МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ВОЛГОГРАДСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

ИЗВЕСТИЯ ВОЛГОГРАДСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА

Серия

ПРОЦЕССЫ ПРЕОБРАЗОВАНИЯ ЭНЕРГИИ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ

Выпуск 4

№ 12(99) Межвузовский сборник научных статей 2012
Издается с января 2004 г.

Волгоград
2012

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(99) / ВолгГТУ. – Волгоград, 2012. – 68 с. – (Сер. Процессы преобразования энергии и энергетические установки. Вып. 4).

ISBN 978–5–9948–1026–2

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. 39. Табл. 9. Библиогр.: 99 назв.

ISBN 978–5–9948–1026–2

© Волгоградский государственный технический университет, 2012

Научное издание

И З В Е С Т И Я
Волгоградского государственного технического университета
№ 12 (99), 2012 г.

Серия «ПРОЦЕССЫ ПРЕОБРАЗОВАНИЯ ЭНЕРГИИ
И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ»
(Выпуск 4)

Межвузовский сборник научных статей

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

Темплан 2012 г. Поз. № 11н.
Подписано в печать 12.10.2012. Формат 60×84 1/8. Бумага офсетная.
Гарнитура Times. Печать офсетная. Усл. печ. л. 7,9. Уч.-изд. л. 6,59.
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.
4000051 Волгоград, просп. В. И. Ленина, 28, корп. 7.

СОДЕРЖАНИЕ

Марков В. А., Иващенко Н. А., Девянин С. Н.
Использование биодобавок растительного происхождения к топливу для снижения дымности отработавших газов дизелей..... 5

Марков В. А., Девянин С. Н., Нагорнов С. А.
Применение смесевых биотоплив на основе метиловых эфиров растительных масел в транспортных дизелях..... 9

Свистула А. Е., Мысник М. И.
Анализ работы дизеля на рапсовом масле с использованием топливной аппаратуры *Common Rail*..... 14

Синицын В. А., Кулманаков С. С.
Экологические показатели вредных выбросов при работе на смесевых биотопливах..... 18

Грехов Л. В., Иващенко Н. А., Потапов А. И.
Расчет и оптимизация ТНВД для систем *Common Rail* и систем непосредственного впрыскивания бензина..... 22

Грехов Л. В., Иващенко Н. А., Потапов А. И.
Разработка и создание ТНВД для систем *Common Rail* и систем непосредственного впрыскивания бензина..... 26

Славуцкий В. М., Салыкин Е. А., Липилин В. И., Скоробогатов А. А.
Улучшение экономических показателей дизель-генераторов..... 29

Хрящёв Ю. Е., Епанешников Д. А.
Оценка применимости различных типов математических моделей для разработки систем управления автомобильных двигателей..... 30

Васильев А. В., Березюков Д. С.
Математическое моделирование эксплуатационного изменения рабочих показателей электромагнтных форсунок бензинных двигателей..... 33

Васильев А. В., Фёдоров Н. Н.
Моделирование динамики клапанного привода ДВС..... 37

Ларцев А. М., Федянов Е. А.
Перспективы совершенствования дизелей воздушного охлаждения большой мощности..... 41

Федянов Е. А., Захаров Е. А., Ширшов Д. Б., Гаврилов Д. С.
Влияние добавок водорода на скорость сгорания пропан-бутана..... 43

Федянов Е. А., Шумский С. Н., Иванов Ю. В., Лютин К. И.
Методика термохимических расчетов многокомпонентных топлив..... 45

Балашов А. А., Свистула А. Е., Яров В. С., Сиротенко Д. В.
Результаты экспериментального определения пропускной способности газового тракта дизеля с двойной системой выпуска отработавших газов..... 48

Славуцкий В. М., Салыкин Е. А., Славуцкий В. В.
Анализ факторов, определяющих задержку воспламенения топлива в дизелях..... 51

Славуцкий В. М., Салыкин Е. А., Славуцкий В. В., Хуранов О. Л.
Исследование процесса подачи топлива в дизеле на режиме холостого хода..... 55

Новиков Д. С., Яманин А. И.
Влияние навесных агрегатов на параметры вибрации энергетической установки автомобиля..... 57
Гребенников С. А., Гребенников А. С., Петров М. Г., Федоров Д. В.
Диагностирование механизма газораспределения ДВС динамическим методом..... 59
Гребенников С. А., Федоров Д. В., Гребенников А. С.
Диагностирование ДВС по показателям угловой скорости коленчатого вала..... 64
Абачараев М. М., Абачараев И. М.
Перспективы применения нетрадиционной тепловой энергии металлотермической реакции в технике и быту..... 67

УДК 621.436.038

В. А. Марков, Н. А. Иващенко, С. Н. Девянин

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ БИОДОБАВОК РАСТИТЕЛЬНОГО ПРОИСХОЖДЕНИЯ К ТОПЛИВУ ДЛЯ СНИЖЕНИЯ ДЫМНОСТИ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ ДИЗЕЛЕЙ

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

Рассмотрена возможность снижения выброса сажи – дымности отработавших газов – путем использования кислородосодержащих добавок к топливу. Представлены экспериментальные исследования дизеля Д-245.12С, работающего на дизельном топливе с добавками растительных масел и метиловых эфиров этих масел.

Ключевые слова: дизельный двигатель, дизельное топливо, рапсовое масло, подсолнечное масло, метиловый эфир рапсового масла, смесевое биотопливо, дымность отработавших газов.

The potential for reducing soot emissions – exhaust smoke – by using oxygen-containing additives has been considered. The results of experimental research on a Д-245.12С diesel engine running on diesel fuel with vegetable oils and their methyl esters added to the fuel are presented.

Keywords: diesel engine, diesel fuel, rapeseed oil, sunflower oil, rapeseed oil methyl ester, mixed biofuel, exhaust gases smoke.

Дизельные двигатели давно стали основным типом двигателей внутреннего сгорания (ДВС) в диапазоне агрегатных мощностей от 200 до 80 тыс. кВт. Продолжает расти доля дизелей и в мировом автопарке (рис. 1) [1]. В настоящее время доля дизельных двигателей на транспорте составляет 25–30 %, а в странах западной Европы достигла 50 %. Такими двигателями традиционно оснащаются большегрузные автомобили, городские автобусы, расширяется их применение на легковых автомобилях. В качестве силовых установок сельскохозяйственных машин также используются главным образом дизельные двигатели.

В современных условиях к показателям работы ДВС предъявляется целый комплекс достаточно жестких требований. Среди этих показателей приоритетными считаются топливная экономичность и токсичность отработавших газов (ОГ) [1, 2]. Преимуществами дизелей по сравнению с бензиновыми двигателями являются высокая топливная экономичность, их работа на сравнительно дешевом дизельном топливе, возможность применения облегченных нефтяных и альтернативных топлив.

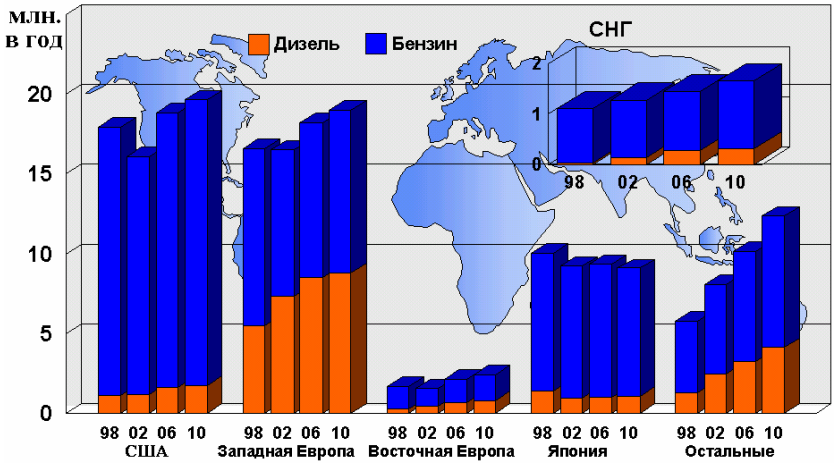


Рис. 1. Производство бензиновых и дизельных автомобилей по регионам мира в 1998–2010 годах

Вместе с тем, повышение удельных мощностных показателей дизелей остается актуальной задачей современного двигателестроения. Известно, что бензиновые ДВС по этому показателю в два-три раза превосходят безнаддувные дизели, что в первую очередь связано с качеством смесеобразования. Процесс внутреннего смесеобразование в дизелях в существенно большей степени ограничен по времени по сравнению со смесеобразованием бензинового ДВС, так как для полного испарения нефтяного дизельного топлива (ДТ) требуются более высокие температуры. Это приводит к существенному повышению дымности ОГ дизелей на режимах с большими нагрузками. В результате коэффициент избытка воздуха на режимах с максимальной нагрузкой (режимы внешней скоростной характеристики – ВСХ) дизеля в 1,5–2,0 раза выше, чем у бензинового ДВС, что приводит к недоиспользованию поданного в цилиндры воздуха (рабочего объема двигателя).

Для решения этой проблемы повышают давление впрыскивания и вводят наддув дизелей. В результате удельные мощности современных дизелей могут превышать значения для бензиновых ДВС и доходят до 70 кВт/л и более. Однако повышение наддува приводит к росту механических и тепловых нагрузок двигателя, а повышение давлений впрыскивания снижает надежность работы топливной аппаратуры.

Менее энергоемкими средствами снижения дымности выхлопа дизелей является улучшение свойств дизельного топлива за счет введения антидымных присадок. Однако большая часть этих присадок содержит щелочноземельные металлы, присутствие которых в топливе, как правило, увеличивает нагароотложение в камере сгорания и на распылителях, а в ОГ дизелей увеличивается количество мелкодисперсных металлосодержащих частиц, которые оседают в легких живых организмов.

Снижение дымности ОГ дизелей может быть достигнуто добавкой к нефтяному топливу кислородосодержащих компонентов. В отличие от присадок их количество может составлять более 5 %. Наибольший эффект в снижении дымности ОГ наблюдается при добавлении к нефтяному топливу кислородосодержащего компонента с температурой кипения не ниже температуры перегонки 50 % основного дизельного топлива, т. е. при температуре более 280 °С.

В качестве такого кислородосодержащего компонента целесообразно использовать растительные масла или продукты их переработки, которые в настоящее время рассматриваются как перспективные альтернативные топлива для дизелей. В данной работе проведен анализ дымности ОГ по результатам испытаний дизеля ММЗ Д-245 на режимах ВСХ. В качестве добавок к дизельному топливу использованы рапсовое и подсолнечное масло и метиловый эфир рапсового масла. Испытания проведены на моторном стенде АМО «ЗИЛ».

Основные характеристики исследуемых топлив с добавками рапсового масла (РМ) приведены в табл. 1. Более подробные характеристики этих топлив и результаты испытаний дизеля по мощностным, экономическим и экологическим показателям приведены в работе [3]. Испытания дизеля на чистом рапсовом масле не проводились, и данные по РМ в табл. 1 приведены для справки.

Таблица 1

Основные свойства исследуемых смесевых топлив с добавками рапсового масла

Физико-химические свойства	*Топливо*				
	ДТ	Смесь 80 % ДТ и 20 % РМ	Смесь 60 % ДТ и 40 % РМ	Смесь 40 % ДТ и 60 % РМ	РМ
Плотность при 20 °С, кг/м^3	830,0	848,0	865,0	882,0	916,0
Вязкость при 20 °С, мм^2/с	3,8	9,0	19,0	30,0	75,0
Теплота сгорания низшая, МДж/кг	42,5	41,5	40,4	39,4	37,3
Цетановое число	45	–	–	–	36
Температура самовоспламенения, °С	250	–	–	–	318
Количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг топлива, кг	14,3	14,0	13,6	13,2	12,5
Содержание, % по массе:					
С	87,0	85,0	83,0	81,0	77,0
Н	12,6	12,5	12,4	12,2	12,0
О	0,4	2,5	4,6	6,8	11,0

Примечание: указано объемное содержание ДТ и РМ в смесевом топливе.

Основные характеристики нефтяного ДТ с добавками подсолнечного масла (ПМ) даны в табл. 2. Более подробные характеристики этих топлив и результаты моторных испытаний на них представлены в работе [4]. На чистом подсолнечном масле испытания не проводились, а данные по ПМ в табл. 2 приведены для справки.

Физико-химические свойства базового нефтяного топлива с добавками метилового эфира рапсового масла (МЭРМ) представлены в табл. 3. Более подробные данные по свойствам этих топлив и результатам их испытаний на моторном стенде даны в работе [5]. На чистом МЭРМ испытания не проводились, а его свойства в табл. 3 представлены для справки.

Следует отметить, что увеличение количества рассматриваемых растительных масел и МЭРМ в смесевом топливе сопровождается повышением его плотности и вязкости, а также содержанием доли кислорода в топливе, что приводит к снижению теплотворной способности смесевого топлива и необходимого количества воздуха для его сгорания.

Таблица 2

Основные свойства исследуемых смесевых топлив с добавками подсолнечного масла

Физико-химические свойства	Топливо				
	ДТ	Смесь 95 % ДТ и 5 % ПМ	Смесь 90 % ДТ и 10 % ПМ	Смесь 80 % ДТ и 20 % ПМ	ПМ
Плотность при 20 °С, кг/м^3	830,0	834,7	839,3	848,6	923,0
Вязкость при 20 °С, мм^2/с	3,8	5,0	6,0	8,0	72,0
Теплота сгорания низшая, МДж/кг	42,5	42,1	41,9	41,4	37,0
Цетановое число	45	–	–	–	33
Температура самовоспламенения, °С	250	–	–	–	320
Количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг топлива, кг	14,3	14,2	14,1	13,9	12,4
Содержание, % по массе:					
С	87,0	86,5	86,1	85,1	77,6
Н	12,6	12,5	12,5	12,4	11,5
О	0,4	1,0	1,4	2,5	10,9

Примечание: указано объемное содержание ДТ и ПМ в смесевом топливе.

Таблица 3

Основные свойства исследуемых смесевых топлив с добавками МЭРМ

Физико-химические свойства	Топливо						
	ДТ	Смесь 95 % ДТ и 5 % МЭРМ	Смесь 90 % ДТ и 10 % МЭРМ	Смесь 80 % ДТ и 20 % МЭРМ	Смесь 60 % ДТ и 40 % МЭРМ	Смесь 40 % ДТ и 60 % МЭРМ	МЭРМ
Плотность при 20 °С, кг/м^3	830,0	832,0	835,0	839,0	848,0	858,0	877,0
Вязкость кинематическая при 20 °С, мм^2/с	3,8	3,9	4,1	4,4	5,2	6,0	8,0
Теплота сгорания низшая, МДж/кг	42,5	42,2	41,9	41,5	40,5	39,6	37,8
Цетановое число	46,5	47	49	50	51,5	53	54
Температура самовоспламенения, °С	250	–	–	–	–	–	230
Кол-во воздуха, необходимое для сгорания 1 кг топлива, кг	14,3	14,2	14,0	13,6	13,3	12,9	12,6
Содержание, % по массе:							
С	87,0	86,5	86,1	85,1	83,2	81,4	77,6
Н	12,6	12,6	12,5	12,5	12,4	12,3	12,2
О	0,4	0,9	1,4	2,4	4,4	6,3	10,2

Примечание: указано объемное содержание ДТ и МЭРМ в смесевом топливе.

Дизель типа Д-245.12С (4 ЧН 11/12,5) имел камеру сгорания типа ЦНИДИ, и в нем реализовывалось объемно-пленочное смесеобразование. Он был оснащен турбокомпрессором ТКР-6 Борисовского завода автоагрегатов, топливным насосом высокого давления фирмы *Motorpal* (Чехия) модели *PP4M10U1f* и форсунками АО «Куроаппаратура» (г. Вильнюс) с распылителями *DOP 119S534* фирмы *Motorpal*. Форсунки были отрегулированы на давление начала впрыскивания $p_{фо}$ = 21,5 МПа, установочный УОВТ был равен θ = 13° поворота коленчатого вала до верхней мертвой точки (п.к.в. до ВМТ). При испытаниях регулировочные и установочные параметры оставались неизменными. Дымность ОГ измерялась с помощью ручного дымомера МК-3 фирмы *Hartridge* (Великобритания) с погрешностью измерения ±1 %. При работе на всех исследуемых топливах частота вращения вала двигателя n по внешней скоростной характеристике изменялась в диапазоне от 1080 до 2400 мин$^{-1}$.

Один из вариантов внешней скоростной характеристики двигателя при его работе на базовом ДТ показан на рис. 2. Коэффициент избытка воздуха α на режимах внешней скоростной характеристики при работе на дизельном топливе менялся в диапазоне 1,45–2,21 и увеличивался с ростом частоты вращения. При работе на смесях ДТ с РМ он менялся в диапазоне от 1,52 до 2,17, на смесях ДТ с ПМ – от 1,48 до 2,12, а на смесях ДТ с МЭРМ – от 1,53 до 2,11. Изменение коэффициента избытка воздуха α при работе на различных топливах не превышало для каждого режима 7 % от среднего значения.

Полученные результаты, отражающие влияние массовой доли атомов кислорода в молекулах топлива C_{O_2} на дымность ОГ K_x дизеля типа Д-245.12С, представлены на рис. 3. Они свидетельствуют о том, что значение C_{O_2} оказывает существенное влияние на дымность выхлопа – она практически линейно снижается с ростом массовой доли атомов кислорода в молекулах топлива. Причем с увеличением частоты вращения абсолютное значение снижения дымности ОГ уменьшается. Так при частоте вращения n = 1080 мин$^{-1}$ (рис. 3, характеристика 1) при увеличении доли атомов кислорода C_{O_2} от 0,004 до 0,07 – в абсолютных долях (или в процентах – от 0,4 до 7 %; первое значение соответствует 5 %-ному содержанию РМ в смесевом топливе, последнее – 60 %-ному содержанию РМ) дымность ОГ K_x уменьшилась с 31 до 14 % по шкале Хартриджа, а при частоте вращения n = 2400 мин$^{-1}$ (рис. 3, характеристика 8) – с 14 до 7 % по шкале Хартриджа. В обоих случаях дымность ОГ снизилась примерно в два раза. В целом, при увеличении доли кислорода от 0,004 до 0,07 C_{O_2} для всех режимов работы внешней скоростной характеристики дизеля дымность ОГ снизилась в среднем в 2,5 раза.

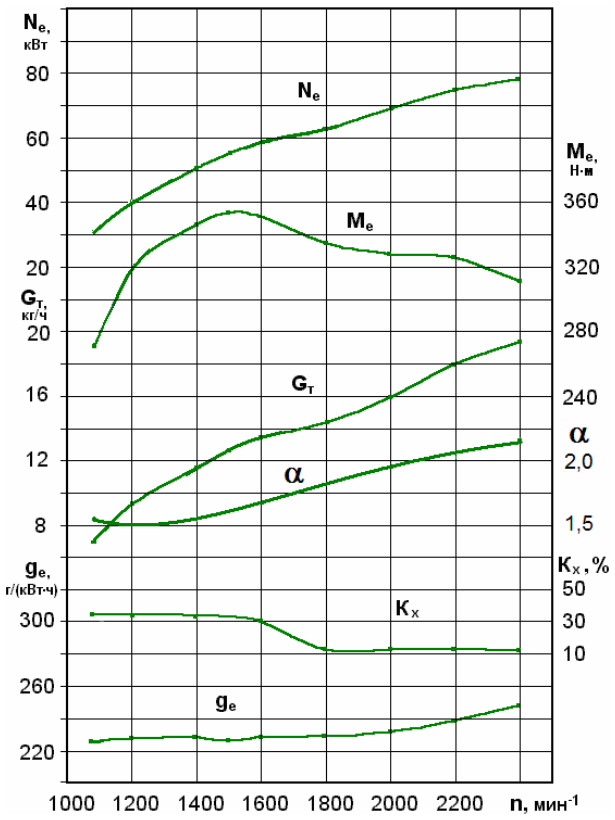


Рис. 2. Параметры дизеля Д-245 при его работе на дизельном топливе на режимах внешней скоростной характеристики

Следует отметить, что приведенные данные по снижению дымности ОГ можно связать только с содержанием кислорода в топливе, потому что такие характеристики топлива, как вязкость и плотность увеличились с ростом концентрации кислорода в топливе и должны были увеличить дымность ОГ. Теплотворная способность топлива уменьшилась незначительно, и ее влиянием на процессы сажеобразования и выгорания сажи можно пренебречь. Для смесей нефтяного ДТ с растительными маслами и МЭРМ изменение цетанового числа различно, а эффект на дымность ОГ одинаков. Таким образом, можно сделать вывод о том, что добавление кислородосодержащих компонентов на основе растительных масел в нефтяное ДТ является эффективным средством снижения дымности ОГ дизеля на режимах с полной нагрузкой.

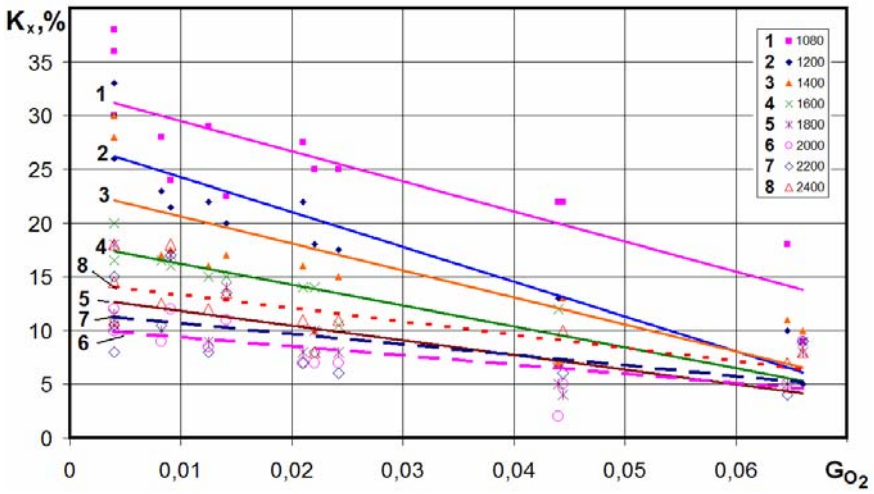


Рис. 3. Зависимость дымности ОГ дизеля Д-245.12С от массовой доли атомов кислорода в молекулах топлива на режимах с различной частотой вращения вала двигателя *n* от 1080 до 2400 мин$^{-1}$

Если экстраполировать представленные на рис. 3 характеристики в сторону увеличения доли кислорода в топливе C_{O_2}, то при концентрации его C_{O_2} = 12 % (такая концентрация атомов кислорода в молекулах топлива характерна, в частности, для чистого рапсового масла) следует ожидать практически бездымный выхлоп дизеля на исследованных режимах работы. При добавлении кислородосодержащих компонентов в нефтяное ДТ эффект от снижения дымности ОГ может быть использован и с целью повышения мощности двигателя при сохранении дымности ОГ на уровне норм, регламентируемых ГОСТ Р 41.24–2003. Анализ полученных данных показывает, что такое повышение мощности за счет увеличения подачи кислородосодержащего топлива на 5–15 % (при соответствующем снижении коэффициента избытка воздуха α) позволит увеличить мощность дизеля на режимах внешней скоростной характеристики в среднем (в зависимости от режима работы дизеля) до 10 %.

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, 2005. – 344 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. *Марков, В. А.* Работа дизелей на растительных маслах / В. А. Марков, Д. А. Коршунов, С. Н. Девянин // Грузовик &. – 2006. – № 7. – С. 33–46.

4. *Марков, В. А.* Использование подсолнечного масла в качестве топлива для дизелей / В. А. Марков, С. Н. Девянин, А. Ю. Шустер // Грузовик &. – 2009. – № 4. – С. 46–56.

5. *Марков, В. А.* Работа транспортного дизеля на смеси дизельного топлива и метилового эфира рапсового масла / В. А. Марков, А. А. Зенин, С. Н. Девянин // Турбины и дизели. – 2009. – № 3. – С. 26–31.

УДК 621.436.038

В. А. Марков, С. Н. Девянин, С. А. Нагорнов

ПРИМЕНЕНИЕ СМЕСЕВЫХ БИОТОПЛИВ НА ОСНОВЕ МЕТИЛОВЫХ ЭФИРОВ РАСТИТЕЛЬНЫХ МАСЕЛ В ТРАНСПОРТНЫХ ДИЗЕЛЯХ

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

Обоснована необходимость использования биотоплив на основе растительных масел в дизелях. Проведен анализ физико-химических свойств этих биотоплив. Проведены экспериментальные исследования дизеля, работающего на нефтяном дизельном топливе и на его смесях с метиловым эфиром подсолнечного масла.

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

The demand for vegetable oil-based biofuels diesel engines run on has been proved. Analysis of physical-chemical properties of the biofuels has been carried out. Experimental research on a diesel engine running on petroleum diesel fuel and petroleum diesel fuel - sunflower oil methyl esters mixtures has been conducted.

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

В настоящее время особую значимость приобретает проблема сокращения выбросов в окружающую среду углекислого газа (диоксида углерода) CO_2. Это объясняется заметным повышением его концентрации в атмосфере, вызванным быстрым ростом промышленного производства и резким увеличением количества транспортных средств. В настоящее время в атмосферу ежегодно выбрасывается более 25 млн. тонн углекислого газа, а к 2020 году ежегодные выбросы CO_2 в атмосферу достигнут 35 млн. тонн (рис. 1) [1]. Углекислый газ не оказывает токсического действия на организм человека, но при его повышенном содержании в атмосфере создается парниковый эффект, приводящий к так называемому тепловому загрязнению окружающей среды. Вследствие этого явления повышается температура воздуха в нижних слоях атмосферы, происходит глобальное потепление, особенно заметное в крупных городах, наблюдаются различные климатические аномалии.

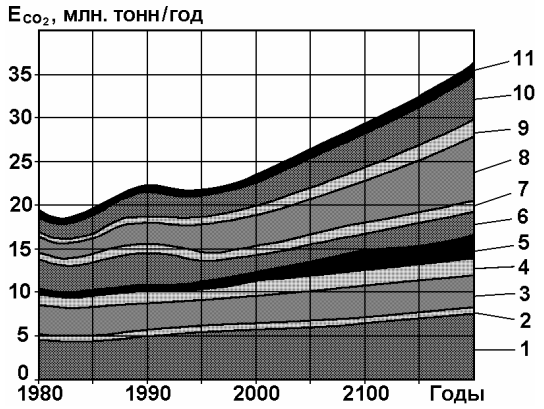


Рис. 1. Увеличение выбросов в атмосферу диоксида углерода E_{CO2}, связанных с деятельностью человека в различных регионах мира:

1 – США; *2* – Канада; *3* – Западная Европа; *4* – Япония и страны тихоокеанского региона; *5* – Латинская Америка; *6* – страны бывшего СССР; *7* – Восточная Европа; *8* – Китай; *9* – Индия; *10* – остальная Азия; *11* – Африка

Кроме того, повышение содержания в атмосфере CO_2 способствует образованию озоновых дыр. При снижении концентрации озона в атмосфере повышается отрицательное воздействие жесткого ультрафиолетового излучения на организм человека.

С точки зрения снижения парникового эффекта важным фактором является невозобновляемость запасов нефти, природного газа и других полезных ископаемых. Образующийся при сгорании моторных топлив из этих ресурсов углекислый газ, выбрасываемый в атмосферу, нарушает баланс между кислородом и углекислым газом в атмосфере. Поэтому более предпочтительны топлива, вырабатываемые из возобновляемого источника энергии – сырья растительного происхождения. При использовании топлив из этого сырья достигается кругооборот углекислого газа и кислорода в атмосфере, поскольку при сгорании топлив растительного происхождения выделяется примерно такое количество CO_2, которое было потреблено из атмосферы растениями за период их жизни.

Следует учитывать, что сельскохозяйственные культуры (свекла, рапс, пшеница) обеспечивают существенно больший объем выделяемого кислорода по сравнению с дикорастущими растениями (луга, пастбища и лес, рис. 2) [2]. В частности, выделение кислорода с одного гектара посевов рапса за сезон составляет 10,6 тысяч кубических метров и сопровождается поглощением около 10 тысяч кубических метров или 20 тонн углекислого газа. При посевных площадях рапса в 1 млн. гектаров поглощение CO_2 составит $10 \cdot 10^6$ тыс. кубических метров или 20 млн. тонн в год.

Использование биотоплив позволяет не только обеспечить кругооборот углекислого газа и кислорода в атмосфере, но и уменьшить выбросы в атмосферу с ОГ двигателей внутрен-

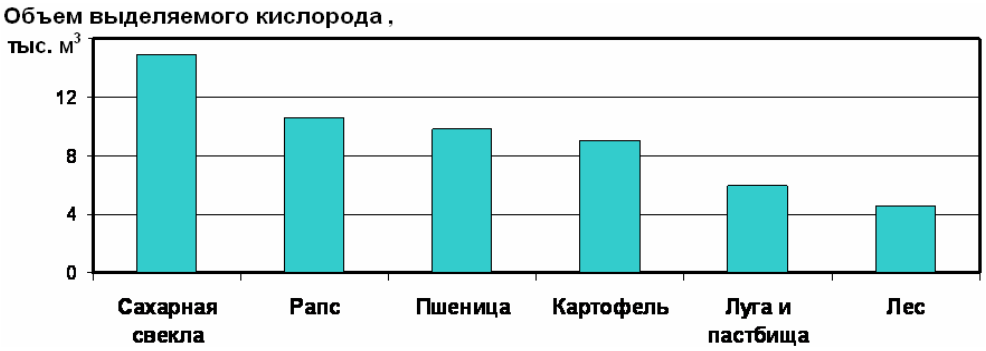


Рис. 2. Выделение кислорода за сезон различными сельскохозяйственными культурами, пастбищами и лесом с одного гектара посевов или угодий

него сгорания основных токсичных компонентов – монооксида углерода CO, несгоревших углеводородов CH_x и твердых частиц на величину до 50 % [2]. Благодаря незначительному содержанию серы (10–15 *ppm*) и отсутствию ароматических соединений в биотопливах, получаемых из растительных масел, выбросы ОГ дизелей практически не содержат оксидов серы и полициклических ароматических углеводородов (ПАУ), являющихся канцерогенами и вызывающих онкологические заболевания. При попадании этих биотоплив в почву и водные бассейны происходит их быстрое разложение в течение нескольких недель.

