискретного аналога, организовав прогон по столбцам и строкам.

Прогон по столбцам коэффициентов:

$$a_i = A_{i,j};\ b_i = B_{i,j};$$
$$f_i = C_{i,j} t_{i,j+1} + D_{i,j} t_{i,j-1} + F_{i,j}, \text{ если } j \neq 1, j_m;$$
$$f_i = C_{i,j} t_{i,j+1} + F_{i,j}, \text{ если } j = 1;$$
$$f_i = D_{i,j} t_{i,j-1} + F_{i,j}, \text{ если } j = j_m;$$

Аналогично по строкам, пока разница температур на текущей и предыдущей операции достигнет заданной точности вычисления.

В [3] была подобрана плотность теплового потока на каждом технологическом участке разогрева футеровки промежуточного ковша, уточнены параметры модели (зависимость плотности теплового потока от времени, коэффициент теплоотдачи) и режимы работы горелок.

Нагрев металла в промежуточном ковше сложен, и для управления режимами технологического процесса при его разогреве необходима система контроля температуры в его элементах. Информация о разогреве стали может быть получена при внедрении информационно-измерительной системы с датчиками температуры (термопары), установленными в элементах ковша.

На рис. 2 представлены возможные варианты расположения датчиков контроля температуры (Д1, Д2, Д3, Д4) в окрестности стакана-дозатора на соответствующей глубине установки внутри днища ковша (Л5 = 0,15 м; Л4 = 0,16 м; Л3 = 0,194 м; Л2 = 0,227 м; Л1 = 0,309 м).

На основе численного моделирования получены значения температур для каждого датчика Д на линиях Л. Результаты по взаимосвязи необходимых по технологическому процессу значений температуры внутри днища ковша и полученных расчетным путем приведены в табл. 2.

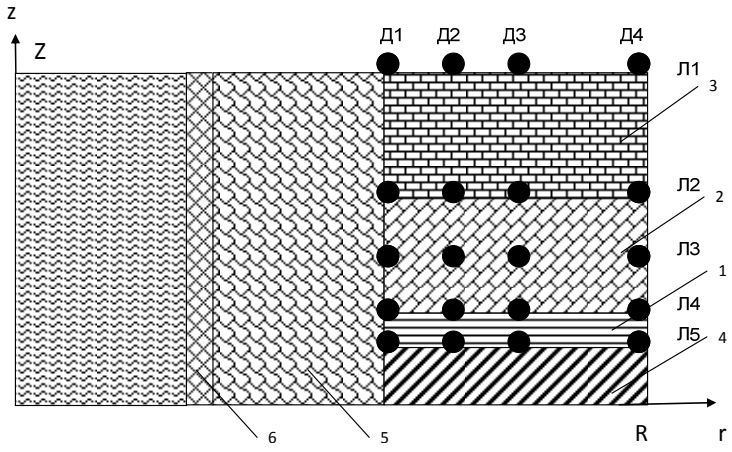


Рис. 2. Расчетная область:
1 –теплоизоляционный слой; *2* – арматурный слой; *3* – рабочий слой;
4 – днище (броня); *5* – гнездовой блок; *6* – стакан-дозатор

Таблица2

Глубина, м	Л5 = 0,15	Л4 = 0,16	Л3 = 0,194	Л2 = 0,227	Л1 = 0,309
Датчик 1	0,465	0,708	0,736	0,766	0,992
Датчик 2	0,644	0,738	0,831	0,841	0,993
Датчик 3	0,652	0,734	0,847	0,879	0,994
Датчик 4	0,392	0,673	0,746	0,851	0,974

Выводы. Разработанная математическая модель является теоретической основой для проектирования информационно-измерительных и управляющих систем, позволяющих оптимизировать режим технологического процесса разливки стали и соответственно снизить себестоимость продукции и повысить ее качество.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Реснянская, А. А.* Численное моделирование температурных полей в элементах промежуточного ковша / А. А. Реснянская, И. Л. Васильева // Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. ст. / ВолгГТУ. – Волгогра, 2011. – (Серия «Процессы преобразования энергии и энергетические установки» ; вып. 3).

2. *Патанкар, С. В.* Численное решение задач теплопроводности и конвективного теплообмена при течении в каналах / С. В. Патанкар: пер. с англ. Е. В. Калабина; под ред. Г. Г. Янькова. – М.: Издательство МЭИ, 2003.

3. *Реснянская, А. А.* Повышение энерго-ресурсоэффективности термической подготовки промежуточного ковша на основе численного моделирования процессов тепломассообмена / А. А. Реснянская, И. Л. Васильева // Ресурсо-энергосбережение и эколого-энергетическая безопасность промышленных городов. Третья всероссийская научно-практическая конференция, г. Волжский, 28–30 сентября 2010 г.: Сборник материалов конференции. – Волжский: Филиал «МЭИ (ТУ)» в г. Волжском, 2010.

Научное издание

И З В Е С Т И Я
Волгоградского государственного технического университета
№ 12 (115), 2013 г.

С е р и я «ПРОЦЕССЫ ПРЕОБРАЗОВАНИЯ ЭНЕРГИИ
И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ»
(Выпуск 5)

Межвузовский сборник научных статей

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

Темплан 2013 г. Поз. № 61н.
Подписано в печать 31. 07.2013. Формат 60×84 1/8. Бумага офсетная.
Гарнитура Times. Печать офсетная. Усл. печ. л. 13,02. Уч.-изд. л. 13,05.
Тираж 150 экз. Заказ

Волгоградский государственный технический университет.
400005 Волгоград, просп. В. И. Ленина, 28, корп. 1.

Отпечатано в типографии ИУНЛ
Волгоградского государственного технического университета.
400005 Волгоград, просп. В. И. Ленина, 28, корп. 7.