Экономический потенциал возобновляемых источников энергии в настоящее время оценивается в 20 млрд. тонн условного топлива в год, что в два раза превышает объем годовой добычи всех видов органического топлива [2]. Это обстоятельство указывает путь развития энергетики будущего, особенно региональной и локальной. Повсеместный переход на возобновляемые источники энергии не происходит лишь потому, что промышленность, сельское хозяйство, транспорт и другие отрасли в течение длительного периода развития были ориентированы на традиционные топлива. Однако неисчерпаемость и экономическая чистота возобновляемых источников энергии заставляет по-новому рассматривать перспективы их использования.

Анализ перспектив использования возобновляемых источников энергии для производства моторных топлив для дизельных двигателей убедительно свидетельствует о значительных преимуществах растительных масел. Причем, топлива могут быть произведены из более чем 50 масличных культур. Это позволяет подобрать для производства биотоплива масличную культуру, в наибольшей степени приспособленную к выращиванию в конкретном регионе. Применительно к условиям европейской части России наиболее перспективной масличной культурой представляется рапс. С одного гектара посевов рапса можно получить до одной тонны биотоплива.

Растительные масла могут применяться как самостоятельное топливо для дизелей, в смесях с дизельным топливом, перерабатываются в метиловый, этиловый или бутиловый эфиры, которые используются как самостоятельное биотопливо или как смесевые топливо (в смеси с дизельным или другими альтернативными топливами). Наибольшую долю в мировом производстве растительных масел имеет соевое масло (рис. 3). В условиях Российской Федерации одной из наиболее распространенных масличных культур является подсолнечник.

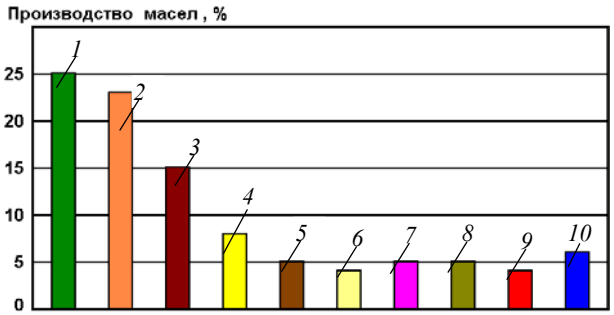


Рис. 3. Диаграмма мирового производства основных видов масел и жиров:
1 – соевое; *2* – пальмовое; *3* – рапсовое; *4* – подсолнечное; *5* – арахисовое; *6* – хлопковое; *7* – кокосовое; *8* – пальмоядровое; *9* – кукурузное; *10* – прочие

Еще сравнительно недавно биодизельное топливо в Европе производилось почти исключительно из рапсового масла. В 2001 году на долю метилового эфира рапсового масла (МЭРМ) приходилось около 84 % биодизельного топлива, 13 % составлял метиловый эфир подсолнечного масла (МЭПМ), по 1 % – на сложные эфиры, производимые из соевого масла, пальмового масла и остальных масел [2]. К 2010 году сырьевая база для производства биодизельных топлив в странах Евросоюза заметно расширилась. Доля рапсового масла, выращиваемого в этих странах, как сырья для выпуска моторных топлив сократилась до 63 % (рис. 4) [3]. Но следует отметить, что возросла до 13 % доля импортируемых растительных масел (в том числе – рапсового). Заметную долю сырьевых ресурсов составили животные жиры (9 %) и фритюрные растительные масла (5 %). Причем, основную часть фритюрных масел составило подсолнечное масло.

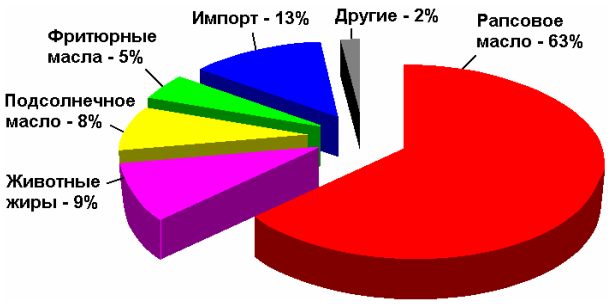
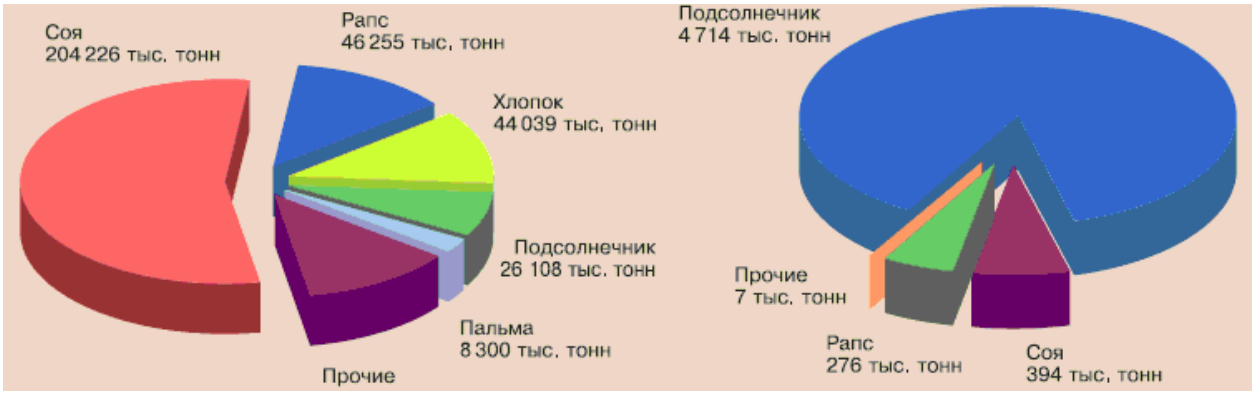


Рис. 4. Сырьевая база для производства биодизельного топлива в странах ЕС в 2010 году

В условиях Российской Федерации весьма привлекательным представляется использование для производства биодизельного топлива подсолнечного масла. Если в мировом производстве растительных масел ведущее место занимают соевое и рапсовое масла, то в России наиболее распространенным растительным маслом является подсолнечное (рис. 5) [4]. Объем его производства превышает 80% общего объема производства растительных масел. Это растительное масло вызывает дополнительный интерес еще и потому, что производство биодизельного топлива может быть организовано из отработанного фритюрного подсолнечного масла, широко применяемого в пищевой промышленности.



а *б*

Рис. 5. Валовый сбор маслосемян в мире (*а*) и в России (*б*)

Для анализа показателей топливной экономичности и токсичности ОГ дизельного двигателя, работающего на биодизельных топливах, проведены экспериментальные исследования дизеля типа Д-245.12С (4 ЧН 11/12,5) на смесях метилового эфира подсолнечного масла (МЭПМ) и дизельного топлива. Исследуемый дизель выпускается Минским моторным заводом (ММЗ) для малотоннажных грузовых автомобилей ЗиЛ-5301 «Бычок», а его модификации – для автобусов Павловского автомобильного завода (ПАЗ) и тракторов «Беларусь» Минского тракторного завода (МТЗ). Некоторые свойства исследуемых топлив приведены в табл. 1 [4].

Таблица 1

Физико-химические свойства топлив

Физико-химические свойства	Топлива	
	ДТ	МЭПМ
Плотность при 20 °С, кг/м^3	830	886
Вязкость кинематическая при 20 °С, мм^2/с	3,8	7,0
Коэффициент поверхностного натяжения σ при 20 °С, мН/м	27,1	–
Теплота сгорания низшая, кДж/кг	42500	37200
Цетановое число	45	47
Температура самовоспламенения, °С	250	–
Температура помутнения, °С	–25	–13
Температура застывания, °С	–35	–17
Количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг вещества, кг	14,3	12,53
Содержание, % по массе: C H O	 87,0 12,6 0,4	 76,7 12,2 11,1
Общее содержание серы, % по массе	0,20	–
Коксуемость 10 %-ного остатка, % по массе	0,2	–
Кислотность, мг КОН / 100 мл топлива	–	0,2

Поскольку МЭПМ содержит не только насыщенные, но и ненасыщенные жирные кислоты (олеиновую, линолевую, линоленовую, эруковую), а также другие нестабильные соединения, то при его хранении могут происходить окислительные и деструктивные процессы, способные изменять исходные физико-химические свойства. Поэтому определенный интерес вызывают экспериментальные исследования дизеля, работающего на биотопливах, имеющих различные сроки хранения. В предлагаемом исследовании дизель типа Д-245.12С испытывался на нефтяном ДТ и на смеси 60 % (объемное содержание) нефтяного ДТ и 40 % свежеприготовленного МЭПМ (далее – новый МЭПМ), а также на аналогичной смеси, содержащий 40% МЭПМ, хранившегося в течение года (далее – старый МЭПМ). Дизель испытывался на режимах внешней скоростной характеристики и 13-ступенчатого испытательного цикла Правил 49 ЕЭК ООН. Как показали результаты проведенных исследований, различия указанных выше физико-химических свойств исследуемых топлив оказывают влияние и на показатели дизеля (табл. 2).

Таблица 2

Показатели дизеля Д-245.12С, работающего на различных топливах

Показатели дизеля	Применяемое топливо		
	ДТ	60 % ДТ и 40 % МЭПМ (новый)	60 % ДТ и 40 % МЭПМ (старый)
Часовой расход топлива $G_т$, кг/ч:			
– на режиме максимальной мощности	19,23	20,07	20,31
– на режиме максимального крутящего момента	12,51	13,14	13,32
Крутящий момент M_e, Н·м:			
– на режиме максимальной мощности	310	311	311
– на режиме максимального крутящего момента	359	357	354
Дымность ОГ K_x, % по шкале Хартриджа:			
– на режиме максимальной мощности	15,0	6,0	6,0
– на режиме максимального крутящего момента	36,0	25,0	20,0
Удельный эффективный расход топлива g_e, г/(кВт·ч):			
– на режиме максимальной мощности	246,6	257,0	260,2
– на режиме максимального крутящего момента	222,1	234,5	239,3
Эффективный КПД дизеля η_e:			
– на режиме максимальной мощности	0,343	0,350	0,346
– на режиме максимального крутящего момента	0,381	0,384	0,376
Интегральные удельные выбросы токсичных компонентов на режимах 13-ступенчатого цикла, г/(кВт·ч):			
– оксиды азота e_{NOx}	5,948	5,742	6,173
– монооксид углерода, e_{CO}	2,782	1,949	1,950
– несгоревшие углеводороды, e_{CHx}	1,006	0,784	0,775

Данные табл. 2 свидетельствуют о том, что перевод исследуемого дизеля с нефтяного ДТ на смеси 60 % ДТ и 40 % МЭПМ позволяют заметно улучшить экологические показатели двигателя. Так, на режиме максимальной мощности при частоте вращения коленчатого вала n = 2400 мин$^{-1}$ при такой смене топлива дымность ОГ K_x сократилась с 15 до 6 % по шкале Хартриджа, т. е. в 2,5 раза. На режиме максимального крутящего момента при n = 1500 мин$^{-1}$ дымность ОГ снизилась с 36 до 20 % по шкале Хартриджа. Интегральные на режимах 13-ступенчатого испытательного цикла удельные массовые выбросы монооксида углерода e_{CO} сократились с 2,782 до 1,949 г/(кВт·ч), т. е. примерно на 30 %. Интегральные удельные массовые выбросы несгоревших углеводородов e_{CHx} снизились с 1,006 до 0,775 г/(кВт·ч), т. е. примерно на 22 %. При этом интегральные удельные массовые выбросы оксидов азота e_{NOx} изменились сравнительно слабо на величину ±3 % (как в сторону уменьшения при использовании нового МЭПМ, так и в сторону увеличения при использовании старого МЭПМ). Наконец, эффективность процесса сгорания, характеризуемая эффективным КПД дизеля η_e при его питании смесями ДТ и МЭПМ, даже несколько возросла (за исключением режима максимального крутящего момента и использовании старого МЭПМ).

Что касается сопоставления показателей дизеля, работающего на смесях нефтяного дизельного топлива и метилового эфира подсолнечного масла с новым и старым МЭПМ, то в большинстве случаев разница этих показателей весьма незначительна и находится в пределах точности определения указанного параметра. Это свидетельствует о том, что стабильность МЭПМ при хранении достаточно высока, а изменения физико-химических свойств МЭПМ при хранении не оказывают заметного влияния на показатели дизеля при его питании этим биотопливом.

В заключение следует отметить, что результаты проведенных исследований подтверждают возможность использования в дизелях биодизельных топлив, получаемых из растительных масел. Наибольшее приближение к свойствам нефтяных дизельных топлив обеспечивает применение смесей нефтяного дизельного топлива и метиловых эфиров растительных масел.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Ильинский, А. И.* Киотский протокол и новый углеродный ресурс России / А. И. Ильинский // Автогазозаправочный комплекс + альтернативное топливо. – 2004. – № 6. – С. 64–66.

2. *Девянин, С. Н.* Растительные масла и топлива на их основе для дизельных двигателей / С. Н. Девянин, В. А. Марков, В. Г. Семенов. – М.: Издательский центр ФГОУ ВПО МГАУ, 2008. – 340 с.

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

4. *Марков, В. А.* Использование растительных масел и топлив на их основе в дизельных двигателях / В. А. Марков, С. Н. Девянин, В. Г. Семенов, А. В. Шахов, В. В. Багров. – М.: ООО НИЦ «Инженер», 2011. – 536 с.

УДК 621.43:621.48

А. Е. Свистула, М. И. Мысник

АНАЛИЗ РАБОТЫ ДИЗЕЛЯ НА РАПСОВОМ МАСЛЕ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ COMMON RAIL

Алтайский государственный технический университет им. И. И. Ползунова

(e-mail: maks-iojik@mail.ru)

Выполнено сравнительное исследование рабочего процесса дизельного двигателя, работающего на рапсовом масле для разделенной топливной аппаратуры и аппаратуры типа *Common Rail*. Приведены показатели рабочего процесса, параметры тепловыделения и токсичности отработавших газов, выполнен анализ индикаторного КПД показана перспектива применения пилотной порции в топливной аппаратуре типа *Common Rail*.

Ключевые слова: система питания Common Rail, рапсовое масло, пилотная порция топлива, индикаторный КПД, коэффициенты неиспользования теплоты.

A comparative study of workflow of diesel operating on colza oil for the split fuel equipment and shared equipment such as Common Rail was made. The indicators of workflow parameters of heat and toxicity of exhaust gases, the analysis of the efficiency indicator was set. The perspective of the sample portion of the fuel equipment such as Common Rail is shown.

Keywords: fuel equipment Common Rail, colza oil, sample portion, the efficiency indicator, coefficients of non-heat.

Технико-экономические показатели автотракторных дизелей с существующим способом топливоподачи, смесеобразования и сгорания практически исчерпали свои возможности [1]. Одним из путей улучшения показателей дизелей является снижение неоднородности топливно-воздушной смеси (ТВС) в камере сгорания (КС). В известной мере, это уже реализуется за счет применения топливной аппаратуры (ТА) типа *Common Rail* (*CR*) и применения многофазного впрыска [2, 3]. Так же ввиду истощения энергетических ресурсов и борьбы с парниковым эффектом, интенсивно идет поиск альтернативных источников энергии. Предпочтение отдается возобновляемым источникам, которые обеспечивают баланс по сохранению парниковых газов. Одним из решений этой проблемы является использование топлив растительного происхождения, к которым можно отнести растительные масла [4]. Учитывая тот факт, что Алтайский край является сельскохозяйственным регионом, то выращивание и использование данного вида топлива является для нашего региона перспективным.

На кафедре ДВС Алтайского государственного технического университета им. И. И. Ползунова было проведено исследование двух ТА: разделенной с непосредственным впрыскиванием топлива (далее штатная) и *CR*, установленных на экспериментальную установку, ко-

торая является одноцилиндровым отсеком дизельного двигателя УК-2 размерностью *S/D* = = 130/140 мм. Целью исследования являлось сравнение и выявление отличий в протекании рабочего процесса дизеля при его работе на различных ТА, также исследовалась работа ТА *CR* с подачей пилотной порции топлива (п.т.). В качестве топлива использовалось рапсовое масло. По результатам регулировочных испытаний были определены оптимальные углы подачи топлива для соответствующей ТА (табл. 1).

Таблица 1

Характеристика ТА

Тип ТА	n, мин$^{-1}$	УОВТ основная п.т., ° п.к.в.	УОВТ пилотная п.т., ° п.к.в.	Давление	ε
Штатная	1750	23	–	В распылителе 27 МПа	16
Common Rail	1750	16	–	В рампе 150 МПа	15
Common Rail с пилотом 5% от основной порции	1750	16	6	В рампе 150 МПа	15

Для проведения исследования экспериментальная установка была оснащена необходимым контрольно-измерительным оборудованием. В ходе проведения исследования регистрировались контрольные показатели работы двигателя, индицировались внутрицилиндровое давление и параметры топливоподачи (давление и пр.), измерялось содержание вредных выбросов в отработавших газах (ОГ) оксидов азота (NO_x), оксида углерода (CO) с помощью лабораторного газоанализатора *QUINTOX – 9106*.

Исследование параметров рабочего процесса

Индикаторный расход топлива есть величина, обратная КПД, которая характеризует экономичность действительного цикла.

На основе сопоставления графиков на рис. 1 видно, что с переходом на ТА *CR* без применения пилотной п.т. и, в дальнейшем, с подачей на этой ТА пилотной п.т., по сравнению со штатной ТА, имеем снижение расхода рапсового масла в среднем на 7 г/кВт/ч.

Причина этого в том, что в ТА *CR* – большая величина давления впрыска топлива, и, как следствие, уменьшение времени подачи и более мелкое распыливание топлива, а применение пилотной п.т. дает лучшую гомогенизацию и сокращение подачи основной п.т.

На рис. 2 приведены графики изменения максимальной температуры, давления и жесткости сгорания в цикле. Следует отметить увеличение максимальной температуры, в среднем на 300 °С, рост максимального давления, в среднем на 20 кг/см^2, а также усиление жесткости работы,

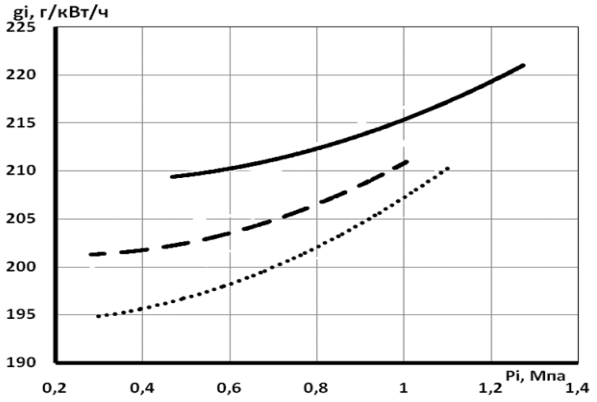


Рис. 1. Индикаторный расход топлива:
штатная; CR; CR с пилотной п.т.

примерно на 1 ед. при использовании ТА *CR* по сравнению со штатной ТА. Применение пилотной п.т. в ТА *CR* дает незначительное снижение этих показателей. Это происходит по причинам, указанным выше.

Как видно из графиков на рис. 3, величина выбросов CO при переходе от штатной ТА к ТА *CR* беспилотной п.т. уменьшается в среднем на 60-90 *ppm*, и в дальнейшем с применением в ТА *CR* пилотной п.т. также происходит незначительное уменьшение выбросов по отношению к той же системе без пилота примерно на 10 *ppm* по причине интенсификации процесса сгорания.

Величина выбросов NO_x с применением ТА *CR* беспилотной п.т. резко увеличивается в среднем на 350–400 *ppm*, применение пилотной п.т. на ТА *CR* дает незначительный рост, примерно на 50 *ppm*, по отношению к той же ТА беспилотной п.т.

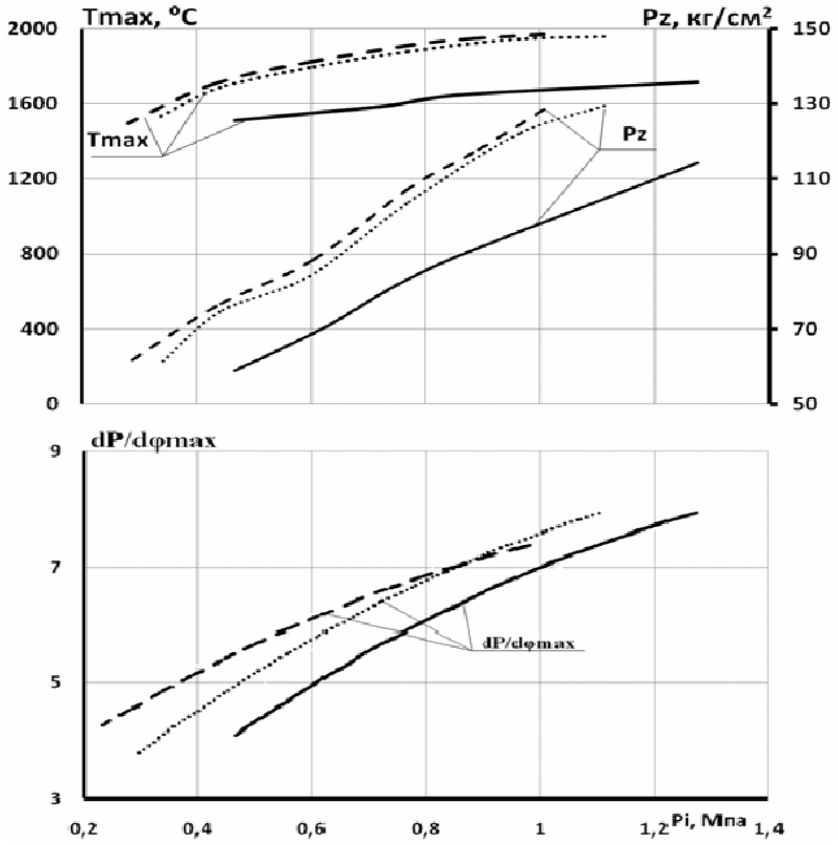


Рис. 2. Максимальное давление, температура и жесткость цикла:
——штатная; — — CR; •••• CR с пилотной п.т.

Выбросы в составе ОГ

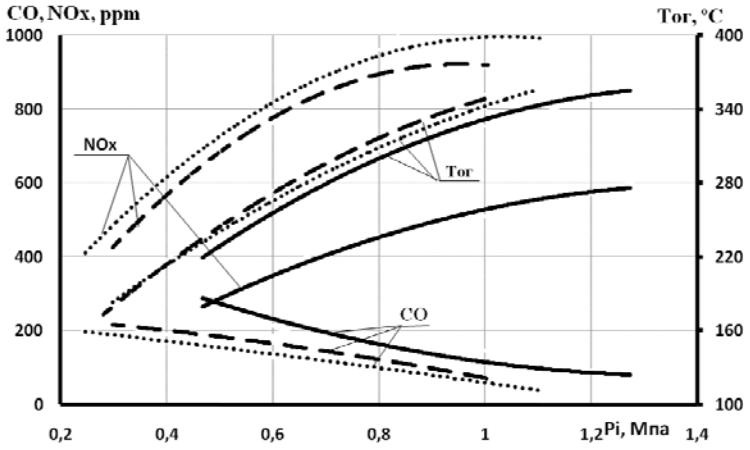


Рис. 3. Выбросы CO, NO_x и $T_{ог}$:
——штатная; — — CR; •••• CR с пилотной п.т.

Также наблюдается незначительный рост температуры выхлопных газов при переходе от штатной ТА к ТА *CR* примерно на 10 °С, применение в ТА *CR* пилотной п.т. дает снижение показаний в среднем на 3–5 °С. Изменение показаний выбросов NO_x и температуры выхлопных газов можно обяснить увеличением максимальной температуры цикла.

Характеристики тепловыделения

Под характеристиками подвода и отвода теплоты понимают зависимости, показывающие изменение количества теплоты подведенной или отведенной от рабочего тела на протяжении рабочего цикла. Подвод теплоты осуществляется в основном в результате сгорания топлива, а отвод – в результате теплоотдачи от ра-

бочего тела к поверхности деталей, ограничивающих его объем.

Для обработки экспериментальных данных использовался дифференциальный метод анализа индикаторного КПД [5], по которому индикаторный КПД определяется как разность единицы и коэффициентов неиспользования теплоты в цикле:

$$\eta_i = 1 - \delta_э - \delta_с - \delta_т - \delta_{нс} - \delta_w$$

где η_i – индикаторный КПД цикла; $\delta_э$ – неиспользование теплоты в эталонном цикле; $\delta_с$ – неиспользование теплоты по причине переменности состава рабочего тела; $\delta_т$ – неиспользование теплоты по причине изменения температуры; $\delta_{нс}$ – неиспользование теплоты из-за несвоевременности ввода теплоты в цикл; δ_w – потери теплоты на теплообмен. Процесс их изменения в зависимости от нагрузки показан на рис. 4.

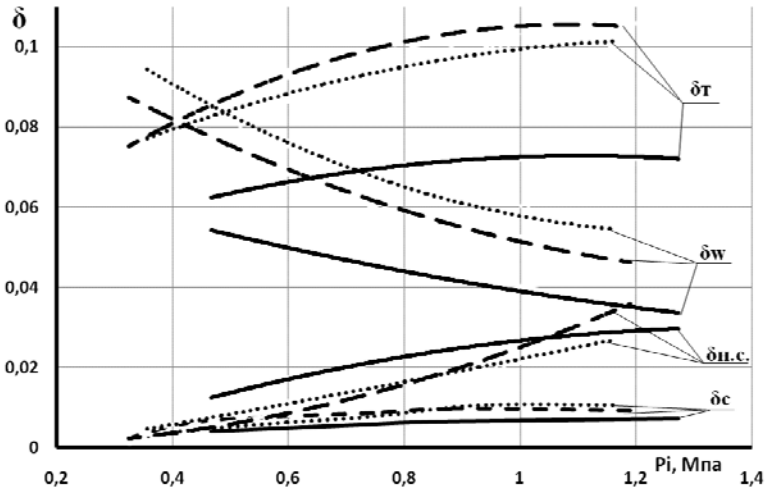


Рис. 4. Коэффициенты неиспользование теплоты:
штатная; CR; CR с пилотной п.т.

Графики изменения коэффициента неиспользования теплоты вследствие изменения температуры $\delta_т$ показывают, что переход на ТА *CR* дает резкий рост по отношению к штатной ТА, примерно от 0,025 на режиме малых нагрузок до 0,03 на режиме средних и максимальных нагрузок, а применение пилотной п.т. в ТА *CR* дает уменьшение этого коэффициента в среднем на 0,005. Происходит это по причине изменения максимальной температуры.

Графики изменения коэффициента неиспользования теплоты вследствие изменения состава $\delta_с$ показывают, что переход на ТА *CR* беспилотной п.т. дает незначительный рост величины $\delta_с$ по отношению к штатной ТА, применение пилотной п.т. в ТА *CR* дает небольшое снижение величины $\delta_с$, но лишь на режиме малых и средних нагрузок, а при максимальной нагрузке происходит рост величины δ_c выше показаний ТА *CR* беспилотной п.т. при тех же нагрузках. Связано это с интенсивным изменением состояния рабочего тела при повышении максимального давления сгорания.

Графики изменения коэффициента неиспользования теплоты вследствие теплообмена δ_w показывают рост при переходе от штатной ТА к ТА *CR* в среднем на 0,02, а применение пилотной п.т. дает рост по отношению к той же ТА без пилота, еще в среднем на 0,005. Это связано с тем, что в ТА *CR* значительно большие значения максимального давления сгорания по отношению к штатной ТА. Это ведет к увеличению конвекции в начальной фазе горения.

Графики коэффициента неиспользования теплоты вследствие несвоевременности ввода теплоты $\delta_{нс}$ показывают, что при переходе от штатной ТА к ТА *CR* беспилотной п.т. заметно снижение показаний, в среднем на 0,02, но лишь на режиме малых и средних нагрузок, на режиме, близком к максимальной нагрузке заметно резкое повышение показаний до величин, больших по сравнению со штатной ТА. Применение пилотной п.т. в ТА *CR* дает рост показаний на режиме малых и средних нагрузок по отношению к той же системе беспилотной п.т., но на режиме близком к максимальной нагрузке заметно понижение показаний до величин меньших по сравнению к ТА *CR* беспилотной п.т. при тех же нагрузках. Объяснить это можно изменением продолжительности фазы диффузионного горения.

Выводы:

1. Работа дизеля на рапсовом масле с установленной ТА *CR* дает возможность уменьшать продолжительность ввода порции топлива, времени подачи и более мелко распылять топливо по КС, а применение пилотной п.т. на этой ТА дает лучшую гомогенизацию и сокращение подачи основной п.т., что ведет к уменьшению индикаторного расхода топлива.

2. Рост максимального давления, температуры цикла и температуры ОГ, а также жесткости сгорания при работе дизеля на рапсовом масле можно объяснить теми же причинами, что были описаны выше.

3. Увеличения выбросов NO_x и снижение СО происходит вследствие улучшения интенсификация процесса сгорания, что приводит к повышению локальных температур.

4. Применение ТА *CR* ведет к увеличению коэффициентов неиспользования теплоты цикла, за исключением коэффициента неиспользования теплоты вследствие несвоевременности ввода тепла $\delta_{нс}$, что позволяет делать вывод о необходимости дальнейшего исследования характера рабочего процесса в данной системе с целью его оптимизации.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Автомобильные двигатели: Рабочие циклы. Показатели и характеристики. Методы повышения эффективности энергопреобразования / В. Р. Бурячко, А. В. Гук. – СПб.: НПИКЦ, 2005. – 292 с.: ил.

2. *Свистула, А. Е*. Двойная подача топлива в дизеле с топливной системой непосредственного действия разделенного типа / А. Е. Свистула, Г. Д. Матиевский // Ползуновский Вестник. – 2009. – № 4. – С. 166–173.

3. *Свистула, А. Е*. Улучшение рабочего процесса дизеля при двойной подаче топлива / А. Е. Свистула, Г. Д. Матиевский. – С. 224 – 226 // Двигатель 2010 : сб. науч. тр. Междунар. конф., 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. – 424 с.

4. *Шашев, А. В*. особенности топливо подачи и сгорания топлив на основе рапсового масла / А. В. Шашев / Двигатели внутреннего сгорания // Науч.-техн. журнал. – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2010. – № 1. – С. 32–35.

5. *Матиевский, Д. Д*. Показатели эффективности двигателей внутреннего сгорания и их анализ: учеб. пособие / Д. Д. Матиевский; АлтГТУ им. И. И. Ползунова. – Барнаул, 2006. – 80 с.

УДК 621.436

В. А. Синицын, С. С. Кулманаков

ЭКОЛОГИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ ВРЕДНЫХ ВЫБРОСОВ ПРИ РАБОТЕ НА СМЕСЕВЫХ БИОТОПЛИВАХ

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

В данной статье рассматриваются материалы исследований по влиянию смесевых кислородосодержащих топлив на показатели эмиссии токсичных компонентов в отработавших газах дизеля. Приведены результаты моторных испытаний дизеля 1Ч13/14 на смесях метилового эфира рапсового масла и этанола.

Ключевые слова: дизель, рапсовое масло, эмиссии токсичных компонентов.

This article discusses the research materials on the effect of oxygenated fuels on emission of toxic components in exhaust gases of diesel engines. The results of tests of motor diesel 1CH13/14 on mixtures of methyl esters of rapeseed oil and ethanol.

Keywords: diesel engines, rapeseed oil, emission of toxic components.

Современный этап развития человечества характеризуется увеличением внимания к топливам из возобновляемых ресурсов и ужесточением экологических требований. С 2000 г. в странах Европейского экономического сообщества установлены новые требования к качеству дизельных топлив. Отличительной особенностью являются ограничения по содержанию в дизельных топливах серы, которое не должно превышать 0,035 %, регламентировано содержание ароматических углеводородов.

На нынешнем этапе развития двигателестроения улучшение экологических характеристик дизелей невозможно достигнуть только совершенствованием их конструкций. Проблема может быть решена применением на двигателях новых топлив с улучшенными экологическими свойствами.

Хорошими экологическими свойствами обладает биодизель. При работе на чистом биодизеле доля выбросов диоксида углерода в отработавших газах уменьшается примерно на 80 % и почти на 100 % меньше – диоксида серы. Также наблюдается значительное снижение количества углеводородов, в том числе и ароматического ряда. Выбросы оксидов азота, в зави-

симости от типа смесеобразования, сопоставимы с показателями, характерными для нефтяных топлив. По данным некоторых ученых, за счет снижения мутагенности, биодизельное топливо на 90 % уменьшает риск развития рака. Биодизельное топливо включает примерно 11 % (по весу) кислорода и не содержит серы. Биодизельное топливо безопасно для хранения и транспортировки, поскольку оно является биологически чистым продуктом и обладает высокой температурой вспышки. В то же время биодизель обладает определенными недостатками. В холодных условиях двигатель работает на биодизеле заметно хуже, чем на ДТ, вследствие ухудшения низкотемпературных свойств. Также данное топливо обладает агрессивными свойствами по отношению к некоторым конструкционным материалам, вследствие чего необходимо предусматривать меры защиты деталей топливной системы, что увеличивает их стоимость.

Биодизель получают с помощью химической реакции между растительными маслами или животными жирами и спиртами в присутствии катализатора. В результате процесса этерификации, масла или жиры вступают в реакцию с метиловым (этиловым) спиртом и катализатором, в результате чего образуются жирные кислоты, а также побочные продукты: глицериновые основания и растворимый поташ. С учетом климатических условий и приемлемых экономических затрат в Европе наибольшее распространение получили эфиры рапсового масла.

Наибольшую экологическую опасность для человека представляют оксиды азота и сажа. Одним из наиболее эффективных способов снижения сажи является применение кислородсодержащих топлив и присадок, при этом часто применяются спирты (этанол или метанол). Но для дизельных двигателей применение присадки спиртов в топливо затрудняется малой растворимостью спиртов в дизельном топливе (не более 5 %). Увеличить долю спирта в смесевом топливе можно за счет замены нефтяного топлива на альтернативное. Наиболее подходящими по своим свойствам являются метиловый или этиловый эфиры рапсового масла (RME).

Для проведения исследования были созданы топлива на основе эфира рапсового масла (RME) и этанола (Э).

В ходе опытов были проведены моторные испытания со следующими видами топлива:

• эфир рапсового масла (RME);

• смесевое топливо, состоящее из 90 % RME, 10 % этанола;

• смесевое топливо, состоящее из 80 % RME, 20 % этанола;

• смесевое топливо, состоящее из 70 % RME, 30 % этанола;

• смесевое топливо, состоящее из 60 % RME, 40 % этанола.

Лабораторными и расчетными методами были получены физико-химические свойства для смесевых топлив (см. таблицу).

Физико-химические свойства биотоплив

Параметры	RME	RME(90) +Э(10)	RME(80) +Э(20)	RME(70) +Э(30)	RME(60) +Э(40)
Средняя молекулярная масса	310	284	257	231	204
Элементный состав:					
C	77,5	74,96	72,42	69,88	67,34
H	12	12,10	12,21	12,31	12,42
O	10,5	12,93	15,36	17,79	20,22
Кинематическая вязкость при 20 °C, $мм^2/с$	7,83	7,17	6,51	5,84	5,18
Плотность при 20 °C, $кг/м^3$	877,75	869,38	861,00	852,63	844,25
Цетановое число	52	42,45	35,31	29,31	23,78
Низшая теплота сгорания, МДж/кг	37,575	36,553	35,531	34,510	33,488
Теоретически необходимое количество воздуха для окисления 1 кг топлива: кг	12,70	12,34	11,97	11,61	11,25
кмоль	0,44	0,43	0,41	0,40	0,39
Теплота сгорания стехиометрической смеси, МДж/кг	2,7421	2,7403	2,7384	2,7365	2,7344
Скрытая теплота испарения, кДж/кг	329	381,8	434,6	487,4	540,2

Опытная установка представляла одноцилиндровый отсек размерностью 130/140 производства ОАО «ПО АМЗ». Опытная установка была оснащена необходимыми контрольно-измерительным приборами и специальным оборудованием для проведения исследований.

В ходе исследований проводился газовый анализ состава отработавших газов. При этом замерялись: содержание оксидов азота, углеводородов, окиси углерода, двуокиси углерода, остаточного кислорода, твердых частиц. Также проводилось индицирование давления в цилиндре и регистрация параметров топливной аппаратуры (давления перед форсункой и подъем иглы распылителя).

Наличие этанола в составе топлива предопределяет ряд особенностей протекания смесеобразования и сгорания. Спиртовые топлива, имеют увеличенную теплоту испарения, более низкую температуру кипения, меньшую теплоту сгорания и воспламеняемость. Вследствие этого цикловая порция и период задержки самовоспламенения увеличиваются, наблюдается значительное снижение температура в объеме камеры сгорания за период индукции, а смесь становится более однородной по объему.

С увеличением доли этанола наблюдается снижение количества продуктов неполного сгорания. Возросшее время задержки периода самовоспламенения, более легкокипящее топливо приводят к образованию более однородной топливо-воздушной смеси в значительном количестве, в результате чего увеличивается интенсификация первого периода сгорания, что, в свою очередь, приводит к увеличению выбросов NO*x*.

Существенное влияние оказывает концентрация этанола в топливе на вредные выбросы дизеля. При этом характер изменения CO и NO*x* при работе дизеля по нагрузочной характеристике существенно различается. Увеличение доли кислорода в составе этанола с 10,5 % для RME до 20,2 % у RME 60+Э 40 способствует интенсивному снижению эмиссии CO в ОГ на высоких нагрузках (рис. 1). Наибольший эффект снижения CO достигнут при работе на топливе с 30 % содержанием этанола в смеси на номинальных нагрузках: для P_i = 0,75–0,8 МПа снижение выбросов CO составило более 50 %. В диапазоне средних и малых нагрузок, т. е. при P_i менее 0,6 МПа, выбросы CO сравнимы с чистым RME. Объяснение такой закономерности может служить ранее отмеченное ухудшение динамики индикаторного процесса при работе дизеля на смесевых топливах. Для топлива RME 60+Э 40 наблюдается ухудшение процесса смесеобразования и сгорания, вследствие чего наблюдается увеличение выбросов CO по сравнению с топливом RME 70+Э 30. Для средних и малых нагрузок для всех смесевых топлив наблюдаются бóльшие выбросы CO, по сравнению с RME, в связи со значительным обеднением смеси (по сравнению с номинальным режимом) и возросшим значением периода задержки самовоспламенения. Данные причины приводят к уменьшению концентрации топлива в единице объема, что значительно затягивает процесс горения и приводит

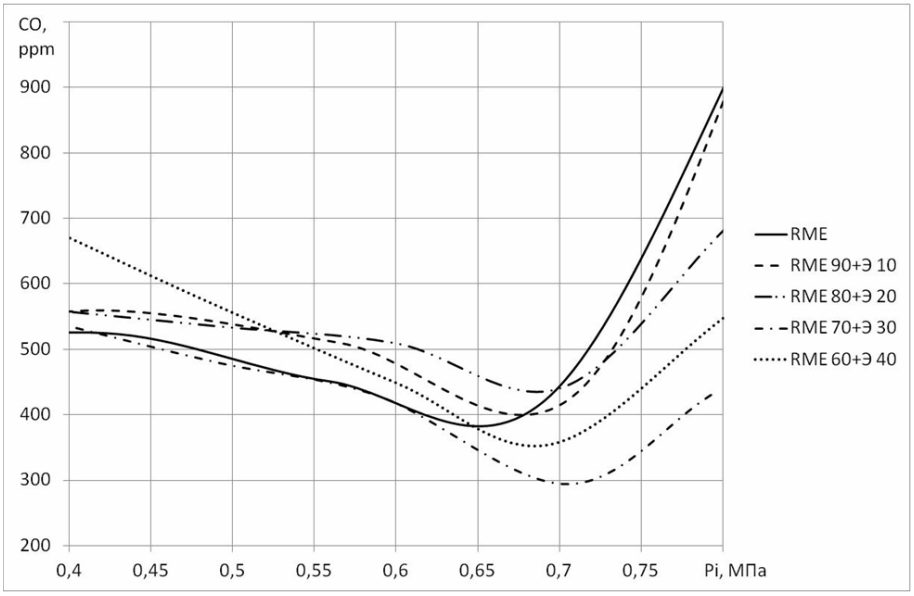


Рис. 1. Выбросы CO

к накоплению промежуточных продуктов сгорания (перекисей, закисей и т. д.), которые в конечном итоге окисляются до окиси углерода.

Термический механизм образования NO*x* в цилиндре дизеля обусловливает прямую взаимосвязь эмиссии оксидов азота со скоростью тепловыделения и продолжительностью сгорания в цилиндре [1]. Аналогичный результат был получен в ходе настоящих исследований.

В отличие от эмиссии CO, на режиме малых и средних нагрузок эффект снижения выбросов NO*x* существенно больше по причине ухудшения динамических показателей цикла и, соответственно, его температурных характеристик при работе на смесевых биотопливах. На режимах номинальных нагрузок существенные различия выбросов NO*x* для испытанных топлив не наблюдаются; на частичных нагрузках выбросы, при работе на смесевых биотопливах, снижаются на 40–45 % по сравнению с РМЭ (рис. 2). Причем влияние доли этанола, начиная с 20 % и выше, в смесях мало ощутимо.

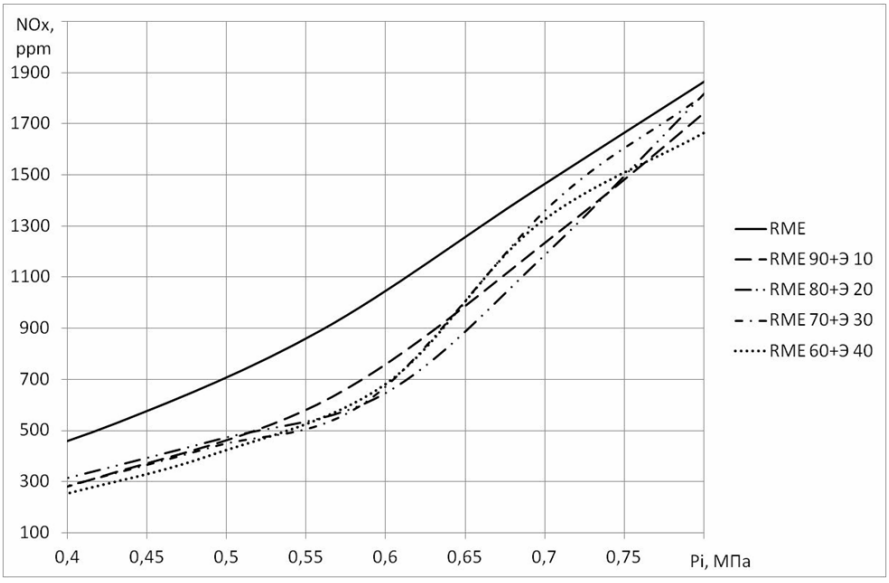


Рис. 2. Выбросы NO_x

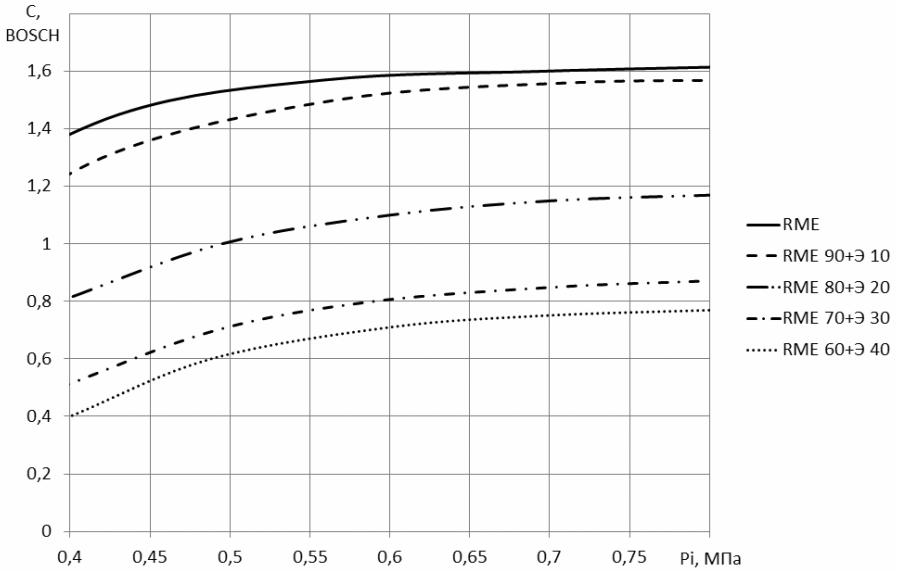


Рис. 3. Содержание твердых частиц в отработавших газах

Наибольший эффект улучшения экологических показателей дизеля, при переводе его с нефтяного ДТ на спиртосодержащие биотоплива, наблюдается по снижению содержания твердых частиц в ОГ (рис. 3). Значительное снижение содержания твердых частиц обеспечивает-

ся за счет увеличения доли кислорода в смесевом топливе и интенсификации процесса сгорания. В среднем для исследованного диапазона нагрузок дизеля на каждые 10 % увеличения доли этанола в топливе содержание твердых частиц составляет 20–25 %.

Учитывая существенное снижение содержания твердых частиц в ОГ, данный показатель не является лимитирующим фактором перерегулировки дизеля для работы на спиртовых биотопливах.

При этом характер изменения CO и NO_x по нагрузочной характеристике позволяет повысить топливную экономичность и экологические характеристики дизеля при работе на смесевых спиртовых биотопливах. Учитывая меньшие значения P_Z для смесевых топлив по сравнению с RME, на частичных режимах возможно увеличение η_i за счет регулировки УОВТ. При этом возможно ожидать более существенного снижения CO при некотором росте NO_x

Подобное изменение позволяет избирательно регулировать степень снижения эмиссии CO, NO_x и эксплуатационного расхода топлива в зависимости от предъявленных технических требований либо нормативных ограничений по параметрам дизеля.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Kruggel, O.* Progress in the combustion technology of high performance diesel engines toward reduction of exhaust emissions without reduction of operation economy.- Baden - Wurttemberg Technology Conference. Oslo, 1989. 14 p.

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.

УДК 621.436

Л. В. Грехов, Н. А. Иващенко, А. И. Потапов

РАСЧЕТ И ОПТИМИЗАЦИЯ ТНВД ДЛЯ СИСТЕМ COMMON RAIL И СИСТЕМ НЕПОСРЕДСТВЕННОГО ВПРЫСКИВАНИЯ БЕНЗИНА

Московский государственный технический университет им. Н. Э. Баумана

(e-mail: lgrekhov@power.bmstu.ru)

В статье описывается математическая модель, включая расчеты и оптимизацию насосов высокого давления и системы прямого впрыскивания бензина, которые проводились с использованием программного обеспечения, разработанного в МГТУ им. Н. Э. Баумана и усовершенствованного с точки зрения адекватного описания процессов, происходящих в новых топливных системах.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания, топливная система, насос высокого давления.

The mathematical model is created for accounts and optimization diesel high pressure pumps and direct fuel injection system. The model is used in the software developed in BMSTU. The software allows to project fuel pumps for Common Rail systems and for direct fuel injection engines.

Keywords: Internal combustion engine, fuel system, high pressure pump.

В развитии автомобильных двигателей с искровым зажиганием важную роль играет совершенствование систем питания. Наряду с традиционными системами подачи топлива во впускной коллектор, все большее значение приобретают работы по созданию и внедрению новых систем питания – систем непосредственного впрыскивания топлива (СНВТ) для бензиновых двигателей и ТНВД для *Common – Rail* дизелей [1].

Расчет процессов, происходящих в ТНВД, реализованный в программах, служит инструментом для их проектирования. Математическая модель, на которой он базируется, решает прямую, т. е. корректно поставленную и точно решаемую задачу. Исследования и оптимизация реализуются путем применения аппарата одно или двухфакторного численного эксперимента или одной или даже несколькими известными (из 14 применяемых в расчетной программе «Впрыск») методами поиска оптимальных решений.

При проектировании ТНВД течение в трубопроводе может не рассматриваться, в общем же случае граничные условия записываются в виде уравнений объемного баланса для полостей и уравнений движения для регулирующих механических элементов [2]. Уравнение объемного баланса топлива в *i*-й полости в общем виде:

$$\frac{\mathrm{d}P_i}{\mathrm{d}t} = \frac{1}{V_i \beta_i^{\text{эф}}} \left[\sum Q_{i\text{-}k} + \sum U_{i-j} f_j + \sum \frac{\mathrm{d}V_{i\text{-}n}}{\mathrm{d}t} \right], \quad (1)$$

где P_i, V_i – текущие давление, объем; $\beta_i^{\text{эф}}$ – эффективный коэффициент сжимаемости, вычис-

ленный с учетом деформации стенок; Q_{i-k} – расход топлива из k-й полости, U_{i-j} – скорость втекания из j-го канала, V_{i-n} – изменение объема от движения n-го элемента.

Универсальная математическая модель позволяет моделировать топливные системы всех типов, различного состава и назначения.

Для анализа упругих свойств однофазных и двухфазных смесей в СНВТ удобно использовать уравнение связи (с сохранением возможности вычисления коэффициента сжимаемости):

$$\left(\rho/\rho_{0t}\right)^{\aleph} = \left(B+P\right)/B\,. \qquad (2)$$

Для него экспериментально методом измерения скорости звука уточнены постоянные B и ℵ. Так для дизельного топлива

$$\left.\begin{aligned} B &= 10^6\cdot\left[184-0{,}851(t-20)+0{,}44(\rho_{20}-825)\right],\\ \aleph &= 7{,}5+0{,}0141(t-20), \end{aligned}\right\} \qquad (3)$$

а для бензина, при $t < 80$ °С:

$$\aleph = 7{,}2503 + 25{,}9\cdot10^{-9}P;$$

$$B = 10^6\cdot\left[127{,}33-353\cdot10^{-9}\right]. \qquad (4)$$

В обоих технических решениях – как в ТНВД CR, так и в ТНВД систем непосредственного впрыскивания предлагается использовать для регулирования производительности управляемое наполнение плунжерной полости методом дросселирования на всасывании. Для высокооборотных ТНВД СНВТ и систем CR, как с впускными клапанами, так и с впускными окнами, возникла необходимость оценки полноты наполнения надплунжерных полостей. В соответствии с методикой расчета ликвидации газовой фазы в процессе топливоподачи в дизельной аппаратуре И. В. Астахова–Л. Н. Голубкова, здесь предлагается расчет газообразования и ликвидации газа по следующим соотношениям:

Для $P_{\text{пл}} > P_{\text{н.п.}}$, $V_{\text{пл.газ}} = 0$:

$$\frac{\mathrm{d}P_{\text{пл}}}{\mathrm{d}t} = \frac{1}{V_{\text{пл}}\beta_{\text{пл.эфф}}}\left[f_{\text{пл}}\cdot\mathrm{d}h_{\text{пл}}/\mathrm{d}t - Q_{\text{вп}} - Q_{\text{пл.утеч}} - Q_{\text{клап.нагнет}} - f_{\text{кл}}\cdot\mathrm{d}h_{\text{кл}}/\mathrm{d}t\right]. \qquad (5)$$

Для $P_{\text{пл}} = P_{\text{н.п.}}$, $V_{\text{пл}}^{\text{газ}} > 0$:

$$\frac{\mathrm{d}V_{\text{пл.газ}}}{\mathrm{d}t} = -\left[f_{\text{пл}}\cdot\mathrm{d}h_{\text{пл}}/\mathrm{d}t - Q_{\text{вп}} - Q_{\text{пл.утеч}} - Q_{\text{клап.нагнет}} - f_{\text{кл}}\cdot\mathrm{d}h_{\text{кл}}/\mathrm{d}t\right]. \qquad (6)$$

Выражения (5), (6) применялись для расчета образования и выделения газа в плунжерной полости. Практически они позволяют оценивать и минимизировать газообразование при наполнении к началу нагнетания, а с другой стороны, для СНВТ оптимизировать параметры органов управления.

Ввиду малой вязкости бензина и важности оценки утечек в распылителе и плунжерной паре, для их расчета используем наиболее точные и общие формулы, полученные в работах МГТУ [1]. Для распылителя и утечек по цилиндрической поверхности плунжера:

$$Q_{\text{ут}} = \frac{\pi\delta^3 d_{\text{и}}P_0}{12L_u\eta_0\ln c}\left(\frac{1}{c^{P_{\text{н}}/P_0}} - \frac{1}{c^{P_{\phi}/P_0}}\right) + 0{,}5\pi V_{\text{и}}\delta d_{\text{и}}, \qquad (7)$$

где $d_{\text{и}}$, $L_{\text{и}}$, $V_{\text{и}}$ – диаметр, длина уплотняющей части и скорость цилиндрического тела (иглы); P_{ϕ}, $P_{\text{н}}$, $P_{\text{о}}$ – давление в данной полости, в полости, в которую происходят перетечки, атмосферное давление. Под η_0 понимается вязкость при действительной температуре в зазоре при атмосферном давлении. Константа $c \approx 1{,}0025$ в формуле зависимости вязкости от давления Д. Н. Вырубова [1].

Формула утечек через окна втулки плунжера:

$$Q_{\text{ут.окна}} = \frac{\pi\delta^3 P_0}{6\eta_0\ln c}\left(1-\frac{1}{c^{P_{\text{пл}}/P_0}}\right)\times \frac{i_{\text{вп}}}{\ln\left[4\cos\beta_{\text{вп}}(h_{\text{пл}}-h_{\text{пл}}^{\text{вп}}-d_{\text{вп}})/d_{\text{вп}}\right]}, \qquad (8)$$

где $h_{\text{пл}}$, $h_{\text{пл.вп}}$, $\beta_{\text{вп}}$, $d_{\text{вп}}$ – подъем плунжера, подъем начала закрытия впускного окна, наклон верхней кромки плунжера, диаметр впускного окна.

Суммарные утечки в плунжерной паре:

$$Q_{\text{ут.сумм}} = Q_{\text{ут.окна}} + Q_{\text{ут}}. \qquad (9)$$

Сравнение расходов топлива и воздуха через двигатель с известными сопутствующими выражениями привело к соотношению, позволяющему обосновать возможность простого пневмомеханического управления производительностью ТНВД в СНВТ для целей регулирования мощности в поле рабочих режимов. Так, для разрабатываемой конструкции регулирую-

щего органа с сечением $\mu f_{\text{регул}}$, дросселирующего топливо на наполнении ТНВД, получено соотношение в функции разрежения $\Delta P_{\text{д}}$ в мерном диффузоре с сечением $\mu_{\text{д}} f_{\text{д}}$:

$$\mu f_{\text{регул}} = \frac{\mu_{\text{д}} f_{\text{д}} \sqrt{\rho_{\text{в}} \Delta p_{\text{д}}}}{\alpha l_0 \sqrt{\rho_{\text{т}} p_{\text{подк}}}}. \qquad (10)$$

В развитие выражений (4)–(6) получены более точные выражения для плотности, коэффициента сжимаемости, массового расхода смесей газов и, возможно, нескольких жидких топлив. Так, наиболее короткое выражение для плотности, иллюстрирует механизм управления подачей путем дросселирования на всасывании насоса:

$$\rho_{\text{см}} = \rho_{\text{см0}} \cdot \frac{1}{\sum_{j=1}^{k} \varepsilon_{j0} \left(\frac{B+p}{B} \right)^{-\frac{1}{\varkappa}} + \varepsilon_{\text{г0}} \left(\frac{p}{p_0} \right)^{-\frac{1}{n_{\text{г}}}}}. \qquad (11)$$

Соотношение (11) позволяет перейти к более корректным соотношениям на базе уравнения массового баланса и уравнения расхода при течении двухфазной среды, заменив менее точные выражения (1), (5), (6) [2]. Однако для большинства практических расчетов в этом нет необходимости. Тем не менее, выражение (11) показывает, что различия в законах описания упругих свойств фаз и разница в константах ($B >> P_0$ и $\chi >> n_{\text{г}}$ приводит к тому, что при понижении давления все большую роль (и место в смеси) занимают воздух и пары топлива.

Выбор схемы и базовых технических решений при проектировании ТНВД для систем непосредственного действия и *CR* осуществлен исходя из соображений обеспечения необходимой производительности, работоспособности всех элементов ТНВД, повышения равномерности крутящего момента на валу ТНВД, обеспечения конструктивных, технологических, эксплуатационных и экономических требований [3].

Определение параметров ТНВД *CR* производилось применительно к дизелю – ЗМЗ-5148.10. Минутный объемный расход топлива для подачи в цилиндры на номинальном режиме дизеля:

$$Q_{\text{теор.ном}} = \frac{2 n_{\text{коленч}} i_{\text{цил}} g_{\text{ц.ном}}}{(\rho_{\text{т}} \tau)}, \qquad (12)$$

где $n_{\text{коленч}}$ – частота вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$; $i_{\text{цил}}$ – число цилиндров; $g_{\text{ц.ном}}$ – цикловая подача на номинальном режиме, г; $\rho_{\text{т}}$ – плотность топлива = 830 кг/м^3; τ – тактность.

Проведено расчетное исследование основных параметров СНВТ и возможностей использования различных технических решений, выполненное с использованием описанных математических моделей (рис. 1).

При расчетной оптимизации СНВТ в качестве режимных и конструктивных параметров системы рассматривались диаметр и длина нагнетательного трубопровода, мертвые объемы, диаметр и ход плунжера, давление начала впрыскивания, массы и хода иглы форсунки и др. (рис. 2).

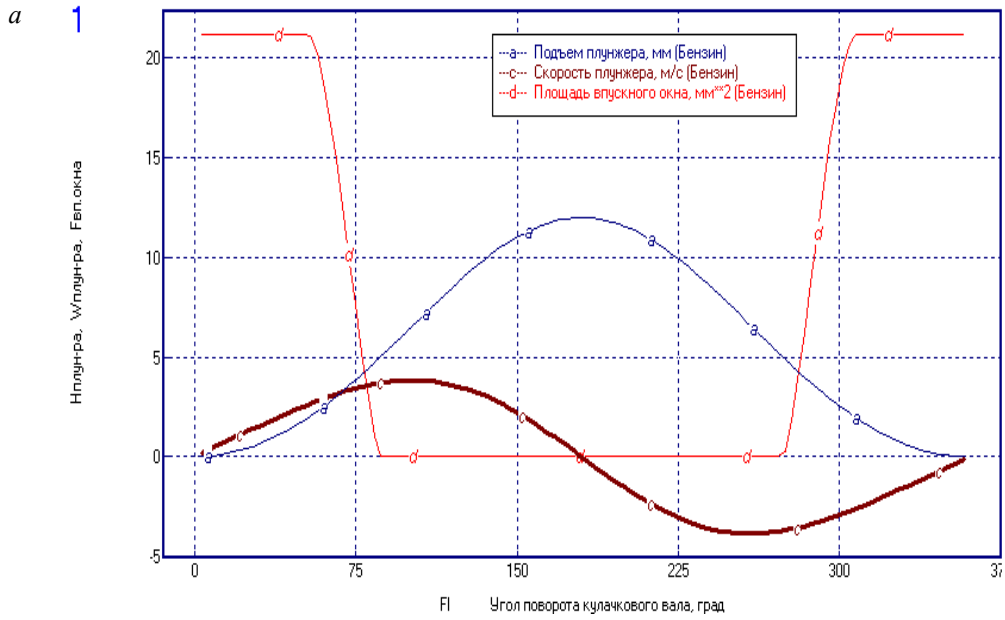


Рис. 1. К расчетному исследованию СНВТ (см. также с. 25):
а – подъем и скорость плунжера, сечение впускных окон при частоте вала ТНВД 6000 мин$^{-1}$; *б* – максимальное газосодержание в плунжерной полости в функции состояния регулирующего дросселя на всасывании

б

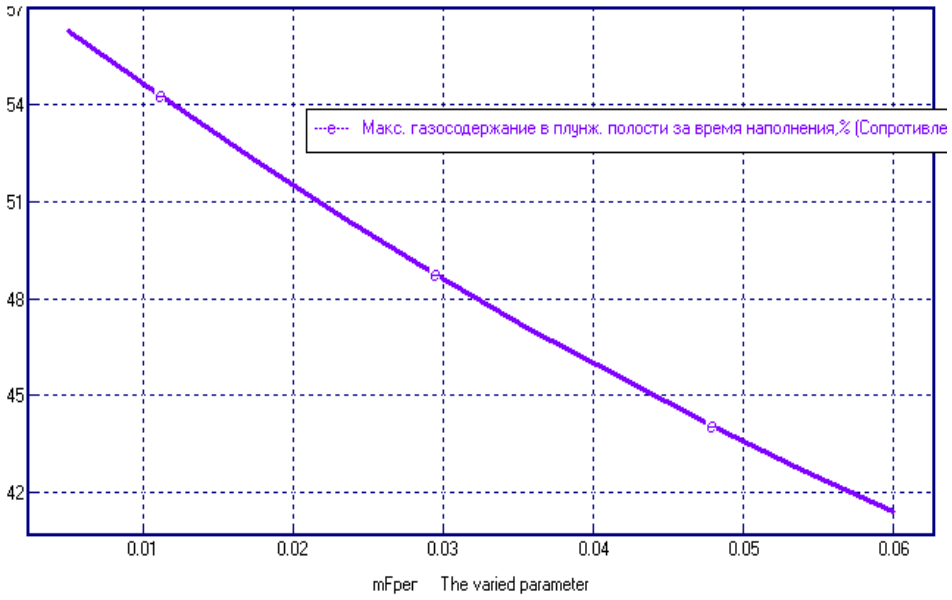
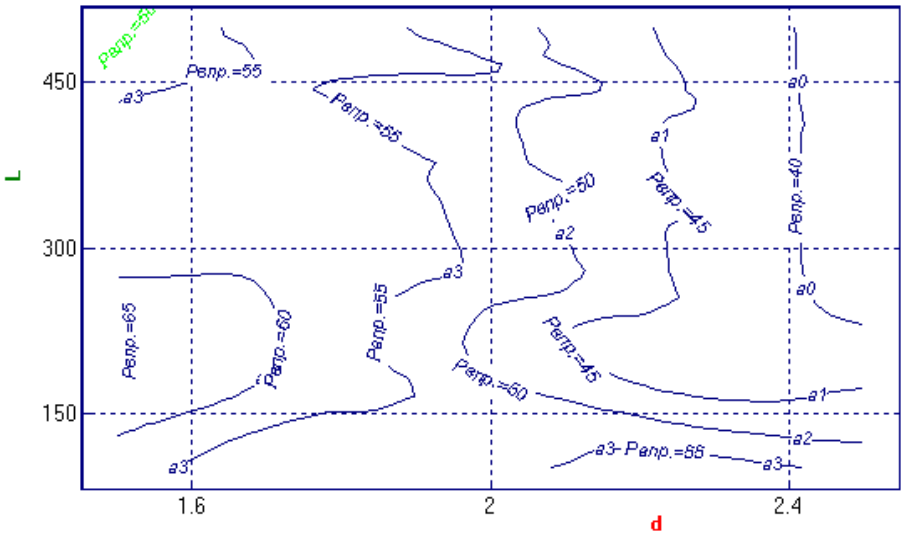


Рис. 1 (окончание)

а



б

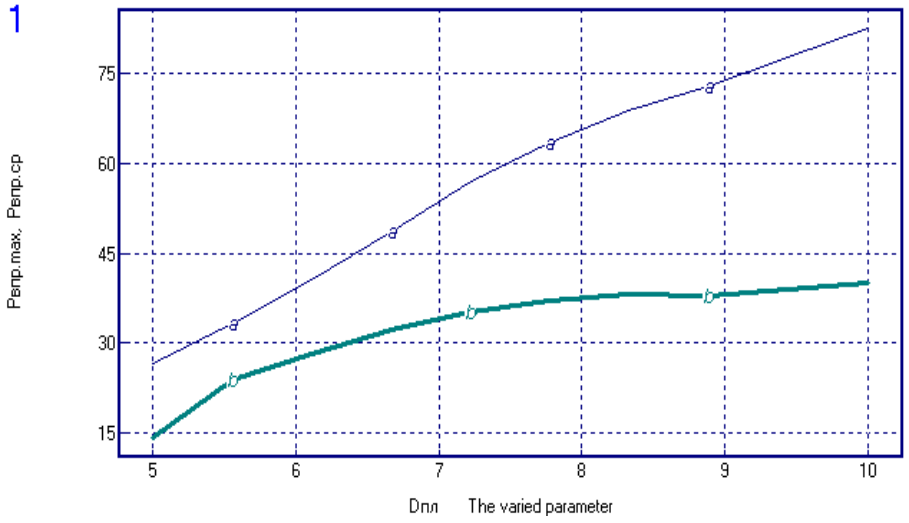


Рис. 2. Расчетная оптимизация СНВТ:
а – зависимость максимального давления впрыскивания в функции длины и диаметра нагнетательного трубопровода; *б* – давление впрыскивания при уменьшении мертвого объема в надплунжерной полости

Расчетная оптимизация СНВТ позволила сократить время подготовки опытных систем и вести их доработку.

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, 2005. – 344 с.

2. *Иващенко, Н. А*. Моделирование процессов топливоподачи и проектирование топливной аппаратуры дизелей: учеб. пособие / Н. А. Иващенко, В. А. Вагнер, Л. В. Грехов. – Барнаул – Москва : АлГТУ, 2002. – 165 с.

3. *Потапов, А. И*. Разработка аппаратуры высоконапорного впрыскивания топлива для малотоксичных двигателей внутреннего сгорания: автореф. дис. ... канд. техн. наук / А. И.Потапов. – М., 2011. – 16 с.

УДК 621.436

Л. В. Грехов, Н. А. Иващенко, А. И. Потапов

РАЗРАБОТКА И СОЗДАНИЕ ТНВД ДЛЯ СИСТЕМ COMMON RAIL И СИСТЕМ НЕПОСРЕДСТВЕННОГО ВПРЫСКИВАНИЯ БЕНЗИНА

Московский государственный технический университет им. Н. Э. Баумана

(e-mail: lgrekhov@power.bmstu.ru)

В статье описывается разработка методов проектирования и создание макетных образцов высоконапорной топливной аппаратуры нового поколения для перспективных отечественных двигателей.

Ключевые слова: насос высокого давления, система непосредственного впрыскивания бензина.

The development of methods for designing and creating prototypes of high-pressure fuel systems for a new engines is describes.

Keywords: Internal combustion engine, fuel system, high pressure pump.

Апробированные технологии расчетного анализа рабочего процесса и топливоподачи, применяемые для дизелей, не всегда эффективны для проектирования СНВТ. Отсутствие опыта работ с малыми цикловыми подачами, высокие частоты вала ТНВД, худшее смазывание прецизионных деталей топливом не позволяют проектировать СНВТ простым масштабированием дизельной ТПА. Также очевидно, что в бензиновом двигателе давление впрыскивания имеет иной оптимальный уровень. Это вносит существенные коррективы в конструкцию топливного насоса высокого давления и форсунки, а также обусловливает необходимость своей компьютерной оптимизации ТПА и рабочего процесса двигателя с СНВТ.

Выбор схемы и базовых технических решений при проектировании ТНВД для систем непосредственного действия и CR осуществлен исходя из соображений обеспечения необходимой производительности, работоспособности всех элементов ТНВД, повышения равномерности крутящего момента на валу ТНВД, обеспечения конструктивных, технологических, эксплуатационных и экономических требований [1].

Определение параметров ТНВД CR производилось применительно к дизелю –ЗМЗ-5148.10.

Минутный объемный расход топлива для подачи в цилиндры на номинальном режиме дизеля:

$$Q_{\text{теор.ном}} = \frac{2n_{\text{коленч}} i_{\text{цил}} g_{\text{ц.ном}}}{(\rho_{\text{т}}\tau)}, \qquad (1)$$

где $n_{\text{коленч}}$ – частота вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$; $i_{\text{цил}}$ – число цилиндров; $g_{\text{ц.ном}}$ – цикловая подача на номинальном режиме, г; $\rho_{\text{т}}$ – плотность топлива = 830 кг/м^3; τ – тактность.

По результатам расчетов можно сделать следующие выводы:

– к моменту начала сжатия топлива газосодержание равно нулю. Следовательно, наполнение плунжерной полости без искусственного дросселирования на всасывании – полное;

– увеличение количества впускных отверстий во втулке плунжера приводит к снижению газосодержания в надплунжерной полости и, соответственно, к увеличению цикловой подачи;

– полученное поле оптимальных значений давления впрыскивания в поле режимов дизеля с применением программы МГТУ им. Н. Э. Баумана Дизель-РК наиболее полно отражают требования к создаваемому ТНВД [2].

В процессе работ над высоконапорной топливной аппаратурой разрабатывались методы повышения надежности ТНВД CR. Необходимость в проведении таких работ диктовалась стремлением создания образца насоса для серийного производства. В частности, под технологическую линию литья ОАО «ДААЗ» произведена замена материала СЧ24 на АК12М2.

Расчетом было установлено, что простая замена чугуна на алюминиевый сплав не дает положительного результата. Присоединительная поверхность корпуса к крышке насоса деформируется.

Для решения данной проблемы разработчиками МГТУ им. Н. Э. Баумана была предложена стальная проставка между корпусом ТНВД и его крышкой. Повторный анализ геометрии корпуса с проставкой подтвердил целесообразность этого решения. Переход от материала СЧ24 к АК12М2 стал возможным.

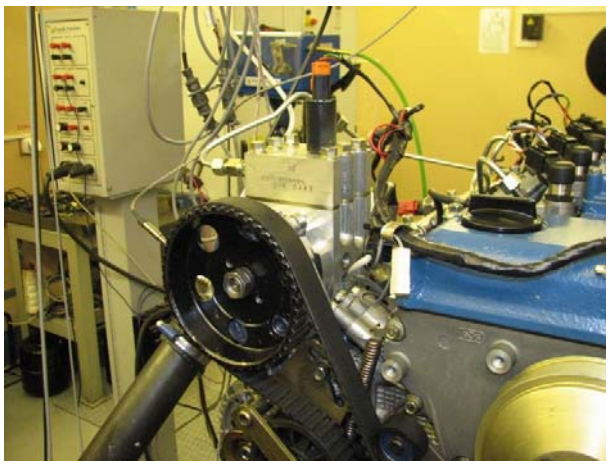
Расчет рабочего процесса двигателя с СНВТ и традиционной системой питания в диссертации производился с использованием программы Дизель – РК. Результат расчета и оптимизации рабочего процесса двигателя РМЗ-501 с СНВТ, приведенный в таблице, показал, что в зоне основных эксплуатационных режимов работы и номинала наибольшее снижение расхода топлива составило 47 %. Существенно (на 70–90 %) снижаются выбросы вредных веществ с отработавшими газами. Использование СНВТ позволяет на 10–15 % повысить максимальную мощность двигателя за счет увеличения степени сжатия.

Результаты расчетного анализа показателей двигателя РМЗ-501 с карбюратором и СНВТ на номинальном режиме (n = 6000 мин$^{-1}$)

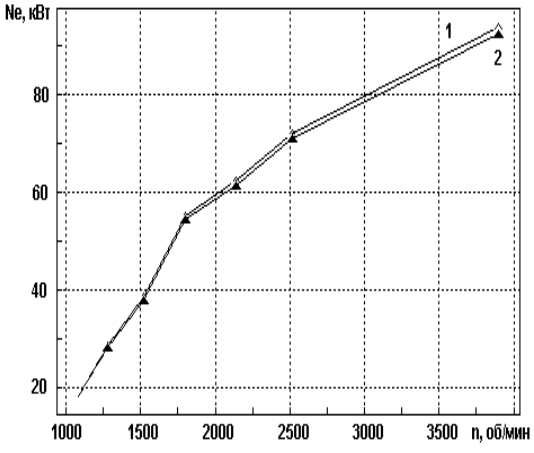
Параметры	Показатели		
	исходный с карбюратором	с СНВТ	с СНВТ после оптимизации степени сжатия и УОЗ
Мощность, [кВт]	19,439	20,020	21,829
Удельный эффективный расход топлива, [кг/(кВт·ч)]	0,48904	0,28439	0,26056
Крутящий момент, [Н·м]	31,076	31,865	33,152

Испытания опытных образцов ТНВД CR проводились на безмоторном стенде в лаборатории МГТУ им. Н. Э. Баумана. Протекание гидравлической характеристики первого опытного насоса было типичным для поршневых насосов. Однако большая крутизна падения кривых свидетельствовала о его недостаточном совершенстве, в частности, недостаточной гидроплотностью плунжерных пар. Тем не менее, скоростная характеристика позволила сделать вывод о совместимости ТНВД и дизеля, наметить пути совершенствования опытного ТНВД. В дальнейшем дефект был устранен [3].

Модернизированные варианты ТНВД позволили проводить испытания на дизеле, обеспечили возможность подачи под давлением от 160 до 200 МПа на частотах до 3500 мин$^{-1}$ с обеспечением заданной производительности на всех рабочих режимах дизеля ЗМЗ-5148.10 с форсунками Siemens (с пьезоприводом клапана, максимальным давлением 160 МПа) (рис. 1). При этом замечаний по состоянию ТНВД в процессе и после испытаний уже не отмечалось.



а



б

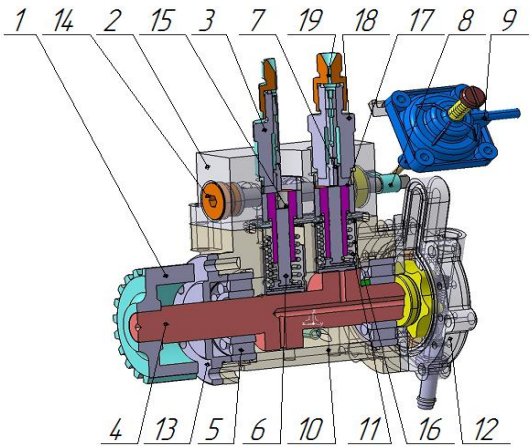
Рис. 1. Моторные испытания ТНВД на дизеле ЗМЗ 5148.10:
а – установка опытного ТНВД на дизель ЗМЗ-5148.10 на стенде ОАО НИКТИД; *б* – изменение мощности дизеля ЗМЗ-5148.10 при работе по внешней характеристике с штатным ТНВД фирмы Siemens (*1*) и опытным ТНВД (*2*)

Довести испытания ТНВД, построенных в сотрудничестве ОАО «ДААЗ», ОАО «ЗМЗ», ОАО «РААЗ» и МГТУ им. Н. Э. Баумана, удалось в режиме полных энергетических и экологических испытаний на стендах ОАО «НИКТИД» (рис. 1). Испытания на дизеле ЗМЗ-5148.10 не выявили существенных отличий в экологических показателях при замене исходного ТНВД фирмы Siemens на опытный ТНВД.

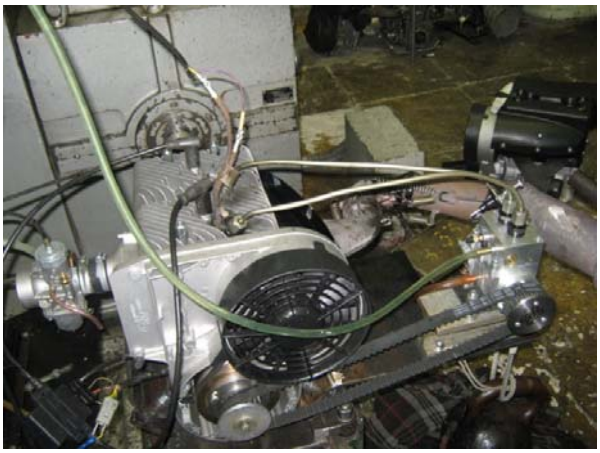
Испытания опытных ТНВД СНВТ и СНВТ, предназначенной для двигателей РМЗ-501 и РМЗ-550, производились в ОАО «Русская механика» (рис. 2, *а*, *б*).

После испытаний ТНВД СНВТ первого поколения была существенно переработана конструкция основных элементов системы. Глубокой доработки подвергся ТНВД рис. 2, *а*. В конструкцию был введен ТПН героторного типа, обеспечивающий требуемую производительность и давление подачи масла.

Были проведены безмоторные и моторные испытания СНВТ. На рис. 2, *б* представлены моторные испытания СНВТ, подтвердившие расчетную расходную характеристику и давление впрыскивания топлива. Доработанная СНВТ после установки на двигатель РМЗ-550 позволила выйти на номинальный режим работы двигателя.



а



б

Рис. 2. Испытания ТНВД и СНВТ:
а – спроектированный ТНВД: *1* – шкив; *2* – крышка; *3* – штуцер; *4* – вал; *5* – подшипник; *6* – плунжер; *7* – клапан; *8* – золотник; *9* – пневмомеханический регулятор; *10* – корпус; *11* – пружина; *12* – масляный насос; *13* – крышка; *14* – заглушка; *15* – втулка плунжера; *16* – стакан; *17* – седло; *18* – винт; *19* – переходник; *б* – моторные испытания

На основании проведенных испытаний спроектированных и изготовленных СНВТ и ТНВД для системы Common – Rail, можно сделать вывод, что и система, и насос имеют приемлемые по производительности и работоспособности показатели, которые при массовом производстве будут иметь невысокую себестоимость. В рамках работ над ТНВД CR и СНВТ был выполнен экономический расчет подтверждающий целесообразность импортозамещения наукоемких компонентов топливоподающей системы.

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, 2005. – 344 с.

2. *Иващенко, Н. А*. Моделирование процессов топливоподачи и проектирование топливной аппаратуры дизелей: учеб. пособие / Н. А. Иващенко, В. А. Вагнер, Л. В. Грехов. – Барнаул – Москва: АлГТУ, 2002. – 165 с.

3. *Потапов, А. И.* Разработка аппаратуры высоконапорного впрыскивания топлива для малотоксичных двигателей внутреннего сгорания: автореф. дис. ... канд. техн. наук / А. И. Потапов. – М., 2011. – 16 с.

УДК 621. 43

В. М. Славуцкий, Е. А. Салыкин, В. И. Липилин; А. А. Скоробогатов

УЛУЧШЕНИЕ ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРОВ

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: atd304@vstu.ru)

Рассмотрены возможности улучшения экономических показателей двигателей дизель-генераторов путем модернизации системы топливоподачи, основанной на скоростном форсировании насоса высокого давления.

Ключевые слова: дизель, дизель-генератор, топливоподача, экономичность.

The possibilities of the improvements of diesel-generator engine economic indicators by means of fuel feed system modernization based on the boosting of the high-lift pump were considered in the article.

Keywords: diesel, diesel-generator, fuel feed system, efficiency.

В настоящее время дизельные двигатели находят широкое применение в составе дизель-генераторов (ДГ). Наиболее массово используются дизели малой и средней мощности с непосредственным впрыскиванием топлива. Из анализа эффективных показателей таких двигателей следует, что удельный эффективный расход топлива g_e при работе ДГ на номинальном режиме составляет 220–290 г/кВт·ч. При этом меньшие значения соответствуют дизелям средней мощности, оборудованным системами топливоподачи с электронным управлением, аналогичными используемым на современных транспортных двигателях.

Большинство двигателей ДГ малой мощности (одно- и двухцилиндровые) оснащены традиционными системами топливоподачи непосредственного действия с механическим регулятором. В основном это связано с меньшей стоимостью подобных систем в сравнении с современными электронноуправляемыми. Однако использование традиционной системы топливоподачи не позволяет достичь высоких экономических показателей дизеля. Удельный расход топлива g_e составляет 270–290 г/кВт·ч.

Один из вариантов повышения экономичности ДГ – это совершенствование системы топливоподачи дизеля с целью интенсификации процесса впрыскивания топлива. Интенсификация процесса подачи топлива, характеризующаяся в основном повышением давления и сокращением продолжительности впрыскивания, может быть обеспечена путем модернизации традиционной системы топливоподачи, основанной на скоростном форсировании насоса высокого давления [1, 2]. Для реализации этого способа модернизации достаточно изменить механизм привода топливного насоса и использовать относительно простую электронную систему управления. Современные аккумуляторные и неразделенные системы топливоподачи позволяют значительно интенсифицировать процесс впрыскивания топлива [3], однако их использование на всех дизель-генераторах вместо традиционных систем невозможно. Например, представляется малоперспективным применение аккумуляторной системы топливоподачи на одноцилиндровом ДГ.

Произведена оценка возможностей улучшения экономичности дизель-генератора путем скоростного форсирования топливного насоса. Сравнивались удельные расходы топлива для двигателя со штатной и модернизированной системами топливоподачи. В качестве объекта исследования принят дизель Д-144, оснащенный разделенной системой топливоподачи непосредственного действия с топливным насосом УТН-5. Этот двигатель используется, например, в составе ДГ АД16С-Т400-1В отечественного производства.

На рис. 1 приведены дифференциальные характеристики процесса впрыскивания топлива для штатной и модернизированной систем

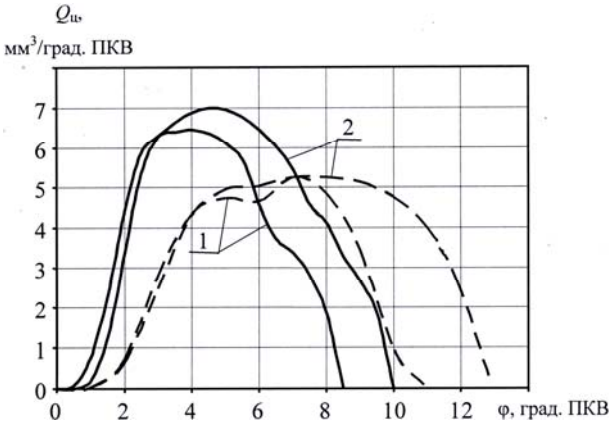


Рис. 1. Дифференциальные характеристики впрыскивания для штатной (– – – – –) и модернизированной (————) систем топливоподачи:
1 – $Q_ц$ = 32 мм³; *2* – $Q_ц$ = 44 мм³

топливоподачи. Расчет выполнен с использованием программы, разработанной на кафедре АТД ВолгГТУ. Рассмотрены режимы работы дизеля при частоте вращения коленчатого вала $n = 1500$ мин$^{-1}$ и изменении цикловой подачи $Q_ц$ от 32 до 44 мм^3. Сравнение характеристик позволяет утверждать об интенсификации процесса впрыскивания топлива: продолжительность процесса сократилась на величину от 2,5 до 3 градусов поворота коленчатого вала в зависимости от цикловой подачи $Q_ц$ (рис. 1).

Эффективные показатели дизеля Д-144, приведенные на рис. 2, рассчитаны с использованием характеристик впрыскивания. Для расчета

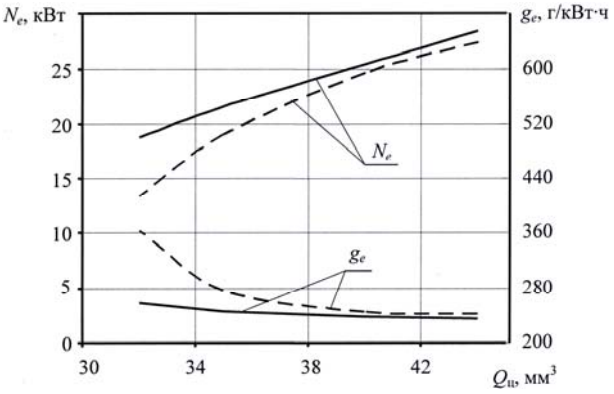


Рис. 2. Зависимости эффективной мощности N_e и удельного эффективного расхода топлива g_e от цикловой подачи топлива $Q_ц$ дизеля Д-144 со штатной (– – – – –) и модернизированной (————) систем топливоподачи

применен программный комплекс ДИЗЕЛЬ-РК, разработанный в МГТУ им. Н. Э. Баумана [4]. Снижение удельного расхода топлива составило от 10 на номинальном режиме, до 100 г/кВт·ч при уменьшении цикловой подачи на 30 %. Следует отметить, что при оптимизации некоторых конструктивных параметров дизеля Д-144 можно ожидать еще большего экономического эффекта.

Таким образом, расчетные исследования указывают на возможность улучшения экономических показателей дизель-генераторов при модернизации систем топливоподачи путем скоростного форсирования насоса высокого давления.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

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

2. *Салыкин, Е. А.* Опыт модернизации дизельных систем топливоподачи непосредственного действия / Е. А. Салыкин [и др.] // Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. ст. № 8 / ВолгГТУ. – Волгоград, 2011. – С. 38–40.

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

4. Программный комплекс ДИЗЕЛЬ-РК [Электронный ресурс] – [2012]. – Режим доступа: http://www.diesel-rk.bmstu.ru/Rus/index.php.

УДК 621.436.038-523.8

Ю. Е Хрящев, Д. А. Епанешников

ОЦЕНКА ПРИМЕНИМОСТИ РАЗЛИЧНЫХ ТИПОВ МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ ДЛЯ РАЗРАБОТКИ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Ярославский государственный технический университет

d.a.epaneshnikov@gmail.com, khr.u.e@mail.ru

Статья посвящена математическому моделированию автомобильных дизелей. Дан обзор и оценка возможных подходов к построению математических моделей, произведено их сравнение. Показана важность применения математического моделирования для разработки систем управления на ранних стадиях проектирования двигателей.

Ключевые слова: математическая модель, автомобильный дизель, электронная система управления.

The article is devoted to the mathematical modeling of automotive diesel engines. A review and appraisal of possible approaches to mathematical modeling for automotive engines is given. The importance of mathematical modeling for development of control systems at the early stages of engine design process is shown.

Keywords: mathematical model automotive engine, electronic control system.

Практически во всех современных транспортных дизелях применяется электронное управление, которое использует методы электрических измерений и гибкую обработку данных, обеспечивает управление такими параметрами, которые не могли контролироваться с помощью механических регуляторов [1], позволяет сочетать параметры регулирования с необ-

ходимыми данными из других электронных систем и делает возможным осуществление электронной диагностики [2]. Современное электронное управление автомобилем представляет собой согласованное сочетание работы алгоритмов всех его систем: двигателя, коробки передач, антиблокировочной системы тормозов и т. д.

Во время эксплуатации автомобиля дизель работает на различных нагрузочно-скоростных режимах. Управление дизелем на каждом из них неодинаково и должно осуществляться по специальным алгоритмам, обеспечивающим соответствие экологических, экономических и мощностных показателей требуемым, а также обеспечивать максимальную устойчивость работы дизеля. Особого внимания заслуживает управление работой дизеля на экстремальных режимах, к которым можно отнести холодный пуск, холостой ход, торможение двигателем, а также работу в аварийном режиме в случае неисправности.

В связи со сказанным выше синтез систем и алгоритмов управления является сложной задачей и должен проводиться на этапе проектирования дизельного двигателя исходя из предполагаемых условий эксплуатации. Традиционные подходы к разработке дизелей обычно предполагают разработку систем управления на поздних стадиях, при этом требуется создавать несколько вариантов дорогостоящих прототипов. Становится очевидным преимущество применения моделирования с целью синтеза систем управления на ранних этапах проектирования; так как сложность двигателей и транспортных средств растет, то растет и число различных конфигураций транспортных средств, и, в свою очередь, усложняет выбор конструкции. Чтобы получить значительную выгоду от применения в разработке математических моделей, создаваемые модели должны быть предельно гибкими.

Существуют различные подходы к построению математических моделей двигателей. Их можно классифицировать следующим образом:

1. Математические модели для решения оптимизационных задач [3].

2. Математические модели для синтеза и исследования систем диагностики [4].

3. Математические модели для синтеза и исследования систем управления [5, 6].

К первой группе могут быть причислены математические модели, разработанные с целью оптимизации процесса сгорания [3], как, например, мультизональная модель процесса сгорания топлива в цилиндре двигателя, оборудованного топливной системой типа Common Rail, разработанная с целью решения задач оптимизации процесса сгорания топлива для уменьшения вредных выбросов с отработавшими газами.

Примером математических моделей второй группы служит математическая модель двигателя, разработанная с целью анализа причин и последствий возникновения неисправностей, влияющих на вредные выбросы с отработавшими газами [4], используемая для синтеза систем диагностики стандарта OBD.

В третьей группе находятся модели, создаваемые для синтеза и исследования систем управления, например, предлагается модель и способ управления мощностью дизеля [5], или предлагается поцилиндровая модель дизеля [6], способная осуществлять расчеты в реальном времени, что позволяет применять ее для симуляции в режиме HIL (аппаратное обеспечение в цепи).

Таким образом, очевидно, что подходы к разработке математических моделей сильно зависят от целей, для которых ведется разработка. Если модель двигателя создается с целью синтеза систем управления, то важным требованием, которому она должна удовлетворять является быстродействие. При этом меньшее значение имеет, насколько детально смоделирован рабочий внутрицилиндровый процесс.

Следует отметить, что достаточно распространенным является подход к построению модели, при котором применяются поля характеристик, представленные в табличной форме. Построение подобных моделей требует наличия прототипа, ввиду того, что при подобном подходе объект моделирования представляется в виде черного ящика, а в процессе построения модели фиксируются выходные параметры для каждого набора входных параметров, за счет этого формируются многомерные таблицы. Данные таблицы применяются в совокупности с различными динамическими звеньями. В том случае, если речь идет о создании модели с целью разработки системы управления на ранних этапах проектирования, использование полей характеристик является неприемлемым из-за отсутствия прототипа двигателя.

С другой стороны, моделирование физических процессов требует наличия глубоких зна-

ний об объекте и может привести к большим затратам времени на выполнение вычислений, а также к высоким требованиям к аппаратному обеспечению. Однако в качестве сильной стороны данного подхода следует выделить отсутствие необходимости в прототипе, достаточным может оказаться создание модели и ее валидация для некого аналога.

Один из упомянутых подходов [6], сочетает в себе преимущества двух предыдущих, поэтому позволяет создавать модели, способные работать в реальном времени и не требует наличия прототипа. Модель имеет модульный принцип построения, благодаря чему легко может быть воспроизведена различная компоновка дизеля. В целом модель представлена рядом линейных дифференциальных уравнений, табличные данные требуются только для учета характеристики турбокомпрессора. Модель процесса сгорания в цилиндре двигателя заменена упрощенной эмпирической моделью генерации крутящего момента, что позволяет имитировать пульсации крутящего момента, не требуя больших затрат процессорного времени.

Сколько бы ни было создано математических моделей дизелей, но воспользоваться в полной мере хотя бы одной из них не представляется возможным. И исследователям приходится либо создавать все новые и новые модели, либо существенно адаптировать известные под решение своих задач.

Для расширения функционала упомянутой модели с учетом применения в современных двигателях системы непосредственного впрыска топлива типа Common Rail она была усовершенствована.

В основе описываемой модели лежит расчет крутящего момента в зависимости от подачи топлива. Базовая величина крутящего момента рассчитывается в зависимости от угла поворота коленчатого вала по известным уравнениям [7] без учета крутящего момента, создаваемого при сгорании топлива.

Крутящий момент, вырабатываемый в цилиндре при сгорании топлива, определяется по эмпирическим формулам, полученным при аппроксимации кривой изменения давления в цилиндре [8]:

$$M_{eff}(\Theta) = \begin{cases} a(\Theta - 360)^2 e^{(-b(\Theta-360))}, \text{ если } \Theta \in [360,540] \\ 0, \text{ иначе} \end{cases}, \quad (1)$$

где $\Theta_{\max}$ – угол, соответствующий максимальному крутящему моменту;

$$a = \frac{4 \cdot 360 M_{\text{mean}}}{(\Theta_{\max} - 360)^3}, \quad (2)$$

$$b = \frac{2}{\Theta_{\max} - 360} \quad (3)$$

Среднее значение величины крутящего момента:

$$M_{\text{mean}} = \frac{30 \eta_{vol} Q_{HV} \dot{m}_f}{n\pi}, \quad (4)$$

где η_{vol} – коэффициент наполнения, Q_{HV} – теплотворная способность топлива, $\dot{m}_f$ – мгновенный поток топлива в цилиндр, n – частота вращения двигателя.

Прочие элементы, такие как впускные и выпускные коллектора смоделированы как емкости постоянного объема, давление в которых образуется за счет разницы потоков входящих и выходящих из емкостей.

Турбокомпрессор смоделирован при помощи следующих уравнений:

$$M\omega_{tc} = \dot{H}_{out} - \dot{H}_{in}, \quad (5)$$

где M – крутящий момент, возникающий на колесе компрессора, ω_{tc} – угловая скорость вала турбокомпрессора, вычисляемая через уравнение вращательного движения:

$$J\dot{\omega}_{tc} = M_{turb} - M_{comp}; \quad (6)$$

$\dot{H}_{in}$ – производная энтальпии рабочего тела на входе в компрессор или турбину, $\dot{H}_{out}$ – производная энтальпии на выходе из компрессора или турбины.

$$\frac{T_{out}}{T_{in}} = 1 + \frac{1}{\eta}\left(\left(\frac{p_{out}}{p_{in}}\right)^{\frac{\alpha-1}{\alpha}} - 1\right). \quad (7)$$

Здесь T_{out} – температура на выходе из компрессора или турбины, T_{in} – температура на входе в компрессор или турбину. Степень повышения давления $\pi_k = \frac{p_{out}}{p_{in}}$ (степень понижения давления для турбины), коэффициент полезного действия η и корректированный массовый расход воздуха Φ рассчитывается по табличным данным, где Φ – это действительный массовый расход, масштабированный по давлению и температуре на входе в компрессор или турбину согласно выражению:

$$\Phi = \dot{m}_{out} \frac{\sqrt{T}}{p}. \quad (8)$$

Через степень повышения (понижения) давления вычисляется давление на выходе из компрессора (турбины).

Соотношение между температурами и изменением энтальпий:

$$\frac{T_{out}}{T_{in}} = \frac{\dot{H}_{in}}{\dot{H}_{out}}. \quad (9)$$

Энтальпия на выходе из компрессора (турбины) может быть получена через следующее соотношение:

$$\dot{H}_{\text{out}} = c_p \dot{m}_{\text{out}} T, \quad (10)$$

где c_p – теплоемкость рабочего тела.

Таким образом, модель является простой в реализации, элементы модели, либо модель в целом могут быть использованы как для исследования систем управления, так и в качестве отдельного компонента самой системы управления для выполнения функций самодиагностики.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Крутов, В. И.* Автоматическое регулирование двигателей внутреннего сгорания: учеб. пособие для вузов / В. И. Крутов. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Мшиностроение, 1979. – С. 130–163.

2. Системы управления дизельными двигателями. Пер. с нем. Первое русское издание. – М.: КЖИ «За рулем», 2004. – 370 с.

3. F. Jones. C. Jezek. Diesel Combustion Modeling and Simulation for Torque Estimation and Parameter Optimization. Master's thesis. Department of Vehicular Systems, Linkopings University, 2008.

4. M. Adolfson. Simulation of Emission Related Faults on a Diesel Engine. Master's thesis. Department of Vehicular Systems, Linkopings University, 2002.

5. L. Lansky. Diesel engine modelling and control. Master's thesis. Faculty of Electrical Engineering, Czech Technical University in Prague, 2008.

6. M. Ramstedt. Cylinder-by-Cylinder Diesel Engine Modelling - A Torque-based Approach. Master's thesis. Department of Vehicular Systems, Linkopings University, 2004.

7. *Яманин, А. И.* Динамика поршневых двигателей: учеб. пособие для вузов по направлению 654200 – Энергомашиностроение по специальности 101200 – Двигатели внутреннего сгорания / А. И. Яманин, А. В. Жаров. – М. : Машиностроение, 2003. – 464 с.

8. Stefan Sinsel. Echtzeitsimulation von Nutzfahrzeug-Dieselmotoren mit Turbolader zur Entwicklung von Motormanagementsystemen. Dissertation, Department of Electrical Engineering and Information Technology, Darmstadt University of Technology, Darmstadt, Germany, November 1999.

УДК 621.431.74

А. В. Васильев, Д. С. Березюков

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННОГО ИЗМЕНЕНИЯ РАБОЧИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ЭЛЕКТРОМАГНТНЫХ ФОРСУНОК БЕНЗИНОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: atd@vstu.ru)

Приведены результаты математического моделирования работы ЭМФ бензиновых двигателей и оценено влияние различных неисправностей, возникающих в процессе эксплуатации, на закон движения запорной иглы и расходную характеристику ЭМФ.

Ключевые слова: математическая модель, система топливоподачи, топливная форсунка.

The article contains description of mathematical model of the injectors gasoline engines, considered different malfunction of the injector.

Keywords: a mathematical model, a fuel system, a fuel injector.

Изменение основных рабочих показателей электромагнитных форсунок (ЭМФ) в процессе эксплуатации приводит к ухудшению энергетических и экологических характеристик двигателя с впрыском легкого топлива. Для выявления влияния возникающих неисправностей ЭМФ на подачу топлива было выполнено математическое моделирование.

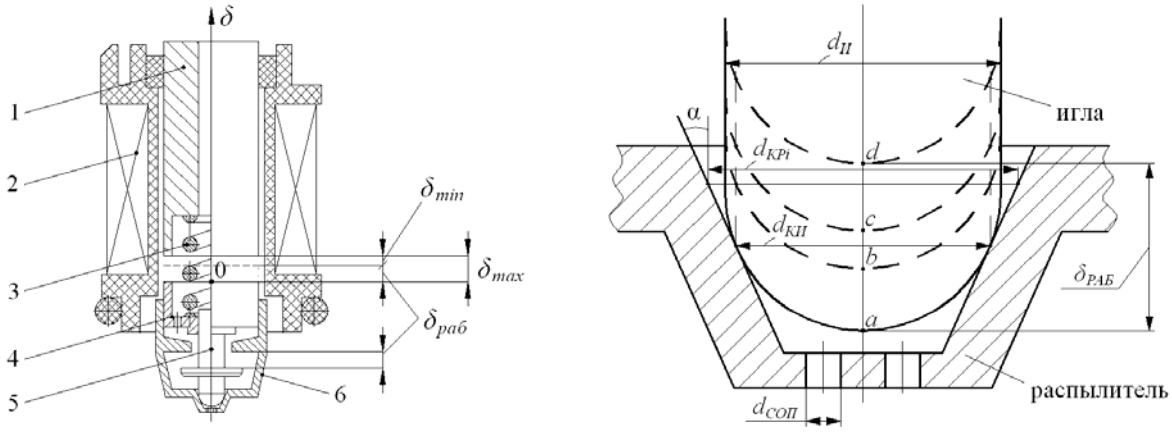
Разработанная математическая модель работы ЭМФ (рис. 1) позволяет исследовать процесс подачи топлива при поступлении на выводы обмотки ЭМФ электрического управляющего импульса. С использованием данной модели возможно определение временных периодов работы ЭМФ с учетом эксплуатационного изменения ее рабочих показателей.

В основу разработанной математической модели положено уравнение движения запорной иглы ЭМФ:

$$m \cdot \frac{\mathrm{d}^2\delta}{\mathrm{d}T^2} = F_{\text{ЭМ.ОТК,ЗАК}} + F_{\text{ПР}} + F_{\text{ТР}} + F_{\text{Д}} + F_{\text{Т}}, \quad (1)$$

где m – масса подвижной части (запорная игла + якорь); $\mathrm{d}^2\delta/\mathrm{d}T^2$ – ускорение запорной иглы; $F_{\text{ЭМ ОТК}}$, $F_{\text{ЭМ ЗАК}}$ – тяговое усилие электромагнита, действующее на этапах, соответственно, открытия и закрытия ЭМФ; $F_{\text{ПР}}$ – сила упругости

пружины; $F_Д$ – сила от перепада давлений на входе и выходе клапана; $F_{ТР}$ – сила трения скольжения, действующая на подвижные части ЭМФ; $F_Т$ – сила тяжести подвижной части.



а *б*

Рис. 1. Упрощенная расчетная схема ЭМФ:
а – элементы конструкции: *1* – сердечник; *2* – обмотка электромагнита; *3* – пружина; *4* – якорь; *5* – запорная игла; *6* – распылитель; *б* – сопряжение игла-корпус распылителя

Входящие в уравнение (1) силы определяются следующими выражениями:

$$F_{ЭМ.ОТК} = \frac{\frac{U_0^2}{R^2}\cdot(1-e^{-\frac{R}{L}\cdot T})^2\cdot w^2\cdot\mu_0\cdot\pi\cdot D_\delta^2}{8\cdot\delta^2};$$

$$F_{ЭМ.ЗАК} = \frac{\frac{U_0^2}{R^2}\cdot e^{-\frac{R}{L}\cdot T\cdot 2}\cdot w^2\cdot\mu_0\cdot\pi\cdot D_\delta^2}{8\cdot\delta^2};$$

$$F_{ПР} = \frac{G\cdot d_{ПР}^4\cdot(\delta_{ПР}+\delta)}{8\cdot D_{ПР}^3\cdot i_{ПР}};$$

$$F_{ТР} = -k_{ТР}\cdot\upsilon = -k_{ТР}\cdot\frac{d\delta}{dT};$$

$$F_т = m\cdot g\cdot\cos\alpha_Ф;$$

$$F_Д = (P_1-P_2)\cdot S_{ИД} = (P_1-P_2)\cdot\frac{\pi}{4}\cdot(d_И^2 - d_{КИ}^2),$$

где U_0 – рабочее (установившееся) значение напряжения в обмотке электромагнита ЭМФ; R, L – соответственно, сопротивление и индуктивность обмотки; T – время; w – число витков обмотки; μ_0 – магнитная постоянная воздуха; D_δ – диаметр сечения воздушного зазора между сердечником и якорем электромагнита; δ – перемещение запорной иглы; G – модуль сдвига для материала пружины; $D_{ПР}$, $d_{ПР}$ – диаметр, соответственно, пружины и проволоки; $\delta_{ПР}$ – предварительная деформация пружины; $i_{ПР}$ – число витков пружины, $k_{ТР}$ – коэффициент гидродинамического трения в сопряжении игла – корпус распылителя; υ – скорость движения иглы; P_1 – высокое давление внутри ЭМФ; P_2 – низкое давление на выходе ЭМФ; $S_{ИД}$ – площадь воздействия давления на запорную иглу; $d_И$, $d_{КИ}$ – диаметр иглы на стороне, соответственно, высокого и низкого давления; g – ускорение свободного падения; $\alpha_Ф$ – установочный угол наклона ЭМФ относительно вертикальной плоскости.

Дифференциальное уравнение движения запорной иглы ЭМФ (1) решалось в системе компьютерной алгебры *Mathcad*. Для этого весь процесс движения иглы ЭМФ был разбит на этапы подъема, удержания и опускания с заданными начальными условиями для каждого этапа. Поиск решений уравнения на всех этапах проводился с использованием встроенной функции *rkfixed*, реализующей численный метод Рунге–Кутты четвертого порядка с фиксированным шагом.

Для оценки адекватности разработанной математической модели проводилось сравнение результатов определения временных параметров работы ЭМФ полученных экспериментально и при помощи данной модели (рис. 2). Экспериментально временные параметры работы ЭМФ определялись по характерным точкам осциллограмм напряжения на выводах обмотки ЭМФ при подаче на нее электрических управляющих импульсов. При помощи разработанной модели временные параметры работы ЭМФ были найдены по закону движения запорной иглы ЭМФ. Анализ полученных зависимостей позволяет сделать вывод о хорошей сходимости расчетных и экспериментальных данных, что подтверждает адекватность разработанной математической модели работы ЭМФ.

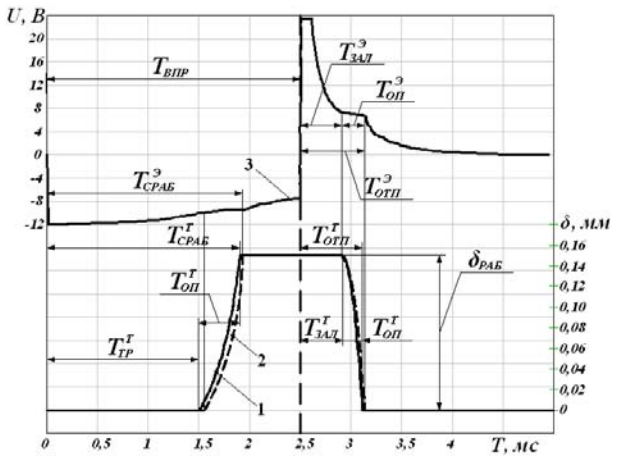


Рис. 2. Закон движения запорной иглы ЭМФ Siemens Deka VAZ6238: теоретический (*1*) и экспериментальный (*2*), построенный по характерным точкам осциллограммы напряжения (*3*) на выводах обмотки ЭМФ

Разработанная математическая модель позволила исследовать влияние износа рабочих поверхностей деталей ЭМФ (рис. 3), межвитковых замыканий обмотки электромагнита (рис. 4), загрязнений проточных каналов и других неисправностей, возникающих в процессе эксплуатации на закон движения запорной иглы и расходную характеристику ЭМФ.

Так, возникающий в процессе длительной работы ЭМФ износ в сопряжении игла–распылитель приводит к увеличению величины рабочего хода запорной иглы $\delta_{РАБ}$, что оказывает существенное влияние на закон движения иглы (рис. 3, *а*) и, значит, на действительную цикловую подачу топлива (рис. 3, *б*). Это объясняется тем, что величина тягового усилия электромагнита $F_{ЭМ}$ обратно пропорциональна величине воздушного зазора между сердечником электромагнита и якорем, и, следовательно, увеличение рабочего хода запорной иглы $\delta_{РАБ}$ увеличивает временную задержку $T_{ТР}$ (см. рис. 2) между началом подачи на ЭМФ электрического управляющего импульса и моментом трогания иглы.

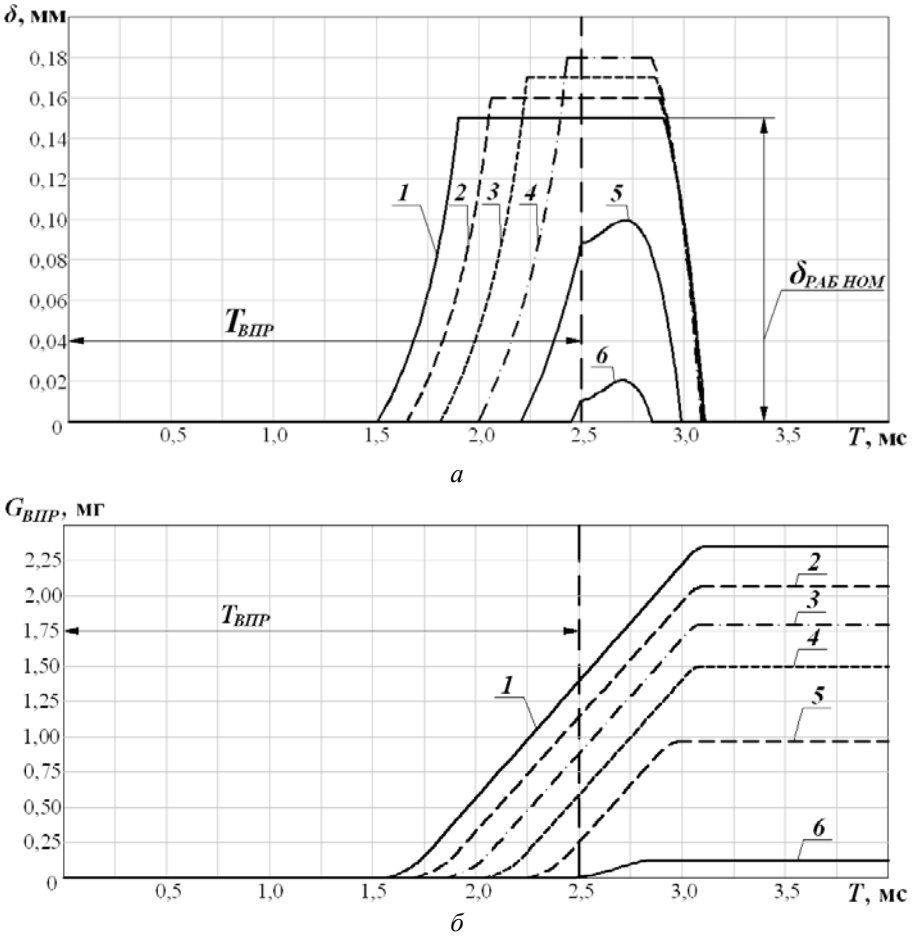


Рис. 3. Влияние износа рабочих поверхностей деталей ЭМФ (заданного величиной рабочего хода $\delta_{РАБ}$ запорной иглы) на закон движения запорной иглы (*а*) и расходную характеристику (*б*) ЭМФ (продолжительность электрического управляющего импульса $T_{ВПР}$ = 2,5 мс):
1 – $\delta_{РАБ}$ = 0,15 мм; *2* – $\delta_{РАБ}$ = 0,16 мм; *3* – $\delta_{РАБ}$ = 0,17 мм; *4* – $\delta_{РАБ}$ = 0,18 мм; *5* – $\delta_{РАБ}$ = 0,19 мм; *6* – $\delta_{РАБ}$ = 0,2 мм

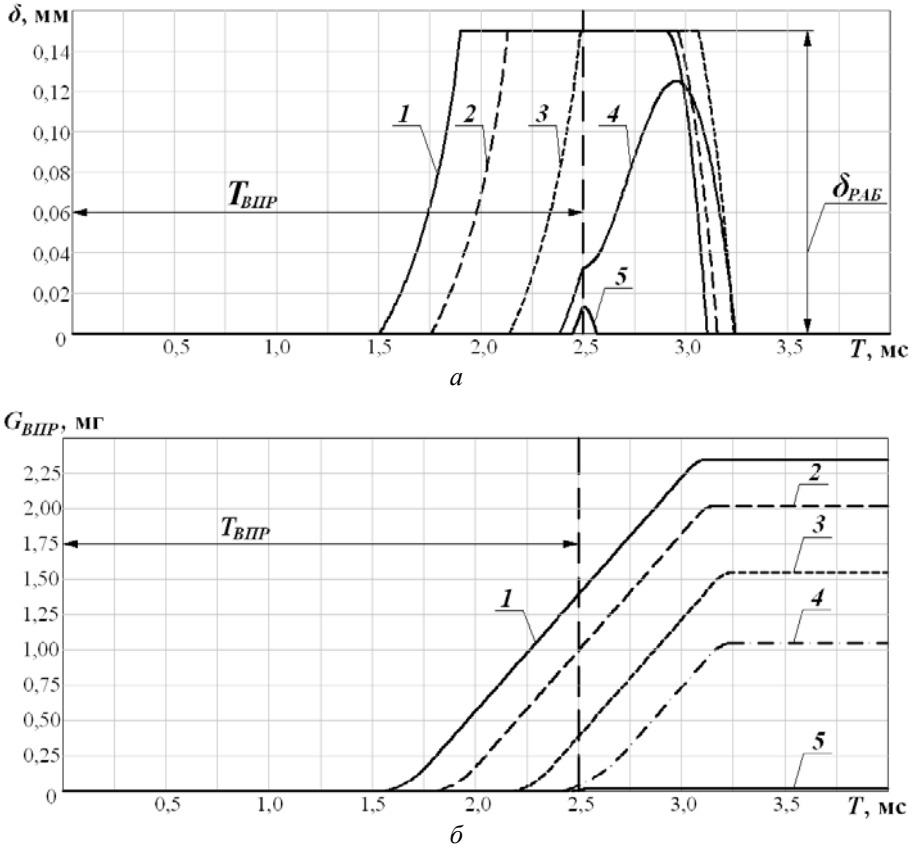


Рис. 4. Влияние межвиткового замыкания в обмотке электромагнита ЭМФ (заданного числом рабочих витков *w*) на закон движения запорной иглы (*а*) и расходную характеристику (*б*) ЭМФ (продолжительность электрического управляющего импульса $T_{ВПР}$ = 2,5 мс):
1 – *w* = 100 %; *2* – *w* = 90 %; *3* – *w* = 80 %; *4* – *w* = 75 %; *5* – *w* = 74 %

При помощи разработанной математической модели выявлено, что эксплуатационное изменение рабочих показателей ЭМФ может оказывать существенное влияние на закон движения запорной иглы и ее расходную характеристику и, следовательно, приводить к существенному рассогласованию необходимой и действительной цикловой подачи топлива на различных режимах работы двигателя.

Данная модель может быть использована для совершенствования топливных систем бензиновых двигателей с впрыском топлива, а также улучшения алгоритмов адаптации и самообучения программы электронного блока управления двигателем.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Ерохов, В. И.* Алгоритм и результаты расчета электромагнитной форсунки бензинового двигателя / В. И. Ерохов, М. П. Макарова // Известия МГТУ «МАМИ». – 2008. – № 2. – С. 14–19.

2. *Казаков, Л. А*. Электромагнитные устройства РЭА / Л. А. Казаков. – М.: Радио и связь, 1991. –351 с, ил.

3. *Миловзоров, В. П.* Электромагнитные устройства автоматики: учебник для вузов / В. П. Миловзоров. – 4-е изд., перераб. и доп. – М. : Высш. школа, 1983. – 408 с.

УДК 621.431.73

А. В. Васильев, Н. Н. Федоров

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ КЛАПАННОГО ПРИВОДА ДВС

Волгоградский государственный технический университет
(atd@vstu.ru, marafed@mail.ru)

В статье изложена методика уточненной оценки нагруженности клапанного привода на примере двигателя ВАЗ, реализованная с помощью разработанной математической модели исследования динамики МГР. Также оценено влияние возникающих вибраций на нагруженность самой клапанной пружины.

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

In this paper refined estimation technique of internal combustion engine valve train stress loading on example of VAZ engine, obtained by means of developed simulation model of valve train dynamics research, is set forth. Influence of arising vibration effect on valve spring loaded state has been estimated as well.

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

В существующих современных конструкциях двигателей наличие упругих, деформируемых звеньев в клапанном приводе способствует возникновению в нем колебательных процессов. Переменный характер нагружения, возникающие напряжения сжатия, растяжения, изгиба и кручения в системе снижают надежность деталей. Динамика клапанного привода сильно зависит от жесткости и демпфирующих свойств деталей привода а также точек их контакта и сопряжения. Этот эффект наиболее заметен в клапанной пружине, которая является звеном с наименьшей жесткостью и наименьшей собственной частотой колебаний (по сравнению с другими деталями клапанного привода).

При резонансных (по отношению к частотам вращения распределительного вала) режимах работы в клапанной пружине возникают скачки напряжений, которые сказываются не только на напряженном состоянии самой пружины, но и могут явиться причиной неудовлетворительной работы всего клапанного привода.

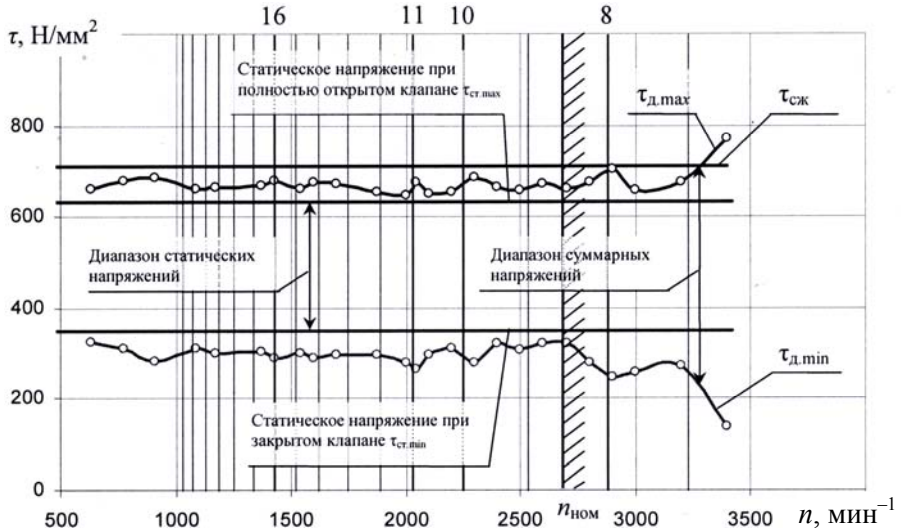


Рис. 1. Напряжения у подвижного витка клапанной пружины

На рис. 1 приведен гармонический спектр касательных напряжений исследованной клапанной пружины в зависимости от оборотов распределительного вала. В ряде случаев (8, 10, 11 и 16 гармоники собственной частоты пружины) максимальные динамические напряжения $\tau_{д.max}$ (максимальное пиковое напряжение в пружине при открытом клапане), практически достигают напряжения полного сжатия $\tau_{сж}$, что свидетельствует о соударении витков. Стремление же минимальных динамических напряжений $\tau_{д\ min}$ (минимальное пиковое напряжение при закрытом клапане) к нулю по мере роста скоростного режима работы двигателя говорит об отрыве концевых витков от опорных поверхностей. Соударение приводит к диссипации энергии и гашению колебаний, но вместе с тем возникающий возможный наклеп смежных витков снижает запас прочности клапанной пружины, а отрыв опорных витков ведет к размыканию кинематический цепи кулачок–толкатель. Все эти факторы провоцируют аварий-

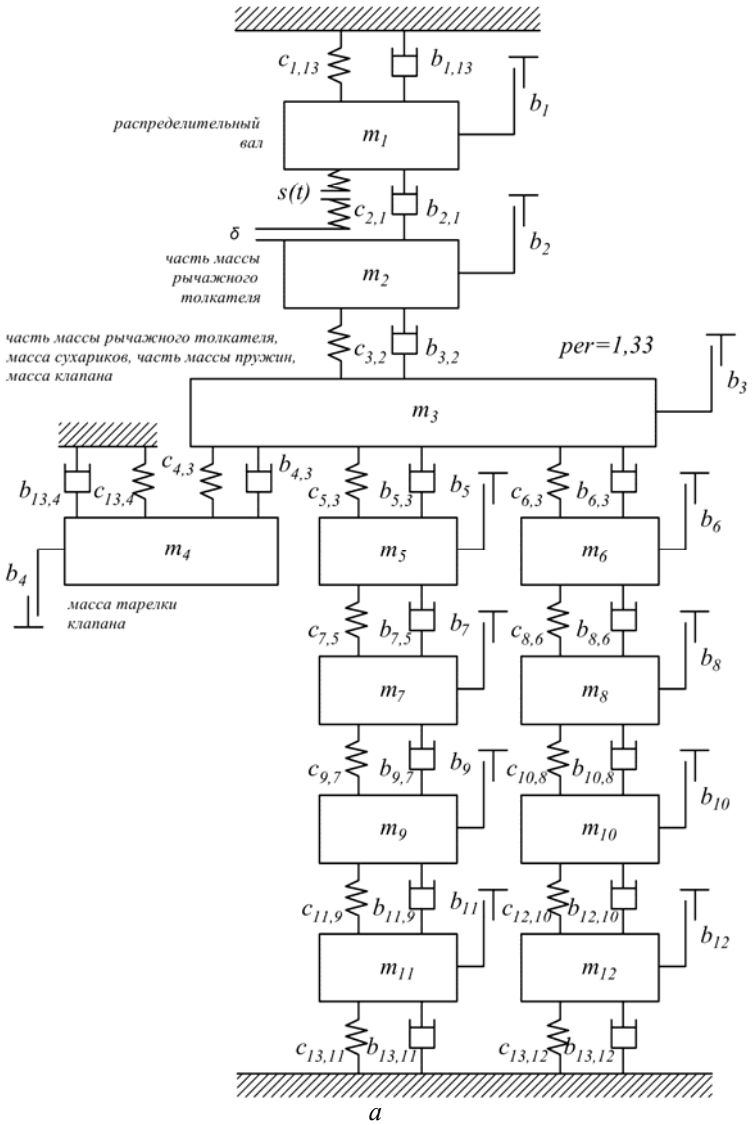
ную работу не только привода МГР, но и самого двигателя.

В связи с этим представляется актуальной разработка универсальной математической модели для исследования динамики клапанного привода с учетом колебаний витков клапанных пружин, позволяющей наиболее точно описать происходящие в МГР процессы и оценить его нагруженность.

Основой для предлагаемой модели является разработанная на кафедре «Автотракторные двигатели» обобщенная математическая модель исследования динамики клапанного привода. Расчет сил, действующих в МГР, и законов движения его деталей осуществляется на основе представления последних в виде дискретных масс, связанных безынерционными упругими элементами, и численного решения системы дифференциальных уравнений, описывающих движение каждой массы [3].

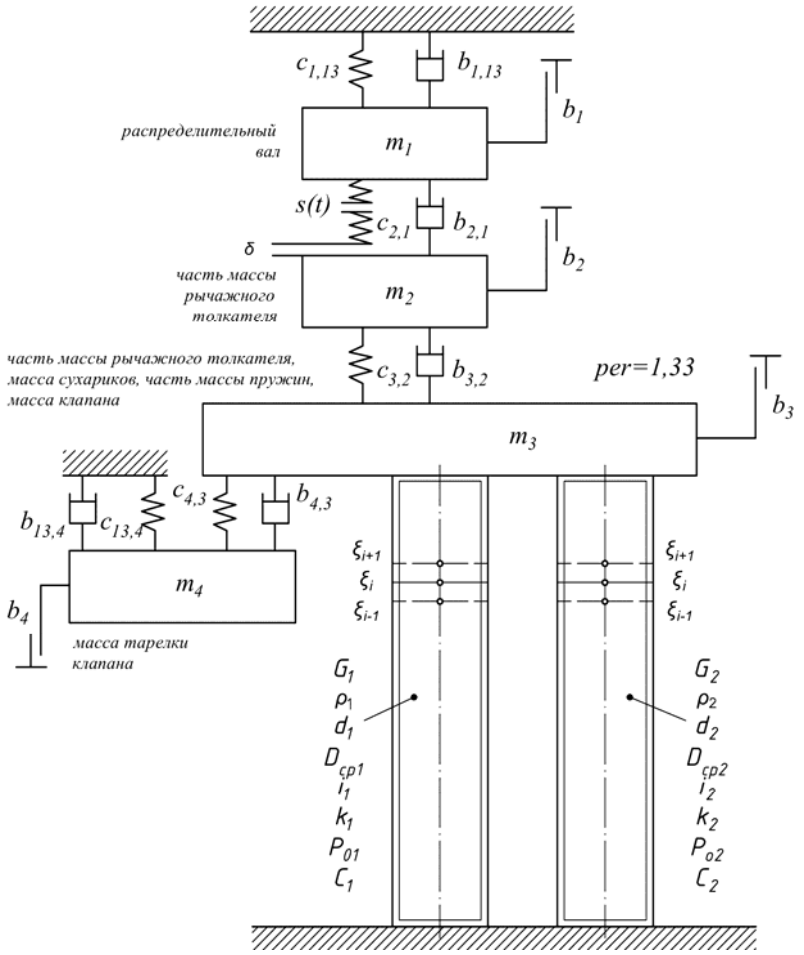
Клапанные пружины представлены цепочками из шести дискретных масс (одна масса присоединена к приведенной массе клапана m_3, другая – неподвижна) (рис. 2, *а*).

В разработанной модели клапанные пружины представлены в виде эквивалентных стержней (сосредоточенные массы с распределенными параметрами), способных совершать продольные колебания (рис. 2, *б)*. Допустимость такого представления следует из более точной теории расчета пружин, в которой винтовая пружина рассматривается как тонкий пространственный криволинейный брус. Для моделирования этих колебаний продольными колебаниями стержня должно быть соблюдено равенство значений массы и продольной жесткости



а

Рис. 2. Расчетные схемы для исследования динамики МГР (см. также с. 39):
а – клапанные пружины представлены цепочкой дискретных масс;
б – клапанные пружины представлены в виде эквивалентных стержней



б

Рис. 2 (окончание)

пружины соответствующим величинам стержня. Применение такой схемы, помимо уточнения закона движения клапана, дает возможность более точно оценивать нагруженность самих клапанных пружин [2].

Уравнение движения приведенной массы клапана m_3 в этом случае для разработанной модели имеет вид

$$m_3\ddot{x}_3 = -b_3\dot{x}_3 - \{c_{3,2}(\varphi)(x_3 - \frac{x_2}{r_{3,2}}) + b_{3,2}(\dot{x}_3 - \frac{\dot{x}_2}{r_{3,2}})\} - (P_{н.} + b_{3,5}(\dot{x}_3 - \dot{x}_5)) - (P_{в} + b_{3,6}(\dot{x}_3 - \dot{x}_6)) - ((P_{3,4})_0 + c_{3,4}(x_3 - x_4)) - b_{3,4}(\dot{x}_3 - \dot{x}_4), \quad (1)$$

где $P_{н} = P_{н}(\xi,\varphi) = P_{0н} + c_{н}\frac{\omega}{a_{н}}\eta_{н}(\xi,\varphi)$; $P_{в} = P_{в}(\xi,\varphi) = P_{0в} + c_{в}\frac{\omega}{a_{в}}\eta_{в}(\xi,\varphi)$ (P_0 – величина усилия предварительной затяжки, Н; c – жесткость клапанной пружины, Н/мм; $\eta = \left(\frac{a}{\omega}\right)\frac{\partial U}{\partial \xi}$ – относительная деформация клапанной пружины, мм) – силы упругого взаимодействия между клапаном и подвижными концами пружин, определяемые при численном решении волнового уравнения колебаний эквивалентного стержня [1, 4, 5]:

$$\frac{\partial^2 U(\xi;\varphi)}{\partial\varphi^2} + \frac{2\mu}{\omega}\frac{\partial U(\xi;\varphi)}{\partial\varphi} = \left(\frac{a}{\omega}\right)^2\frac{\partial^2 U(\xi;\varphi)}{\partial\xi^2}, \quad (2)$$

где U – продольное смещение сечения эквивалентного стержня от положения статического равновесия, мм; ξ – безразмерная длина (отношение расстояния сечения от начала рабочего участка пружины до рассматриваемого сечения к полной длине пружины); φ – угол поворота распределительного вала, рад; μ – коэффициент вязкого сопротивления; ω – частота вращения распределительного вала, рад/с; a – относительная скорость распространения волн деформации по длине пружины, $с^{-1}$.

На рис. 3 приведена диаграмма усилий, действующих на клапан, при использовании представления пружин сосредоточенными массами (кривая *1*) и представлением их в виде эквивалентных стержней (кривая *2*), в сопоставлении с экспериментальными данными, полученными при тензометрировании усилия в приводе МГР (кривая *3*).

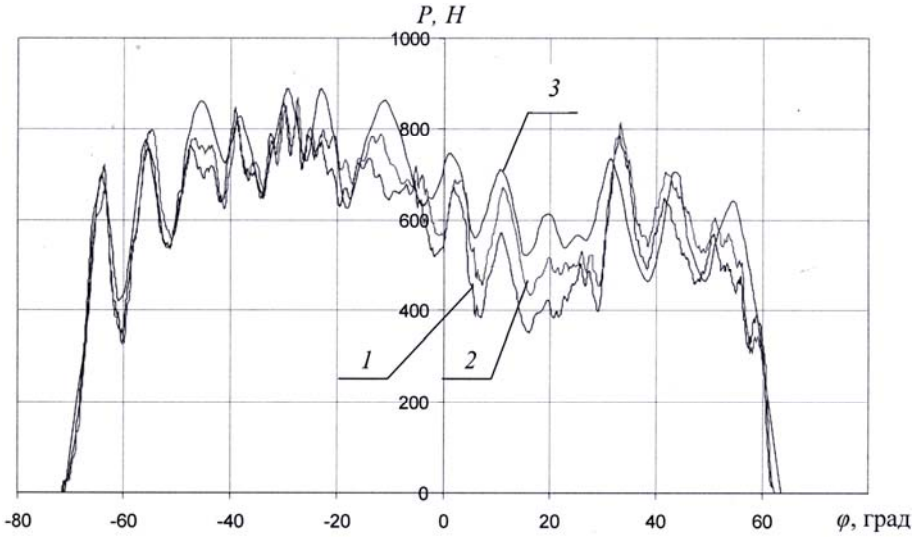


Рис. 3. Усилие в клапанном приводе при n = 2068 мин$^{-1}$:
1 – пружины представлены цепочкой масс; *2* – пружины представлены в виде эквивалентных стержней; *3* – эксперимент

В соответствии с диаграммой, предлагаемая методика дает лучшую аппроксимацию к экспериментальным данным благодаря уменьшению разницы между расчетными и эмпирическими данными, что особенно хорошо видно во второй половине диаграммы, на стороне посадки клапана. Разработанная математическая модель показала хорошую сходимость во всем поле скоростных режимов (150...2100 мин$^{-1}$ по распределительному валу).

Наряду с сопоставлением усилий с целью идентификации разработанной математической модели была проведена серия экспериментов с помощью высокоскоростной киносъемки, подробно рассмотренная в [1]. После раскадровки полученных результатов, построения кинограмм перемещений витков клапанной пружины, проверки адекватности и подтверждения достоверности разработанной модели путем сопоставления экспериментальных и расчетных значений перемещений сечений витков расчетно были определены усилия $P_н$ и $P_в$ (см. формулу 1) от клапанных пружин, действующих на клапан, проведен численный эксперимент и получены диаграммы усилий в клапанном приводе (см. рис. 3).

Таким образом, разработанная обобщенная математическая модель с вариативным представлением клапанных пружин является универсальной, позволяет оперативно вносить изменения в структуру расчетной схемы и изменять ее параметры, а также уточнять нагрузки, действующие в клапанном приводе. Кроме того, проведенный анализ оценочных параметров показал достаточную сходимость теоретических и экспериментальных данных во всем поле скоростных режимов работы двигателя.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Васильев, А. В.* Результаты теоретического и экспериментального исследования колебаний витков клапанных пружин механизма газораспределения двигателя / А. В. Васильев, Н. Н. Фёдоров // Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. ст. № 10 (70) / ВолгГТУ. – Волгоград, 2010. – (Серия «Наземные транспортные системы» ; вып. 3). – С. 144–146.

2. *Корчемный, Л. В.* Механизм газораспределения автомобильного двигателя: кинематика и динамика / Л. В. Корчемный. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1981. – 189 с.

3. Синтез характеристик газораспределения поршневого двигателя: монография / А. В. Васильев; ВолгГТУ. – Волгоград, 2006. – 344 с.

4. *Хвингия, М. В.* Вибрация пружин / М. В. Хвингия. – М.: Машиностроение, 1969. – 287 с.

5. *Штода, А. В.* Динамика и прочность клапанных пружин. В кн. Динамика и прочность пружин. – М.: Изд-во АН СССР. – 1950. – 270–332 с.

УДК 621.436.12

А. М. Ларцев, Е. А. Федянов

ПЕРСПЕКТИВЫ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ДИЗЕЛЕЙ ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ БОЛЬШОЙ МОЩНОСТИ

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

Выполнен анализ причин более низкого уровня форсирования двигателей воздушного охлаждения большой размерности по сравнению с двигателями жидкостного охлаждения. Дана оценка резервов дальнейшего форсирования дизельных двигателей воздушного охлаждения для тяжелой транспортной техники при условии обеспечения показателей по топливной экономичности и сохранении нормативных надежности и ресурса.

Ключевые слова: двигатели воздушного охлаждения, форсирование, тепловая напряженность, жесткость конструкции, ресурс.

Analysis of reasons for lower forcing level of air-cooled engines of higher cylinder diameter/piston stroke ratio as compared to liquid-cooled engines has been completed. Possibilities for air-cooled engines perspective forcing is being predicted provided mileage rating is ensured as well as standard reliability and life time are maintained.

Keywords: air-cooled engines, forcing, heat strength, rigidity of construction, life time.

Преимущества и недостатки двигателей воздушного охлаждения хорошо известны [1]. При выборе двигателя для легких транспортных средств, переносного мотоинструмента отсутствие системы жидкостного охлаждения оказывается решающим обстоятельством, в силу которого предпочтение в большинстве случаев отдается двигателям с воздушным охлаждением. На тяжелой транспортной и строительной технике в настоящее время преимущественно устанавливают двигатели жидкостного охлаждения.

Считается, что двигатель жидкостного охлаждения, допускающий в силу меньшей теплонапряженности более высокий уровень форсирования по среднему индикаторному давлению и обладающий, как правило, большей жесткостью конструкции, имеет преимущество по удельным показателям, надежности и долговечности. Такое мнение в большинстве случаев оправдано, однако для техники, работающей в районах с экстремально холодным климатом, двигатели с воздушным охлаждением становятся серьезной альтернативой двигателям жидкостного охлаждения. Отсутствие относительно сложной системы жидкостного охлаждения, в которой всегда существует некоторая вероятность отказов, становится в указанных условиях важным преимуществом. Подтверждением последнему служит то, что в России в районах Крайнего Севера и Восточной Сибири значительная часть используемой тяжелой автотракторной техники имеет дизельные двигатели воздушного охлаждения: грузовые автомобили «Tatra», «Magirus-Deutz», тракторы Т-330.

К современной моторной технике предъявляются, как правило, высокие требования по удельной мощности и, вместе с тем, по топливной экономичности. Эти требования в полной мере относятся и к машинам с двигателями воздушного охлаждения. В связи с этим, известно, что двигатели воздушного охлаждения в силу конструктивных особенностей, имеют более низкие значения среднего эффективного давления, чем двигатели такой же размерности с жидкостным охлаждением. Поэтому весьма важной является задача форсирования двигателей воздушного охлаждения при условии сохранения нормативной надежности и ресурса.

Существо проблем, которые возникают при форсировании двигателей воздушного охлаждения, и возможные пути их решения можно рассмотреть на примере развития семейства дизельных двигателей для промышленных тракторов, выпускавшихся на Волгоградском моторном заводе с 1968 по 2006 г. Пример интересен тем, что, с одной стороны, в мировой практике до этого не было дизелей с воздушным охлаждением такой большой размерности, а, с другой, на предприятии и в целом в стране отсутствовал опыт производства дизелей воздушного охлаждения большой мощности.

Первоначальный вариант двигателя, известного под маркой 8ДВТ-330, имел при рабочем объеме 22,6 дм^3 номинальную мощность 270 кВт на частоте вращения 1700 мин$^{-1}$. Указанной мощности соответствовало среднее эффективное давление p_e = 0,85 МПа. В процессе совершенствования двигателя его мощность была в несколько последовательных этапов повышена до 375 кВт при n = 1800 мин$^{-1}$. Среднее эффективное давление выросло до 1,11 МПа. Изменение основных показателей дизелей по мере завершения каждого из последовательных этапов представлено ниже в таблице.

Этапы последовательного форсирования дизелей с воздушным охлаждением производства ВгМЗ

Модификация двигателя	n, мин$^{-1}$	Ne, кВт	Мк, Н·м	ge, г/кВт·ч	Pz, МПа	Pe, МПа
8ДВТ-330	1700	272	1528	212	9,5	0,85
В-400	1700	305	1713	211	10,4	0,95
В-450	1750	335	1829	215	10,5	1,02
В-470	1750	345	1883	217	11,2	1,05
В-500	1800	375	1990	219	11,5	1,11

Какие же основные проблемы пришлось преодолеть при форсировании дизелей, и существуют ли резервы для дальнейшего повышения мощности?

Первая и главная проблема форсирования двигателей воздушного охлаждения, в особенности дизельных, заключается в обеспечении допустимого уровня тепловой напряженности элементов конструкции цилиндропоршневой группы и головки цилиндров [2, 3]. Сложности решения этой проблемы связаны не только с тем, что теплоотдача в поток воздуха на порядок меньше теплоотдачи в жидкость, но и с тем, что крайне трудно обеспечить целенаправленный подвод воздуха в наиболее критичные зоны головки цилиндров. Повышение интенсивности теплоотвода за счет увеличения расхода и, соответственно, скорости движения охлаждающего воздуха приводит к нежелательному росту затрат работы на привод вентилятора, порождает новую проблему большой шумности работы двигателя и без изменения конструкции оребренных деталей часто не приводит к необходимому результату. Следует также подчеркнуть, что сложность задачи поддержания приемлемой тепловой напряженности деталей дизеля возрастает по мере повышения степени наддува [4].

В ходе работ по форсированию дизелей на ВгМЗ были осуществлен ряд мероприятий, направленных на решение проблемы тепловой напряженности конструкции. Это, в первую очередь, выбор конструкции и параметров оребрения цилиндра и головки цилиндра. Особое внимание было уделено оребрению наиболее теплонапряженных зон головки цилиндров, в частности зоны расположения форсунки. За счет выбора параметров оребрения удалось существенно улучшить равномерность температурного поля в головках цилиндров и условия работы форсунок. Была проведена настройка системы воздушного охлаждения двигателя в целом, начиная от направляющего аппарата и заканчивая системой дефлектирования. Значительный объем исследовательских и опытно-конструкторских работ был направлен на совершенствование системы смазки с целью повышения ее вклада в стабилизацию температурных полей двигателя.

Вторая основная проблема, возникающая при повышении мощности двигателя воздушного охлаждения, связана с меньшей, чем у двигателей жидкостного охлаждения, жесткостью конструкции. Отсутствие единого блока цилиндров приводит к тому, что по мере повышения мощности и, соответственно, нагрузок на основные детали двигателя заметно возрастают деформации картера и коленчатого вала и, как следствие, ухудшаются условия работы коренных опор. Для решения этой проблемы проводились работы по оценке деформации картера, зеркала цилиндра двигателя в зависимости от уровня силового нагружения. Оценивался уровень крутильных колебаний коленчатого вала. В результате для рассматриваемых двигателей удалось избежать крайне нежелательных с точки зрения производства изменений в конструкции картера и увеличения диаметра коренных шеек коленчатого вала и обеспечить требуемую работоспособность коренных подшипников только за счет увеличения несущей способности вкладышей коленчатого вала.

В целом, проведенные научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы позволили увеличить мощность дизеля почти на 40 % и на 30 % повысить значение среднего эффективного давления. При этом нет оснований считать, что достигнутый уровень форсирования является предельным. Результаты ряда предварительных экспериментов показывают, что дизели воздушного охлаждения данной размерности могут работать при p_e = 1,3 МПа, однако практическое достижение такого уровня форсирования при условии обеспечения приемлемых показателей по топливной экономич-

ности и нормативных по надежности и ресурса, требует как дальнейших исследований, так и комплексной оптимизации существующих технических решений.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Поспелов, Д. Р.* Двигатели внутреннего сгорания с воздушным охлаждением. Теория и расчет / Д. Р. Поспелов. – М.: Машиностроение, 1971. – 535 с.

2. *Белов, Е. С.* Деформация цилиндра двигателя воздушного охлаждения / Е С.Белов, А. Н. Гоц // Тракторы и сельхозмашины, № 11, 2009. – С. 41–43.

3. *Шароглазов, Б. А.* Численная оценка температур деталей цилиндропоршневой группы двигателя воздушного охлаждения / Б. А. Шароглазов, И. И. Закомолдин // Двигателестроение, № 3, 2009. – С. 13–18.

4. *Григорьев, Е. А.* Математическое моделирование рабочего процесса двигателя 8ЧВН 15/16 с целью оптимизации фаз газораспределения и законов движения клапанов / Е.. А. Григорьев, А. В. Васильев // Известия ВолгГТУ : межвузов. сб. науч. ст. / ВолгГТУ. – Волгоград, 2000. – (Серия «Наземные транспортные системы»). – С. 7–12.

УДК 621.43.05

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

ВЛИЯНИЕ ДОБАВОК ВОДОРОДА НА СКОРОСТЬ СГОРАНИЯ ПРОПАН-БУТАНА

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: tig@vstu.ru)

Рассмотрены перспективы применения водорода в качестве добавок к другим видам моторных топлив в двигателях внутреннего сгорания с принудительным зажиганием. Приведены результаты экспериментального определения влияния добавок водорода на скорость распространения пламени в смесях пропан-бутана с воздухом.

Ключевые слова: водород, двигатели внутреннего сгорания, газовое топливо. скорость распространения пламени.

In the article issues of using hydrogen as an additive to LPG for vehicles equipped internal combustion engine with ignition system are considered. Also reviewed the results of an experiment to determine the flame propagation velocity in a stoichiometric mixture of propane-butane with hydrogen.

Keywords: hydrogen, hydrogen, internal combustion engines, gas fuel. speed of a flame.

Водород считают одним из перспективных топлив для автомобильных ДВС, применение которого может способствовать, в первую очередь, решению экологических проблем. Испытания автомобильных поршневых ДВС на водороде и бензоводородных смесях, проведенные в конце прошлого века в ряде стран, в том числе и в СССР [1], и продолженные в нынешнем веке фирмой BMW, подтвердили положительное влияние водорода на топливную экономичность и экологические характеристики двигателей и, вместе с тем, обозначили проблемы, вследствие которых эти двигатели пока не вышли за рамки лабораторных испытаний и опытной эксплуатации единичных экземпляров. Нет инфраструктуры, обеспечивающей получение, хранение, транспортировку и распределение водорода, не решена в полной мере задача хранения водорода на борту автомобиля. Низкая плотность газообразного водорода при атмосферных условиях приводит к необходимости существенно увеличивать рабочий объем двигателей, работающих на водороде, по сравнению с двигателями такой же мощности, в которых используются традиционные виды топлива.

Исходя из сказанного выше, в ближайшей перспективе водород может найти широкое применение не в качестве топлива в чистом виде, а как добавка к другим видам горючего.

Положительное влияние малых добавок водорода на процесс сгорания бензина подтверждено результатами ряда исследований [2,3,4], в том числе проведенных в ВолгГТУ. В частности, получены количественные данные о влиянии добавок водорода на скорость сгорания бензовоздушных смесей. В то же время для других видов топлива, например для газовых топлив, которые уже широко используются или могут использоваться в автомобильных поршневых ДВС, таких данных почти нет. В связи с этим на кафедре «Теплотехника и гидравлика» ВолгГТУ проведены, в частности, экспериментальные исследования с целью установления степени влияния добавок водорода на скорость сгорания пропан-бутана.

Эксперименты были выполнены на установке с камерой сгорания постоянного объема. Камера изготовлена в виде горизонтально расположенного цилиндра диаметром 88 и длиной 114 мм. Зажигание топливовоздушной смеси осуществлялось электрической искрой. Распро-

странение по камере фронта пламени регистрировалось с помощью ионизационных датчиков, сигналы которых через усилители поступали на вход цифрового запоминающего осциллографа. Для заполнения камеры топливовоздушной смесью и удаления продуктов сгорания служит система трубопроводов с запорными клапанами. Горючие газы, в том числе водород, подавались из баллонов, очистка камеры от продуктов сгорания производилась с помощью вакуумного насоса. Схема установки с камерой сгорания постоянного объема приведена на рис. 1.

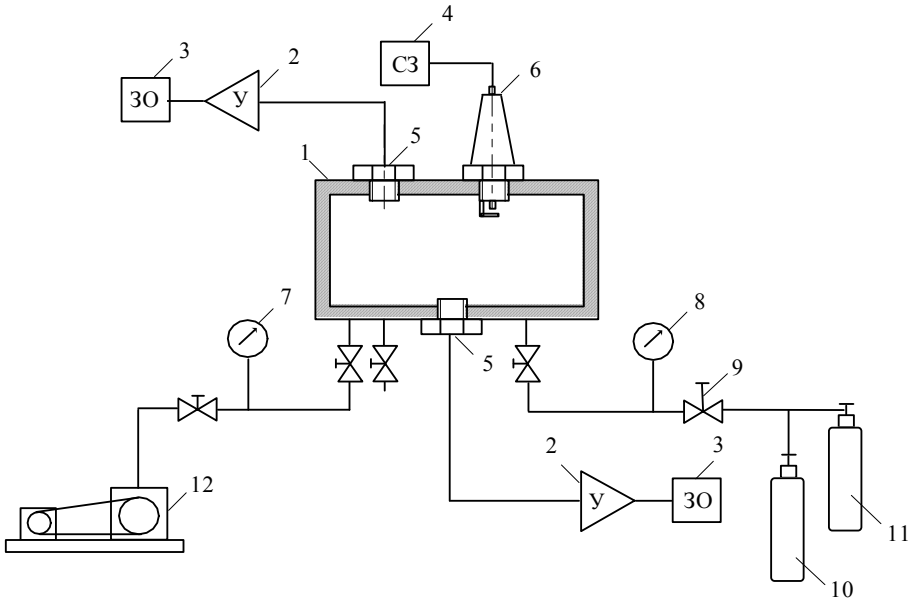


Рис. 1. Схема экспериментальной установки:
1 – камера сгорания; *2* – усилители; *3* – многоканальный запоминающий осциллограф; *4* – лабораторная система зажигания; *5* – ионизационные датчики; *6* – свеча зажигания; *7* – вакуумметр; *8* – манометр образцовый; *9* – редуктор; *10* – баллон с горючим газом; *11* – баллон с водородом; *12* – вакуумный насос

Состав топливовоздушной смеси в камере сгорания задавали, изменяя соотношение парциальных давлений пропан-бутана, водорода и воздуха. Общее давление топливовоздушной смеси перед ее зажиганием во всех случаях равнялось атмосферному. Исходя из точности вакуумметра, с помощью которого измерялись парциальные давления, относительная ошибка в определении величины коэффициента избытка воздуха не превышала 5,5 %.

Оценка степени влияния добавок водорода на скорость сгорания пропан-бутана была сделана по величине изменения видимой скорости распространения фронта пламени в камере сгорания. Выбор названной величины в качестве оценочного параметра продиктован следующим. Во-первых, видимая скорость сгорания связана с нормальной скоростью распространения пламени и, тем самым, отражает влияние состава топливовоздушной смеси на скорость химических реакций сгорания и интенсивность процессов массо- теплообмена во фронте пламени. Во-вторых, видимая скорость распространения пламени отражает влияние повышения давления, которое происходит при горении в замкнутой камере постоянного объема. Такое же повышение давления имеет место и камере сгорания поршневого двигателя. Немаловажным обстоятельством является то, что видимую скорость сгорания можно определить с достаточной для целей данного исследования точностью, не учитывая особую динамику развития горения на стадии образования начального очага при искровом зажигании. Это позволяет ограничиться регистрацией сигнала единственного ионизационного датчика, принимая за начало процесса распространения пламени момент пробоя межэлектродного промежутка свечи зажигания.

На рис. 2 изображены полученные на основе опытов в камере сгорания постоянного объема зависимости величины видимой скорости w_b распространения фронта пламени в смесях пропан-бутана с воздухом без добавок водорода и с добавками от коэффициента избытка воздуха α. Значения коэффициента избытка воздуха, по которым построены зависимости, вычислены с учетом добавок водорода.

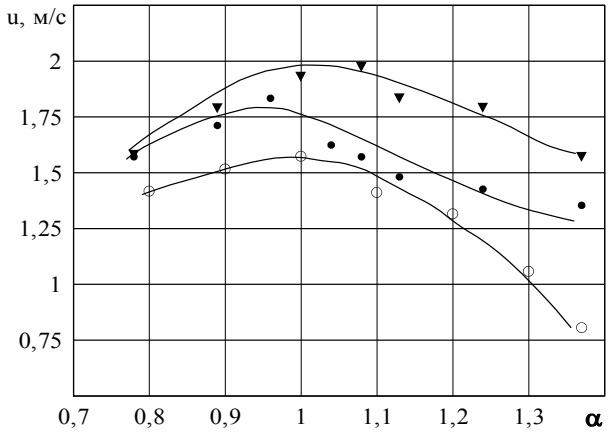


Рис. 2. Влияние добавок водорода на видимую скорость сгорания:
–○– – без добавок водорода; –●– с добавками 3 % водорода; –▼– с добавками 5 % водорода

Как видно из представленных зависимостей, видимая скорость распространения пламени при добавлении к пропан-бутану водорода существенно увеличивается. Для смесей стехиометрического состава относительное увеличение w_b практически пропорционально добавке водорода: при добавке 3 % водорода скорость пламени выше в 1,12 раза, а при добавке 5 % – в 1,25 раза.

В области обогащенных топливовоздушных смесей влияние добавок водорода, как и следует предполагать, ослабевает, а в области обедненных смесей усиливается. При обеднении топливовоздушной смеси видимая скорость распространения пламени в случае добавки водорода снижается не так резко, как при отсутствии добавки. Так, например, при обеднении смеси без добавок водорода от стехиометрии до $\alpha = 1{,}3$ скорость падает на 45 %, а при таком же обеднении смесей с добавками водорода только на 25 %. Более пологое в случае добавок водорода протекание кривых $w_b = f(\alpha)$ в области обедненных составов свидетельствует о том, что добавки водорода расширяют пределы воспламенения топливовоздушной смеси. Сделанный вывод также подтверждается отмеченным в ходе экспериментов отсутствием в смесях, обогащенных водородом, пропусков воспламенения, в то время как в смесях без добавок водорода пропуски устойчиво наблюдались при обеднении свыше 1,15.

Таким образом, проведенные исследования показали, что добавки водорода оказывают такое же положительное влияние на процесс сгорания пропан-бутана, как и на сгорание бензинов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Мищенко, А. И.* Применение водорода для автомобильных двигателей / А. И. Мищенко. – Киев : Наукова Думка, 1984. – 281 с.

2. Использование синтез-газа в качестве топлива автомобильных ДВС / Е. А. Федянов, Е. А. Захаров, Д. Б. Ширшов, Д. С. Гаврилов // Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. ст. № 8 / ВолгГТУ. – Волгоград, 2011. – (Серия «Процессы преобразования энергии и энергетические установки» ; вып. 3). – С. 77–79.

3. Исследование особенностей процессов сгорания сжиженного углеводородного газа с использованием добавок водородосодержащих газов [Электронный ресурс] / Д. Б. Ширшов, Е. А. Захаров, Е. А. Федянов, Д. С. Гаврилов // XXIII Международная инновационно-ориентированная конференция молодых ученых и студ. МИКМУС-2011, Москва, 14–17 декабря 2011 г. / Ин-т машиноведения им. А. А. Благонравова РАН. – М., 2011. – С. 253. – Режим доступа: http://www.imash.ru/conf/mega/2011/Prec2011.pdf.

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

УДК 621.43.068

Е. А. Федянов, С. Н. Шумский, Ю. В. Иванов, К. И. Лютин

МЕТОДИКА ТЕРМОХИМИЧЕСКИХ РАСЧЕТОВ МНОГОКОМПОНЕНТНЫХ ТОПЛИВ

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

Приводится единая методика расчетов термохимических показателей для многокомпонентных топлив.
Ключевые слова: углеводородные топлива, термохимические расчеты.

The methodics for thermochemical calculations for multicomponent fuels is presented.
Keywords: hydrocarbon fuel, thermochemical calculations.

В настоящее время все больший интерес проявляется к искусственным многокомпонентным газообразным горючим: синтез-газ, биогаз и т. п. Состав этих горючих газов очень разнообразен и зависит от исходных продуктов и технологии получения. Обычно эти газы

представляют смеси, состоящие из большого набора как горючих, так и негорючих компонентов. Несмотря на это разнообразие, может быть предложена единая методика расчета их термохимических показателей.

Чаще всего содержание компонентов в газообразных топливах указывается по объему: объемными или, что тождественно, мольными долями. Например, синтез-газ, использовавшийся в США при испытаниях автомобиля «Шевроле», имеет следующий объемный состав:

$$r_{\mathrm{H_2}} = 0,216; \quad r_{\mathrm{CO}} = 0,236; \quad r_{\mathrm{CH_4}} = 0,01;$$

$$r_{\mathrm{CO_2}} = 0,0123; \quad r_{\mathrm{H_2O}} = 0,012; \quad r_{\mathrm{N_2}} = 0,5125,$$

где r – объемные доли соответствующих компонентов.

Зная объемное содержание компонента в многокомпонентном газообразном горючем, можно определить среднюю молярную массу смеси:

$$\mu = \sum_1^N \mu_i \cdot r_i, \qquad (1)$$

где μ_i – молярная масса i-го компонента; r_i – объемная или мольная доля того же компонента; N – число компонентов смеси.

В общем случае горючие компоненты топлива могут быть описаны формулой $\mathrm{C}_n\mathrm{H}_m\mathrm{O}_l$. Тогда количество киломолей воздуха (здесь и далее предполагается, что горючее сжигается в атмосферном воздухе, в котором по объему содержится 0,21 доля кислорода и 0,79 доля азота), теоретически необходимое для сжигания 1 м^3 горючего, можно вычислить по формуле [1]:

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \cdot \sum_1^{N_\text{г}} \left(n + \frac{m}{4} - \frac{l}{2} \right) \cdot r_{\mathrm{C}_n\mathrm{H}_m\mathrm{O}_l} \quad \left(\frac{\text{кмоль}}{\text{м}^3} \right), \qquad (2)$$

где $N_\text{г}$ – общее число горючих компонентов и компонентов, содержащих кислород; $r_{\mathrm{C}_n\mathrm{H}_m\mathrm{O}_l}$ – объемная (мольная) доля соответствующего компонента.

Если принять молярную массу воздуха равной 28,97 кг/кмоль, то масса теоретически необходимого для горения воздуха:

$$l_0 = 28,97 \cdot L_0 \quad \left(\frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \right). \qquad (3)$$

Теплота сгорания газообразной топливной смеси находится как сумма теплот, выделяемых при сгорании ее соответствующих горючих компонентов:

$$Q_\text{н} = \sum_1^N \mathrm{Q}_{\mathrm{C}_n\mathrm{H}_m\mathrm{O}_l} \cdot r_{\mathrm{C}_n\mathrm{H}_m\mathrm{O}_l}, \qquad (4)$$

где $Q_{\mathrm{C}_n\mathrm{H}_m\mathrm{O}_l}$ – низшая теплота сгорания 1 м^3 или 1 киломоля соответствующего горючего компонента смеси; $Q_\text{н}$ – низшая теплота сгорания соответственно 1 м^3 или 1 киломоля рассматриваемого топлива.

Для определения состава продуктов сгорания многокомпонентных газообразных горючих применена хорошо разработанная методика расчета продуктов сгорания жидких углеводородов в воздухе [2, 3].

В практике расчетов процессов горения равновесный состав продуктов сгорания определяют с различной степенью детализации. Чаще всего рассматривают 11 компонентов (CO, CO_2, H_2, H, O, O_2, OH, H_2O, N, NO, N_2), предполагается протекание следующих реакций:

$$\left.\begin{aligned}
&\mathrm{CO} + 1/2\ \mathrm{O_2} \rightleftarrows \mathrm{CO_2},\\
&\mathrm{H_2} + 1/2\ \mathrm{O_2} \rightleftarrows \mathrm{H_2O},\\
&\mathrm{OH} + 1/2\ \mathrm{H_2} \rightleftarrows \mathrm{H_2O},\\
&1/2\ \mathrm{H_2} \rightleftarrows \mathrm{H},\\
&1/2\ \mathrm{O_2} \rightleftarrows \mathrm{O},\\
&\mathrm{N_2} + \mathrm{O_2} \rightleftarrows 2\ \mathrm{NO},\\
&1/2\ \mathrm{N_2} \rightleftarrows \mathrm{N}.
\end{aligned}\right\} \qquad (5)$$

Для каждой реакции (5) записываются соответствующие выражения состояния химического равновесия [4]:

$$\left.\begin{aligned}
&k_1 = \frac{M_{\mathrm{CO_2}}}{M_{\mathrm{CO}} \cdot \sqrt{M_{\mathrm{O_2}}}} \cdot \left[\frac{p}{M} \right]^{-0,5}, \quad k_2 = \frac{M_{\mathrm{H_2O}}}{M_{\mathrm{H_2}} \cdot \sqrt{M_{\mathrm{O_2}}}} \cdot \left[\frac{p}{M} \right]^{-0,5},\\
&k_3 = \frac{M_{\mathrm{H_2O}}}{M_{\mathrm{OH}} \cdot \sqrt{M_{\mathrm{H_2}}}} \cdot \left[\frac{p}{M} \right]^{-0,5}, \quad k_4 = \frac{M_{\mathrm{H}}}{\sqrt{M_{\mathrm{H_2}}}} \cdot \left[\frac{p}{M} \right]^{0,5},\\
&k_5 = \frac{M_{\mathrm{O}}}{\sqrt{M_{\mathrm{O_2}}}} \cdot \left[\frac{p}{M} \right]^{0,5}, \quad k_6 = \frac{M_{\mathrm{NO}}}{\sqrt{M_{\mathrm{O_2}} \cdot M_{\mathrm{N_2}}}},\\
&k_7 = \frac{M_{\mathrm{N}}}{\sqrt{M_{\mathrm{N_2}}}} \cdot \left[\frac{p}{M} \right]^{0,5},
\end{aligned}\right\} \qquad (6)$$

где k – константы равновесия, определяемые через парциальные давления реагентов; M – суммарное число киломолей всех компонентов продуктов сгорания.

Формулы для вычисления констант равновесия, взятые из работы [5], приведены ниже:

$$\left.\begin{aligned} k_1 &= 3{,}4447\cdot 10^{-7}\cdot T^{0{,}6885}\cdot \exp(289322/R\cdot T),\\ k_2 &= 24{,}142\cdot 10^{-3}\cdot T^{-0{,}2421}\cdot \exp(247410/R\cdot T),\\ k_3 &= 15{,}088\cdot 10^{-4}\cdot T^{-0{,}1118}\cdot \exp(288568/R\cdot T),\\ k_4 &= 13{,}1792\cdot T^{0{,}4056}\cdot \exp(-218561/R\cdot T),\\ k_5 &= 156{,}6265\cdot T^{0{,}2126}\cdot \exp(-249964/R\cdot T),\\ k_6 &= 6{,}0469\cdot T^{-0{,}0322}\cdot \exp(-91235/R\cdot T),\\ k_7 &= 79{,}8151\cdot T^{0{,}2920}\cdot \exp(-475224/R\cdot T). \end{aligned}\right\} \quad (7)$$

Для определения равновесного состава продуктов сгорания к уравнениям (6) и (7) добавляется система уравнений материального баланса.

Уравнение материального баланса по углероду можно записать так:

$$\sum_{1}^{N_C}\hat{g}_{Ci}(g_{C_nH_mO_l})_i = 12\left(M_{CO_2}+M_{CO}\right), \quad (8)$$

где $(g_{C_nH_mO_l})_i$ – массовая доля i-го компонента топлива, содержащего в своем составе углерод; $\hat{g}_{Ci}$ – массовая доля углерода в молекуле i-го компонента, содержащего углерод; N_C – число компонентов топлива, содержащих в своем составе углерод; M_{CO_2}, M_{CO} – количество киломолей соответствующего газа в продуктах сгорания.

Уравнение материального баланса по водороду выглядит следующим образом:

$$\sum_{1}^{N_H}\hat{g}_{Hi}(g_{C_nH_mO_l})_j = 2M_{H_2O}+2M_{H_2}+M_H+M_{OH}, \quad (9)$$

где $(g_{C_nH_mO_l})_j$ – массовая доля j-го компонента топлива, содержащего в своем составе водород; $\hat{g}_{Hi}$ – массовая доля водорода в молекуле j-го компонента, содержащего водород; N_H – число компонентов топлива, содержащих в своем составе водород; $M_{H_2O}, M_{H_2}, M_H, M_{OH}$ – число киломолей соответствующих веществ в продуктах сгорания.

Материальный баланс по кислороду:

$$\sum_{1}^{N_O}\hat{g}_{Oi}\frac{(g_{C_nH_mO_l})_\gamma}{32}+0{,}21\alpha L_0 = M_{CO_2}+0{,}5M_{CO}+0{,}5M_{H_2O}+M_{O_2}+0{,}5M_O+0{,}5M_{OH}+0{,}5M_{NO}, \quad (10)$$

где $(g_{C_nH_mO_l})_\gamma$ – массовая доля γ-го компонента топлива, содержащего в своем составе кислород; $\hat{g}_{Oi}$ – массовая доля кислорода в молекуле γ-го компонента, содержащего кислород; N_O – число компонентов, содержащих в своем составе кислород; $M_{CO_2}, M_{CO}, M_{H_2O}, M_{O_2}, M_O, M_{OH}, M_{NO}$ – число киломолей соответствующих компонентов в продуктах сгорания.

Уравнение баланса по азоту записывается так:

$$\sum_{1}^{N_N}\hat{g}_{Ni}\frac{(g_N)_z}{28}+0{,}79\alpha L_0 = M_{N_2}+0{,}5M_N+0{,}5M_{NO}, \quad (11)$$

где $(g_N)_z$ – массовая доля z-го компонента топлива, содержащих в своем составе азот; $\hat{g}_{Ni}$ – массовая доля азота в молекуле z-о компонента, содержащего азот; N_N – число компонентов топлива, содержащих в своем составе азот; M_{N_2}, M_N, M_{NO} – число киломолей соответствующих компонентов в продуктах сгорания.

Методика определения равновесного состава продуктов сгорания с помощью уравнений (6)–(11) описана в работах [3, 4]. Из рассмотрения уравнений (7) следует, что величина констант равновесия зависит от температуры. Поэтому равновесный состав продуктов сгорания также существенно зависит от этого параметра. Наибольший интерес представляет состав продуктов в конце сгорания. Если рассматривать адиабатное сгорание, то в конце этого процесса мы имеем адиабатическую температуру сгорания. Эту температуру можно подсчитать, исходя из того, что полная энтальпия продуктов сгорания равна полной энтальпии исходных продуктов. Тогда для случая, когда исходные

реагенты имеют температуру T_1 и можно считать, что теплоемкость исходной смеси примерно равна теплоемкости продуктов сгорания, получим уравнение для адиабатической температуры сгорания [6]:

$$T_{\text{ад}} = T_1 + \frac{Q^*}{\overline{\mu c_p}}, \qquad (12)$$

где Q^* – тепловой эффект реакции в стандартных условиях; $\overline{\mu c_p}$ – средняя теплоемкость исходной смеси и продуктов сгорания.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Злотин, Г. Н.* Теплотехника: учеб. пособие / Г. Н. Злотин, Е. А. Федянов; ВолгГТУ. – Волгоград, 2005. – 339 с.

2. *Злотин, Г. Н.* Определение состава продуктов неполного сгорания различных углеводородных топлив / Г. Н. Злотин, Ю. В. Иванов, Е. А. Федянов // Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. ст. № 7 / ВолгГТУ. – Волгоград, 2009. – (Серия «Процессы преобразования энергии и энергетические установки»). – С. 25–27.

3. *Злотин, Г. Н.* Методика расчета термохимических характеристик сгорания углеводородных топлив / Г. Н. Злотин, С. Н. Шумский, М. В. Дульгер // Известия вузов. Энергетика. – 1988. – № 8. – С. 58–63.

4. *Злотин, Г. Н.* Прикладная термодинамика: учеб. пособие / Г. Н. Злотин, Ю. В. Иванов, Е. А. Федянов; ВолгГТУ. – Волгоград, 2008. – 76 с.

5. *Злотин, Г. Н.* Способ повышения экологической безопасности двигателя внутреннего сгорания легкого топлива / Г. Н. Злотин, Е. А. Захаров, Ю. В. Иванов // Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. ст. № 6 / ВолгГТУ. – Волгоград, 2008. – (Серия «Процессы преобразования энергии и энергетические установки»). – С. 7–8.

6. *Дульгер, М. В.* Газовая динамика и агрегаты наддува ДВС: учеб. пособие / М. В. Дульгер, Г. Н. Злотин, Е. А. Федянов, В. А. Треплин; ВолгПИ. – Волгоград, 1989. – 330 с.

УДК 621.436

А. А. Балашов, А. Е. Свистула, В. С. Яров, Д. В. Сиротенко

РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПРОПУСКНОЙ СПОСОБНОСТИ ГАЗОВОГО ТРАКТА ДИЗЕЛЯ С ДВОЙНОЙ СИСТЕМОЙ ВЫПУСКА ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ

Алтайский государственный технический университет им. И. И. Ползунова

(e-mail: aa_balashov10@mail.ru, sae59@mail.ru)

Приведены результаты экспериментального определения пропускной способности газового тракта дизеля с двойной системой выпуска отработавших газов. Разработана экспериментальная установка и методика статической продувки выпускного тракта двигателя с двойной системой выпуска отработавших газов. Выполнена сравнительная оценка газодинамических потерь системы выпуска опытного двигателя с двойной системой выпуска отработавших газов.

Ключевые слова: дизель, двойная система выпуска отработавших газов, статическая продувка, выпускной канал, газовый тракт, газодинамические потери.

Results of experimental definition of throughput of the diesel engine gas path with double exhaust system are given. Experimental setup and static purging technique of an exhaust path of the engine with double exhaust system are developed. The comparative estimation of gas dynamics losses of exhaust system of the tentative engine with double exhaust system is executed.

Keywords: a diesel engine, double exhaust system, a static purge, an exhaust channel, a gas path, gas dynamics losses.

1. Постановка задачи исследования

Одним из путей повышения мощности является форсирование двигателя по частоте вращения коленчатого вала. Однако с ростом частоты вращения возрастают сопротивления движению газов через органы газообмена, что ставит предел форсированию двигателей по частоте вращения. Для повышения пропускной способности органов газообмена предложено решение [1, 2], позволяющее осуществлять выпуск не только через клапаны, но и через окна в цилиндре двигателя, открываемые поршнем.

Оценка и сравнение газодинамической эффективности клапанных систем производится обычно методом статической продувки [3] с помощью безразмерных коэффициентов расхода μ, газодинамического сопротивления ξ или скорости φ. Ниже приводится методика статической продувки и результаты расчетно-экспериментального определения коэффициентов, характеризующих газодинамическое качество основных элементов системы газообмена дизеля с двойным выпуском отработавших газов (ОГ) через клапан и окно в гильзе (далее двигатель с окном в гильзе – ДОГ) [2].

2. Экспериментальная установка и методика исследования

Для определения газодинамических характеристик основной и дополнительной систем выпуска разработаны экспериментальные установки для статической продувки воздухом основной и дополнительной систем выпуска ОГ (рис. 1, 2) [3].

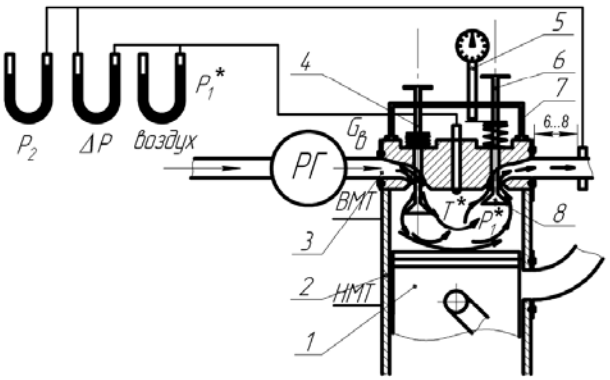


Рис. 1. Схема для продувки воздухом основного выпускного канала с клапаном двигателя, оборудованного двойной системой выпуска ДОГ:
1 – поршень; *2* – цилиндр; *3* – впускной канал; *4* – впускной клапан; *5* – индикатор ИЧ; *6* – нажимное устройство; *7* – стойка; *8* – выпускной клапан

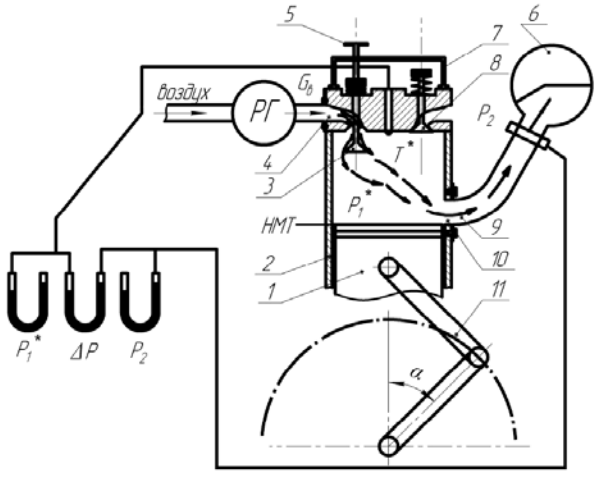


Рис. 2. Схема стенда для продувки воздухом дополнительного выпускного канала ДОГ:
1 – поршень; *2* – цилиндр; *3* – впускной канал; *4* – впускной клапан; *5* – нажимное устройство; *6* – выпускной коллектор; *7* – стойка; *8* – выпускной клапан; *9* – дополнительный выпускной канал; *10* – выпускное окно в цилиндре; *11* – шатун; α – угол поворота к.в.

Избыточное давление $P_{окр}$ и температура $T_{окр}$ окружающей среды измеряются перед расходомерами, избыточные заторможенные давление P_1^* и температура T^* – на входе потока в продуваемую систему (в цилиндре). На участке «цилиндр-клапан-канал», или «цилиндр–дополнительный выпускной канал» измеряется перепад давлений ΔP. За дополнительным каналом или выпускным клапаном (на выходе потока) измеряется избыточное статическое давление P_2 (рис. 1 и 2).

По существующей методике [4] обработки данных статической продувки можно определить коэффициент расхода μ и эффективное проходное сечение μf, по которым проводят оценку и сравнение газодинамического качества проточных систем. Следующим этапом обработки данных статической продувки предусматривается определение коэффициентов газодинамических потерь ξ, расхода μ и изменения энтропии ΔS. Дополнительно к измеряемым параметрам необходимо определить абсолютную термодинамическую температуру в выходном сечении потока T_2. С этой целью решается совместно три уравнения – это уравнение неразрывности, уравнение состояния, уравнение энергии [5, 6].

При выводе выражения для определения T_2 положены следующие допущения: процесс расширения воздуха в потоке принимается адиабатическим; показатель изоэнтропного процесса расширения воздуха в потоке k, а, следовательно, и удельные теплоемкости при постоянном давлении c_p и объеме c_v принимаются постоянными по потоку; используемый при проведении продувок воздух подчиняется уравнению Клапейрона-Менделеева.

В результате совместного решения упомянутых уравнений получим квадратное уравнение для определения статической температуры в выходном сечении проточной системы

$$T_2^2 + B \cdot T_2 - B \cdot T^* = 0,$$

где B – коэффициент, $B = 2 \cdot c_p \cdot \left(\frac{P_2}{R}\right)^2 \cdot \left(\frac{F_2}{G_B}\right)^2$, К.

Действительным корнем квадратного уравнения будет

$$T_2 = \frac{B}{2} \cdot \left(\sqrt{1 + 4 \cdot \frac{T^*}{B}} - 1\right), \text{ К.}$$

По известной абсолютной термодинамической температуре T_2 определяем число Маха

$$M = \sqrt{\frac{2}{k-1} \cdot \frac{T_2}{B}}.$$

Замеренные P_2 и расчетные M параметры позволяют определить заторможенное давление в выходном сечении потока P_2^* по известному в газодинамике выражению

$$P_2^* = P_2 \cdot \left(1 + \frac{k-1}{2} \cdot M^2\right)^{\frac{k}{k-1}}.$$

Располагая замеренными параметрами потока при продувке P_1^* и P_2, а также расчетными параметрами M и P_2^*, определяем коэффициенты газодинамических потерь ξ, расхода μ и изменения энтропии ΔS:

$$\xi = \frac{\ln P_2^*/P_1^*}{P_2/P_2^*}; \quad \mu = \frac{G_{в.д.}}{G_{В.Т.}} = \varphi \cdot \sigma \cdot e^{\frac{\Delta S}{k \cdot R}};$$

$$\Delta S = c_p \cdot \ln \frac{2}{2 - \xi \cdot M^2 \cdot (k-1)},$$

где σ – коэффициент восстановления полного давления, $\sigma = P_2^*/P_1^*$; φ – коэффициент скорости, определяемый по зависимости $\varphi = \sqrt{1/(\xi+1)}$.

3. Анализ результатов исследования

Продувка основной системы выпуска отработавших газов производится по ходу клапана, а дополнительной – по ходу поршня. При движении поршня от ВМТ к НМТ на такте рабочего хода за 40 градусов до прихода его в НМТ открывается выпускной клапан (сечение $F_{кл}$), и на протяжении 240 градусов п.к.в. происходит основной выпуск. Проходное сечение дополнительного выпуска $F_{доп}$ открывается несколько позже, то есть примерно за 20–40 градусов п.к.в. до прихода поршня в НМТ, тогда продолжительность его открытия будет 40–80 градусов п.к.в. Следует отметить, что $F_{доп}$ составляет 16 % от $F_{кл}$, а суммарное проходное сечение F_Σ равно сумме $F_\Sigma = F_{кл} + F_{доп} = 1{,}16 \cdot F_{кл}$ (рис. 3).

При геометрическом расчете не учитывается значимость участков в период изменения суммарного проходного сечения F_Σ по углу поворота коленчатого вала (п.к.в.). Основную нагрузку по выпуску ОГ в начальный период открытия выпускного клапана и окна в гильзе несет дополнительное проходное сечение $F_{доп}$ до прихода поршня в НМТ, а в процессе выталкивания выпускной клапан и окно в гильзе несут примерно одинаковую нагрузку до момента закрытия поршнем выпускного окна в гильзе. То же самое повторится и при анализе изменения эффективных проходных сечений $\mu F_{кл}$, $F_{доп}$, μF_Σ по углу п.к.в., которые будут почти в четыре раза меньше, чем геометрические проходные сечения $F_{кл}$, $F_{доп}$ и F_Σ (рис. 3).

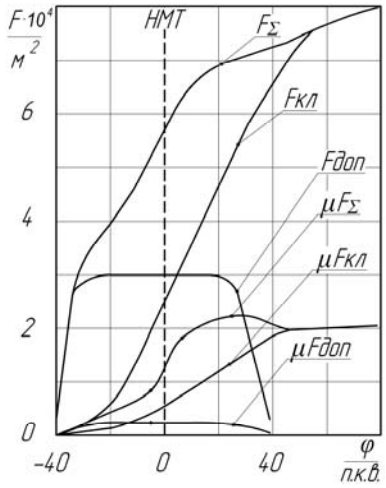


Рис. 3. Изменение проходных и эффективных проходных сечений от угла п.к.в. для системы ДОГ

У выпускного канала с клапаном значительно ниже газодинамические потери $\xi_{кл}$ и выше, как минимум в четыре раза, коэффициенты расхода $\mu_{кл}$ по сравнению с окнами в гильзе цилиндра из-за того, что в выпускном канале с клапаном, как правило, сведены к минимуму отрывные течения, сопровождающиеся вихреобразованием (рис. 4).

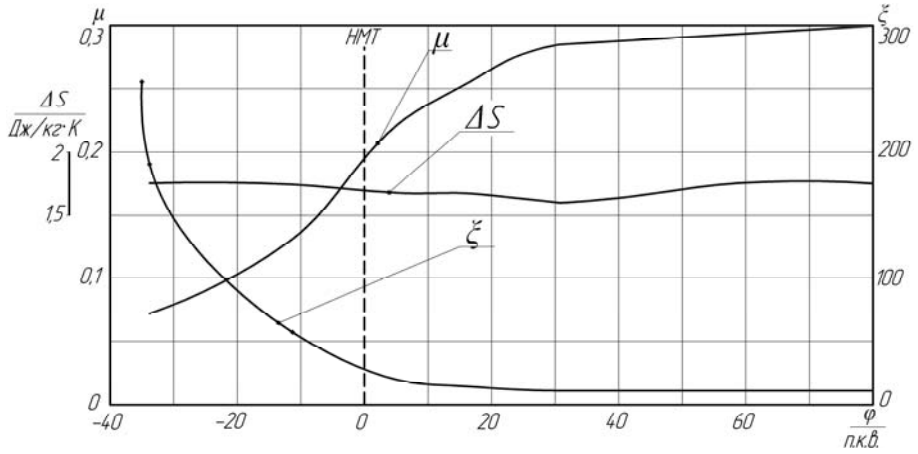


Рис. 4. Изменение энтропии ΔS, коэффициента газодинамических потерь ξ и коэффициента расхода μ для выпускного клапана и окна в гильзе цилиндра совместно по углу п.к.в.

Самые высокие газодинамические потери $\xi_{доп}$ и самые низкие коэффициенты расхода $\mu_{доп}$ получились у дополнительной системы выпуска ОГ. Это говорит о том, что прямоугольные окна и резкие переходы в дополнительной системе выпуска ОГ [2] приводят к срывам потоков с острых кромок и вихреобразованию при движении газа в канале, что и определяет большие газодинамические потери, характеризуемые высокими коэффициентами $\xi_{доп}$ и низкими коэффициентами расхода $\mu_{доп}$.

При совместной продувке выпускного канала с клапаном и дополнительной системы выпуска ОГ коэффициент расхода μ_{Σ} несколько выше чем у выпускного клапана $\mu_{кл}$, коэффициент ξ_{Σ} снижается по сравнению с $\xi_{кл}$, а ΔS_{Σ} практически остается на том же уровне ΔS_{Σ} = (1,6...1,7) Дж/кг·К (рис. 4).

4. Заключение

Разработана экспериментальная установка и методика статической продувки выпускного тракта двигателя с двойной системой выпуска ОГ.

Методом статической продувки на безмоторном стенде получены численные значения проходных сечений *F*, коэффициентов расхода μ, газодинамических потерь ξ, изменения энтропии Δ*S* по углу п.к.в. для основной и дополнительной системы выпуска ОГ дизеля.

Анализом коэффициентов расхода μ, газодинамических потерь ξ и изменения энтропии Δ*S* по углу п.к.в. показано, что дополнительная система выпуска ОГ ДОГ имеет высокие газодинамические потери (более чем в 4 раза) по сравнению с основной и требует проведения доводочных работ с целью их снижения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Патент на полезную модель №113540 Российская Федерация, МПК F 02D 9/14, F 02D 37/00. Двигатель внутреннего сгорания / А. Е. Свистула, М. И. Мысник, В. С. Яров; заявитель и патентообладатель АлтГТУ – № 2011126398/06 (039061); заявл. 27.06.2011; опубл. 20.02.12, Бюл. № 5.

2. *Свистула, А. Е.* Разработка экспериментальной системы дополнительного выпуска отработавших газов двигателя внутреннего сгорания / А. Е. Свистула, А. А. Балашов, С. В. Яров // Вестник академии военных наук. – М., 2011. – № 2(35). – С. 278–284.

3. *Балашов, А. А.* Разработка экспериментальной методики статической продувки системы газообмена двигателя с двойным выпуском отработавших газов / А. Е. Свистула, А. А. Балашов, С. В. Яров // Вестник академии военных наук. – 2011. – № 2(35). – С. 22–26.

4. *Гришин, Ю. А.* Расчет течения через органы газообмена с использованием продувочных характеристик / Ю. А. Гришин // Международный симпозиум «Образование через науку»: материалы докладов. − М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2005. − С. 110−112.

5. *Балашов, А. А.* О возможности использования результатов статической продувки элементов системы газообмена воздухом при математическом моделировании двойного выпуска отработавших газов двигателя с окном в гильзе / А. Е. Свистула, А. А. Балашов, С. В. Яковлев // Ползуновский Вестник. – 2010. – № 1. – С. 199–202.

6. *Свистула, А. Е.* Уточненная методика обработки результатов статической продувки воздухом элементов систем газообмена двигателей с двойным выпуском отработавших газов / А. Е. Свистула, А. А. Балашов, С. В. Яковлев // Ползуновский Вестник. – 2010. – № 1. – С. 203–206.

УДК 621.43

В. М. Славуцкий, Е. А. Салыкин, В. В. Славуцкий

АНАЛИЗ ФАКТОРОВ, ОПРЕДЕЛЯЮЩИХ ЗАДЕРЖКУ ВОСПЛАМЕНЕНИЯ ТОПЛИВА В ДИЗЕЛЯХ

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

Рассмотрены процессы, предшествующие воспламенению топлива в дизеле. Проанализированы конструктивные, регулировочные и эксплуатационные факторы, определяющие продолжительность задержки воспламенения.

Ключевые слова: задержка воспламенения, индикаторная диаграмма, степень турбулизации, давление впрыскивания, испарение капель, кинетика реакции.

The processes, preceding the fuel ignition in the diesel, were taken under consideration. Design, regulating and exploitative factors, determining the ignition delay duration, were analyzed.

Keywords: delay duration, indicator diagram, turbulization level, blast injection pressure, droplet evaporation, reaction kinetics.

Индикаторный период задержки воспламенения является одним из основных параметров рабочего процесса дизельного двигателя, в закономерной зависимости от которого находятся основные показатели процесса сгорания топлива. На это обстоятельство впервые обратил внимание Т. М. Мелькумов [1], а А. И. Толстов [2] путем обработки многочисленных индикатор-

ных диаграмм подтвердил это. Период задержки воспламенения начинается с момента поступления первой порции топлива в цилиндр и кончается в момент начала повышения давления в результате воспламенения. В течение этого периода происходят физико-химические процессы подготовки топлива к сгоранию.

По мнению А. И. Толстова [3], задержка воспламенения топлива складывается из двух фаз: физической и химической. Физическая фаза связана с распыливанием, прогревом и испарением топлива. В течение этой фазы создаются условия для предпламенных реакций. За время химической фазы, реакция в зоне с оптимальными условиями приводит к образованию пламени. Мнения исследователей по поводу соотношения физической и химической фаз противоречивы. Некоторые считают, что на время задержки воспламенения в основном влияет скорость испарения топлива и диффузия [4]. По мнению других, процесс испарения топлива не играет важной роли в воспламенении и непосредственно не влияет на развитие химических процессов и время задержки воспламенения [5]. Такой же точки зрения придерживается и В. Вентцель [6], мотивируя это кратковременностью испарения мелких капель топлива. По данным Д. Д. Брозе [7] в работающем двигателе при нормальном распыливании топлива (с пределами возгонки 200–300 °С) физическая составляющая времени задержки составляет 10 %. Снижение температуры в камере сгорания в результате испарения бензина не превышает 20 °С [8]. В. Г. Гаврилов [9] считает, что время задержки воспламенения определяется только химическими факторами. Такого же мнения и некоторые другие исследователи [10].

Специалистов чаще всего, интересует общее время задержки воспламенения, куда включены ее физическая и химическая составляющие. И лишь в случае, когда ставится задача использовать резервы двигателя, влияющие через задержку воспламенения, например, на ресурс дизеля, не могут не интересовать распределение времени по отдельным фазам и влияющие на это факторы. И особый случай – это процесс пуска дизеля, если ставится задача улучшить пусковые свойства дизеля, используя только его потенциальные возможности, не прибегая к традиционным методам подогрева заряда.

Дискуссионность во взглядах на соотношение физической и химической фаз задержки воспламенения привела к различным подходам при создании расчетных методов определения задержки воспламенения. Только эксперименты, где задействовано большое количество факторов, определяющих задержку воспламенения, с применением уже существующих методик, могут привести к уточнению последних и созданию новых универсальных методов расчета.

Для улучшения пусковых свойств дизеля предлагается двухфазная подача топлива в цилиндр. Это обеспечивается дополнительным ходом плунжера при удвоении частоты вращения вала топливного насоса на время пуска [11, 12]. Таким образом, подача топлива в цилиндр дизеля осуществляется два раза в течение цикла: в конце такта сжатия (штатный вариант) и в конце такта выпуска при дополнительном ходе плунжера. Доза топлива, поданная в конце такта выпуска, подогревается от теплоты сжатого заряда в большей степени, чем основная доза топлива, поданная в цилиндр в конце хода сжатия. Это приводит к повышению надежности воспламенения топлива.

Увеличение частоты вращения вала топливного насоса на период пуска в два раза, по сравнению с обычной его скоростью вращения, обеспечивает подачу основной и дополнительной порций топлива с повышенной объемной скоростью плунжера. Давление впрыскивания повышается почти в два раза. Увеличивается подъем иглы форсунки до 0,25 мм при высоте упора – 0,26 мм. Заметно улучшаются показатели процесса подачи топлива. Топливо более качественно распыливается и лучше перемешивается с воздухом. Время пуска дизеля Д-144 (ТНВД - УТН-5) уменьшается на 29…32 %. Период задержки воспламенения топлива сокращается на 27…30 %. Приведенные результаты натурного эксперимента получены при температуре окружающей среды – 4 °С.

Установка дополнительного клапана в нагнетательной магистрали топливного насоса позволяет в межцикловый период перепускать часть топлива в полость низкого давления и тем самым изменять количество подаваемого топлива при дополнительном ходе плунжера [11,12].

В результате проведения многочисленных экспериментов, когда изменялись степень сжатия, угол опережения впрыскивания топлива и давление наддува, А. И. Толстовым [2] получена зависимость задержки воспламенения топлива от различных факторов: частоты вращения коленчатого вала, температуры и давления за-

ряда в начале сжатия, характера процесса сжатия и энергии активации.

Согласно новым представлениям решающая роль отводится не только газодинамическим и термодинамическим явлениям, но и кинетике реакций, то есть скорости химических превращений топлива. А. С. Соколик [8] впервые доказал, что в дизеле имеет место низкотемпературное многостадийное воспламенение. При относительно низких температурах в условиях впрыскивания первых порций топлива накапливаются органические перекиси без распада углеводородных молекул с образованием свободных атомов водорода и углерода. При достижении критической концентрации перекисей происходит взрывной распад их с образованием «холодного» пламени. Температура этого пламени очень низка, при этом не воспламеняется даже легковоспламеняющиеся вещества. В определенных условиях, однако, наблюдается слабое свечение пламени. Распространение «холодного» пламени по объему сопровождается диффузией активных частиц в свежую смесь без теплопередачи. Холоднопламенная стадия процесса окисления определяет задержку воспламенения, то есть время, в течение которого не регистрируется заметное изменение давления. Продуктами «холодного» пламени являются в основном альдегиды (уксусный и муравьиный) и активные продукты распада перекисей. В результате холоднопламенной стадии процесса окисления происходит, таким образом, замена исходного относительно инертного углеводорода химически активной смесью из перекисей, альдегидов и радикалов (молекул, потерявших атомы водорода). Окисление уксусного альдегида составляет существенную часть вторичной стадии процесса окисления и приводит к накоплению нового вида перекисей, которая (стадия) при некоторой критической концентрации через некоторый период времени также завершается взрывным распадом. При этом образуется «голубое» пламя, сопровождающееся значительным повышением температуры и выделением тепла. Продуктами этого промежуточного типа пламени являются окись углерода и другие активные продукты неполного окисления топлива. В условиях повышенной температуры после короткого периода времени наступает тепловой взрыв, то есть воспламенение топлива с полным выделением энергии. Последовательные химические превращения исходного углеводорода приводят к разогреву топливовоздушной смеси и к созданию настолько большой концентрации активных центров, что образование «горячего» пламени (воспламенение) становится возможным даже при сравнительно низкой начальной температуре.

По поводу механизма воздействия турбулентности на процесс самовоспламенения топлива во взглядах, например, школ А. И. Толстова и А. С. Соколика существовали некоторые различия. Так, А. И. Толстов [3] сформулировал вполне определенно, что сильная турбулизация воздуха может даже ухудшить условия воспламенения, что связано с сокращением числа начальных очагов распространения пламени при сильном завихрении воздуха.

Не совсем определенной была точка зрения А. С. Соколика. Он допускает как уменьшение, так и увеличение задержки воспламенения в зависимости от температуры в зоне реакции [8]. В некоторых работах делается попытка уточнить области низких и высоких температур. Ю. Б. Свиридовым и Т. Р. Филипосянцем было показано, что в области температур ниже 400 °С турбулентность приводит к увеличению задержки воспламенения, при температурах не выше 400 °С, наоборот, – к уменьшению [13]. Точно такие же результаты были получены еще в 30-е годы Гартнер-Зеберихом. Опыты А. Пишингера и Ф. Пишингера подтвердили сокращение задержки воспламенения при интенсивном завихрении (в области высоких температур). Мнение Г. Н. Кидиной основано на более поздних работах Н. Н. Семенова, Н. М. Эмануэля и В. Н. Кондратьева. При интенсивном перемешивании (турбулизации) заряда предпламенные процессы окисления протекают при пониженных концентрациях топлива в топливовоздушной смеси с преимущественным образованием активных радикалов *RO* и *HO*. Последние взрывообразно воспламеняются. При слабой же турбулизации предпламенные процессы протекают с образованием преимущественно более сложных промежуточных молекул – альдегидов, кетонов и олефинов. Распад на активные радикалы и атомы происходит сравнительно медленно. На практике подтверждаются обе точки зрения. Наши эксперименты на дизеле с вихревой камерой показали заметное увеличение задержки воспламенения топлива при утечках заряда в результате износа цилиндропоршневой группы, что сопровождалось снижением давления в цилиндре при сжатии [14, 15].

Общеизвестна связь времени испарения капли топлива с ее размерами. Мелкость же распыливания зависит от давления впрыскивания топлива. Уменьшение диаметра капель и увеличение однородности распыливания топлива по мере повышения давления впрыскивания показано в работах Т. М. Мелькумова [1] и других авторов. По поводу же изменения периода задержки воспламенения при увеличении тонкости распыливания нет единого мнения среди исследователей. В. К. Кошкин [16] считает, что увеличение давления впрыскивания приводит к благоприятному перераспределению топлива за период впрыскивания, при этом задержка воспламенения уменьшается. Интересные результаты получил И. И. Гершман [17], исследуя в условиях бомбы процессы воспламенения и горения дизельного топлива, в зависимости от качества его распыливания. Опыты показали, что по мере снижения давления затяжки пружины форсунки, возрастает период задержки воспламенения тем больше, чем ниже начальная температура воздуха. Влияние степени распыливания топлива на процессы его воспламенения и горения исследовал Е. И. Гулин на одноцилиндровом быстроходном четырехтактном дизеле с однополостной камерой сгорания. Установлено, что при увеличении в факеле распыленного топлива мелких капель, при прочих равных условиях, период задержки воспламенения уменьшается.

По мнению многих авторов, давление впрыскивания незначительно влияет на задержку воспламенения, поскольку в факеле топлива всегда имеют место капли различных размеров и в том числе капли оптимального (для данных условий смесеобразования) диаметра, обеспечивающие воспламенение топлива. В большей степени на задержку воспламенения может влиять пространственное расположение факелов. По данным И. И. Гершмана [17] минимальная задержка воспламенения отмечена при определенной (оптимальной) степени распыливания топлива. Наличие оптимума объясняется попаданием топлива на стенки камеры сгорания, в результате чего задержка увеличивается.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Мелькумов, Т. М.* Теория быстроходных двигателей с самовоспламенением / Т. М. Мелькумов. – М.: Оборонгиз, 1953.

2. *Толстов, А. И.* К теории рабочего процесса быстроходного двигателя с воспламенением от сжатия / А. И. Толстов // ЦНИДИ-ВНИТОЭ, 1951. – № 18.

3. *Толстов, А. И.* Индикаторный период запаздывания воспламенения и динамика цикла быстроходного двигателя с воспламенением от сжатия. В сб. «Исследование рабочих процессов в быстроходных дизелях». – Труды научно-исследовательской лаборатории двигателей / А. И. Толстов. – М., 1955.

4. *Басевич, В. Я.* В сб. Сгорание и смесеобразование в дизелях / В. Я. Басевич. – М.: изд. АН СССР, 1960.

5. *Басевич, В. Я.* Поршневые двигатели внутреннего сгорания / В. Я. Басевич, А. С. Соколик. – М.: А.Н. СССР, 1956.

6. *Венцель, С. В.* Процесс воспламенения в бескомпрессорных дизелях. – Сборник монографий «Двигатели внутреннего сгорания» / С. В Венцель, 1960.

7. *Брозе, Д. Д.* Сгорание в поршневых двигателях / Д. Д. Брозе. – М., 1969.

8. *Соколик, А. С.* О физико-химической природе самовоспламенения и сгорания в двигателе с самовоспламенением от сжатия / А. С. Соколик // ЦНИДИ-ВНИТОЭ, вып. 18. – М., 1951.

9. *Гаврилов, Б. Г.* Химизм предпламенных процессов в двигателях / Б. Г. Гаврилов. – Изд-во Ленинградского университета, 1959.

10. *Брилинг, Н. Р.* Быстроходные дизели / Н. Р. Брилинг [и др.]. – М., 1951.

11. Пат. 2403432 Российская Федерация МПК *F* 02*N*19/00. Способ запуска дизельного двигателя / Е. А. Федянов, В. М. Славуцкий, В. В. Славуцкий, В. И .Липилин, З. В. Каныгин; заявитель и патентообладатель ВолгГТУ. - № 2009100569/06; заявл. 11.01.09; опубл. 10.11.10, Бюл. № 31.

12. Пат. № 2187688 Российская Федерация, МПК7 *F* 02 *M* 63/04. Способ регулирования подачи топлива в цилиндры дизеля / В. М. Славуцкий, В. В. Славуцкий, В. А. Зубченко, А. В. Курапин, В. И. Липилин, А. М. Ларцев; заявитель и патентообладатель ВолгГТУ. – № 2000128585/06; заявл. 15.11.00; опубл. 20.08.02, Бюл. № 23.

13. *Свиридов, Ю. Б.* Влияние вихревого движения среды на смесеобразование и сгорание впрыснутого топлива / Ю. Б Свиридов, Т. Р. Филипосянц // «Труды ЦНИТА», вып. 38,ОНТИ, 1968.

14. *Славуцкий, В. М.* Определение турбулентных характеристик вихревой камеры дизеля / В. М. Славуцкий, А. А. Ющенко // Труды Волгоградского политехнического института, двигатели и тракторы, 1969.

15. *Славуцкий, В. М.* Вихревая камера дизеля с улучшенными турбулентными характеристиками / В. М. Славуцкий, А. А. Ющенко // Труды Волгоградского политехнического института, двигатели и тракторы, 1968.

16. *Кошкин, В. К.* Динамика процесса сгорания в быстроходном двигателе: дис. ... д-ра техн. наук / В. К. Кошкин, 1946.

17. *Гершман, И. И.* Влияние распыливания на воспламенение и сгорание дизельного топлива / И. И. Гершман // Труды НАМИ, 1959, вып. 87.

УДК 621.43

В. М. Славуцкий, Е. А. Салыкин, В. В. Славуцкий, О. Л. Хуранов

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ПОДАЧИ ТОПЛИВА В ДИЗЕЛЕ НА РЕЖИМЕ ХОЛОСТОГО ХОДА

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

Северо-Кавказский филиал Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ)

Исследованы причины колебательного движения иглы форсунки при малых значениях частоты вращения коленчатого вала и цикловой подачи топлива. Предложены изменения регулировочных параметров системы, стабилизирующие движение иглы форсунки.

Ключевые слова: режим холостого хода, игла форсунки, нагнетательный клапан, начало подачи, штатная система, опытная система, колебания движения.

The reasons for the oscillative motion of the injector needle at a small magnitude of the crank-shaft rotation and cyclic fuel feeding were investigated. The changes of the adjusting system indicators, regulating the injector needle motion, were introduced in this paper.

Keywords: idling conditions, injector needle, forcing valve, delivery commencement, regular system, motion oscillation.

При малой частоте вращения коленчатого вала дизеля и небольшой цикловой подаче топлива, что характерно для режима холостого хода, игла форсунки совершает колебательные движения, незначительно при этом поднимаясь [1].

Ставилась задача, используя результаты исследований механизма подачи топлива на режиме холостого хода, разработать способ стабилизации движения иглы форсунки. Метод исследований – численный эксперимент. Гидродинамический расчет процесса впрыскивания топлива позволяет в течение цикла проследить не только изменение параметров топлива, но и состояние системы: количество топлива, сжатого в отдельных полостях нагнетательной магистрали, скорость и направление движения топлива во входном и выходном сечениях нагнетательной магистрали, положение нагнетательного клапана и иглы форсунки в характерных фазах цикла. Удается определить количество топлива, перетекающего через сечения нагнетательной магистрали в различные моменты цикла (цикловой баланс топлива), фазовые положения моментов цикла подачи топлива. Определялись начало подъема, закрытия и посадки нагнетательного клапана и иглы форсунки относительно важной характерной точки цикла – начала отсечки. Такой комплексный подход позволяет решить ряд задач, связанных с анализом сложного механизма процесса подачи топлива.

В результате численных экспериментов установлено, что по мере увеличения частоты вращения вала насоса уменьшается количество топлива, поданного к моменту закрытия нагнетательного клапана, т. е. за время рабочего хода плунжера. Это хорошо (качественно) согласуется с результатами исследований системы топливоподачи на режимах нагрузки [2].

При частоте вращения вала насоса $n_в = 1600$ мин$^{-1}$ момент начала подачи топлива совпадает с началом отсечки. При более высоких $n_в$ подача начинается после отсечки (окончания рабочего хода). Запаздывание начала подачи относительно момента начала отсечки увеличивается по мере повышения частоты вращения вала насоса. С этим (косвенно) связано уменьшение цикловой подачи топлива по мере повышения $n_в$ [3].

Доказано, что при $n_в = 400$ мин$^{-1}$ нагнетательный клапан не поднимается более, чем на 2 мм. Далее клапан опускается ниже уровня закрытия – 1,85 мм. Уровня закрытия клапан достигает при движении иглы форсунки вниз, то есть уже в конце процесса подачи топлива. Давление перед плунжером и перед сопловыми отверстиями при этом интенсивно уменьшается.

До уровня 2 мм клапан поднимается при $n_в = 600$ мин$^{-1}$ и $n_в = 700$ мин$^{-1}$. Момент закрытия клапана при этих значениях $n_в$ соответствует давлению над плунжером 10 и 15 МПа, соответственно. В обоих случаях закрывается клапан в период интенсивного снижения давления топлива над плунжером и перед сопловыми отверстиями распылителя.

В штатной системе клапан поднимается на относительно большую высоту, совершая при этом колебательные движения с большой амплитудой. При движении вниз клапан доходит

до уровня закрытия или значительно приближается к последнему. Это, во всяком случае, объясняет при движении плунжера резкие колебания давления топлива в надплунжерной полости, что особенно заметно в случае полного закрытия клапана. Закон движения иглы форсунки повторяет характер изменения давления перед сопловыми отверстиями распылителя.

Итак, причина колебательного характера движения клапана – это периодическое полное закрытие его или значительное приближение к уровню закрытия, когда проходное сечение клапана очень мало. В любом случае периодически резко изменяется давление в надплунжерной полости, усугубляя нарушения в характере движения клапана. Кроме того, при подъеме и опускании клапана нельзя не учитывать инерционные силы, также вносящие изменения в характер его движения.

Таким образом, в штатной системе клапан поднимается на высоту, значительно превышающую уровень закрытия и периодически опускаясь, приближается к нему (уровню) или пересекает его. Это вызывает существенное уменьшение проходного сечения клапана или полное его закрытие. При этом резкие колебания давления топлива в надплунжерной полости вызывают колебательные движения, как клапана, так и иглы форсунки.

Топливная система подверглась модернизации. Снижено давление начала открытия нагнетательного клапана от 1,3 до 0,6 МПа. Давление начала подъема иглы форсунки уменьшено от 17 до 10 МПа.

В модернизированной системе высота подъема клапана не превышает уровня 2 мм, за исключением начального этапа, когда под действием инерционных сил клапан поднимается на высоту 2,10…2,25 мм, после чего он удерживается на одной высоте около 2 мм. Только в момент закрытия клапан опускается до уровня 1,85 мм. В модернизированной системе меньший, чем в штатной системе, начальный подъем клапана не сопровождается его колебаниями. В свою очередь, малая высота подъема клапана на начальном этапе объясняется низким давлением в надплунжерной полости и невозможностью преодолеть упругую силу пружины клапана.

Проанализированы причины уменьшения количества топлива, поданного в цилиндр после закрытия нагнетательного клапана, то есть после разобщения надплунжерной полости с нагнетательной магистралью. В данном случае под нагнетательной магистралью понимается штуцер насоса, трубопровод высокого давления и полость форсунки. Уменьшение количества топлива, поданного после закрытия клапана, означает, кроме того, увеличение количества топлива, поданного за счет расширения его в полостях штуцера, трубопровода высокого давления и форсунки. При увеличении $n_в$ от 400 до 700 мин$^{-1}$ в полости штуцера увеличивается относительное количество сжатого топлива от 2,5 до 14,5 %. В нагнетательном трубопроводе – от 5 до 12 %, в полости форсунки – от 2,5 до 4,9 %. В начале отсечки, при всех значениях частоты вращения вала насоса, в полостях штуцера и трубопровода сжимается большее относительное количество топлива, чем к моменту закрытия нагнетательного клапана. Практически не изменяется относительное количество топлива, сжатого в полости форсунки. Наибольшее относительное количество топлива, сжатого в полостях нагнетательной магистрали, отмечено в начале подъема иглы форсунки. Причем, с изменением частоты вращения вала насоса $n_в$, количество сжатого топлива мало изменяется.

В конце процесса подачи топлива (к моменту посадки иглы форсунки) в полостях трубопровода и форсунки заметно уменьшается относительное количество сжатого топлива, в сравнении с моментом закрытия клапана. В штуцере насоса, по мере увеличения $n_в$, увеличивается разрежение.

В момент посадки нагнетательного клапана в полостях штуцера и трубопровода – разрежение. В трубопроводе разрежение уменьшается с повышением $n_в$, а в штуцере – увеличивается. В форсунке, при всех значениях $n_в$ топливо не сжимается.

Следует заметить, что вход нагнетательного клапана в корпус происходит после посадки иглы форсунки. Дальнейшее движение клапана обеспечивает разгрузку нагнетательной магистрали.

Приведенный выше анализ результатов расчетных исследований позволил установить, что после закрытия нагнетательного клапана к распылителю форсунки поступает топливо, ранее (во время рабочего хода плунжера) сжатое в полостях нагнетательного тракта. Это прослеживается с момента начала отсечки, когда в полостях сжато большое количество топлива. К распылителю форсунки топливо подается как в результате продолжающегося нагнетательно-

го хода плунжера, так и в результате расширения сжатого в полостях топлива при рабочем ходе плунжера. Это подтверждается снижением давления в полостях нагнетательной магистрали в период от начала отсечки до закрытия нагнетательного клапана. После закрытия клапана процесс подачи топлива продолжается. В форсунку подается расширяющееся в полостях топливо. Такой механизм подачи топлива подтверждается сведениями о скорости топлива во входном и выходном сечениях нагнетательного трубопровода. Так, в момент начала подъема иглы форсунки, в момент начала отсечки и в момент закрытия нагнетательного клапана в обоих сечениях нагнетательного трубопровода скорость топлива положительна, то есть вектор скорости направлен в сторону форсунки. Только в момент посадки иглы форсунки при $n_в = 400$ мин$^{-1}$ скорость топлива в выходном сечении положительна, а при $n_в = 500$ мин$^{-1}$ – равна нулю. Отрицательные значения скорости (при определенных значениях $n_в$) в момент окончания подачи означают движение топлива в сторону насоса, что объясняется разгрузочным ходом клапана после его закрытия. Соотношение скоростей во входном и выходном сечениях нагнетательного трубопровода качественно соответствует количеству сжатого топлива в отдельных полостях нагнетательного тракта системы.

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 / Е. А. Салыкин; ВолгГТУ. – Волгоград, 2003. – 264 с.

2. Улучшение показателей процесса подачи топлива при частичных нагрузках дизеля / В. М. Славуцкий, О. Л. Хуранов, З. Х. Харсов, З. В. Каныгин // Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. ст. № 8 / ВолгГТУ. – Волгоград, 2011. – (Серия «Процессы преобразования энергии и энергетические установки» ; вып. 3). – С. 40–43.

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

УДК 621.436; 621.4-8

Д. С. Новиков, А. И. Яманин

ВЛИЯНИЕ НАВЕСНЫХ АГРЕГАТОВ НА ПАРАМЕТРЫ ВИБРАЦИИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ АВТОМОБИЛЯ

Ярославский государственный технический университет
(e-mail: NovikovDS81@gmail.com, yamaninai@ystu.ru)

В статье рассматривается влияние навесного агрегата на параметры вибрации энергетической установки автомобиля. Оценена возможность уменьшения вибрационной активности энергетической установки за счет изменения положения топливного насоса высокого давления в блоке цилиндров двигателя.

Ключевые слова: энергетическая установка, вибрация двигателя, топливный насос высокого давления.

This article examines the impact high pressure fuel pump on the vibration parameters of the automotive power unit. The position of high pressure pump when the vibration of the power unit is minimal was determinate.

Keywords: power unit, engine vibration, high pressure fuel pump.

Введение на территории РФ стандарта ГОСТ Р 4151–2004 заставило производителей транспортных средств и энергетических установок (ЭУ) уделять больше внимание виброакустическим свойствам изделия, определяемым, в частности, в ходе решения задачи о быстропеременных процессах методом конечных элементов в явной форме, например, в среде программного продукта ANSYS/LS-Dyna [1]. В расчетных моделях ЭУ с поршневыми двигателями их виброакустическое состояние оценивается, главным образом, без учета навесных агрегатов (НА), обладающих значительной массой [1–3]. Это сказывается на корректности расчетной оценки инерционных свойств ЭУ, в связи с чем необходима оценка влияния навесных агрегатов на вибрационное состояние ЭУ; немаловаженым становится также вопрос о компоновке этих агрегатов на двигателе.

В настоящей работе предпринята попытка исследовать параметры вибрации автомобильной ЭУ с двигателем 8 ЧН 13/14 и коробкой передач типа ЯМЗ-239 на моделях, в которых учитывается или не учитывается НА (рассматривается влияние на параметры вибрации наличие топливного насоса высокого давления – ТНВД – как одного из наиболее массивных агрегатов, а также его местоположение на двигателе). Модель ЭУ включает кор-

пусные детали, шатунно-поршневые группы всех цилиндров, коленчатый вал, маховик, сцепление и коробку передач. ЭУ виртуально установлена на шесть виброизолирующих опор.

В качестве источника вибрации рассматривается рабочий процесс двигателя на режиме максимального крутящего момента (n = 1600 мин$^{-1}$). Подробное описание наложения граничных условий описано в работе [4].

Рассматривались два пути распространения вибрации – через кривошипно-шатунный механизм и по корпусным деталям ЭУ. В качестве оценочного параметра принято среднеквадратичное значение (СКЗ) виброускорений в контрольных точках (рис. 1) в направлении, перпендикулярном излучаемой поверхности.

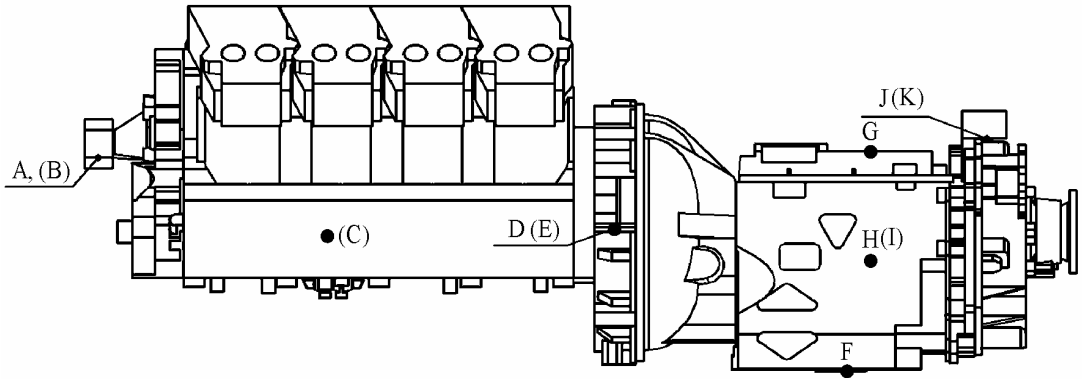


Рис. 1. Расчетные точки, рассматриваемые при распространении вибрационного импульса по корпусным деталям силового агрегата (в скобках помечены точки, невидимые на данной проекции)

Анализ результатов показал, что учет НА в расчетной модели влияет на вибрационное состояние ЭУ (табл. 1). Так в спектре виброускорений в точке С появилась вторая гармоническая составляющая на частоте 64 Гц, которая в расчетной модели без НА отсутствовала.

Таблица 1

Значения СКЗ виброускорений (м/с^2) в расчетных точках в различных расчетных моделях

Точка	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K
Нет	169	181	106	150	157	108	107	76	84	209	182
Есть	135	115	148	184	166	110	111	75	82	210	174

На двигателе 8 ЧН 13/14 топливный насос высокого давления располагается в развале блока цилиндров, поэтому при изменении его положения значительных изменений в общей компоновке ЭУ не требуется. Было рассмотрено три варианта положения НА на двигателе: номинальное положение (табл. 1), перемещение на 100 мм от номинального положение к задним виброизолирующим опорам двигателя (в табл. 2 обозначено, как «Назад»), перемещение на 100 мм от номинального положение к передним виброизолирующим опорам двигателя (в табл. 2 обозначено «Вперед»).

Изменение положения ТНВД привело к изменению амплитудно-частотных характеристик в контрольных точках, при этом наблюдается:

1) при перемещении ТНВД к задним опорам произошло смещение 3-й гармоники виброускорений контрольных точек на корпусных деталях в сторону более высоких частот; для остальных вариантов 3-я гармоника является резонансной;

2) при перемещении ТНВД к передним опорам амплитуды виброускорений на тех же резонансных гармониках уменшаются.

Таблица 2

Значение СКЗ виброускорений (м/с^2) в расчетных точках при различных положениях ТНВД

Точка	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K
Назад	125	114	128	160	148	105	112	72	78	192	153
Вперед	73	61	142	91	84	114	115	70	77	107	86

На наш взгляд, предпочтительнее перемещение ТНВД к задним опорам, так как при этом уменьшается значения СКЗ виброускорений на корпусных деталях ЭУ. Вибрация в точках установки виброизолирующих опор может быть уменьшена за счет оптимизации упругих свойств самих опор.

Таким образом, при проектировании автомобильной ЭУ целесообразно проводить расчет параметров вибрации с учетом навесных агрегатов, расположение которых может оказывать влияние на вибрационные параметры силового агрегата.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Павлов, М. Е.* Разработка метода анализа вибрационного состояния дизельных двигателей : дис. … канд. техн. наук: 05.04.02 / М. Е. Павлов. – Ярославль, 2005. – 127 с.

2. *Руссенковский, В. С.* Разработка метода расчета вибрации и структурного шума корпусных деталей автомобильных дизелей : автореф. дис. … канд. техн. наук. 05.04.02 / В. С. Руссенковский. – М.: МГТУ им. Баумана, 2005. – 17 с.

3. *Яковенко, А. Л.* Разработка методики и инструментальных средств для прогнозирования структурного шума двигателя внутреннего сгорания : автореф. дис. … канд. техн. наук: 05.04.02 / А. Л. Яковенко. – Москва, 2009. – 24 с.

4. *Яманин, А. И.* Развитие метода анализа вибрационного состояния транспортных дизелей / А. И. Яманин, Д. С. Новиков // Автомобильная промышленность. – 2011. – № 8. – С. 11–13.

УДК 621.43.018.2

С. А. Гребенников, А. С. Гребенников, М. Г. Петров, Д. В. Федоров

ДИАГНОСТИРОВАНИЕ МЕХАНИЗМА ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ ДВС ДИНАМИЧЕСКИМ МЕТОДОМ

Саратовский государственный технический университет им. Ю. А. Гагарина

(e-mail: asg@sstu.ru)

Представлен новый способ поэлементного определения технического состояния звеньев механизма газораспределения ДВС при работе двигателя на одном цилиндре с декомпрессированными остальными.

Ключевые слова: износ, двигатель внутреннего сгорания, составляющие механических потерь, диагностирование, угловая скорость, газораспределительный механизм.

Set out new method diagnosis of gas-distributing mechanism elements by crankshaft transannular angular velocity changes.

Keywords: wear, internal-combustion engine, mechanical losses' components, diagnosing, angular velocity, gas-distributing mechanism.

Механизм газораспределения (МГР) в современных ДВС участвует в формировании внешней скоростной характеристики (оптимизация наполнения цилиндров на нескольких режимах или во всем рабочем диапазоне частот вращения коленчатого вала), управлении нагрузочными режимами его работы (регулирование мощности двигателя). Функции управления работой двигателя МГР приобретает при использовании в его конструкции устройств управления фазами газораспределения и регулирования высоты подъема клапанов, поэтому важно осуществлять постоянный контроль за его работой. Это возможно при использовании встроенных электронных систем управления и диагностирования двигателя.

Основными причинами изменения технического состояния звеньев МГР являются: разрывность их кинематических связей; нарушение герметичности сопряжений седло–клапан и параметров время–сечение клапанов. Эти причины проявляются в отклонениях значений тепловых зазоров и фаз газораспределения, сопровождаются ухудшением показателей топливной экономичности и мощности двигателя до 7 % [1–4].

В настоящее время существующие способы диагностирования МГР (измерения параметров пульсаций давления газовоздушной среды, виброакустический метод и другие [2, 4]) не в полной мере позволяют оперативно определить эти неисправности поэлементно и мало эффективны из-за низкой точности. Поэтому актуальными считаются разработки способов диагностирования МГР, позволяющих идентифицировать неисправности по отдельным одноименным его сопряжениям. Этим требованиям соответствует разработанный в Саратовском государственном техническом университете имени Ю. А. Гагарина способ диагностирования ДВС, позволяющий конкретизировать неисправности отдельных звеньев МГР [2, 3]. В качестве диагностических параметров технического состояния используются показатели внутрицикловой неравномер-

ности угловой скорости и ускорения коленчатого вала по углу его поворота.

Основным недостатком этого способа диагностирования является недостаточная точность, вызванная наличием операции прокручивания коленчатого вала декомпрессированного двигателя стартером. Из-за динамического взаимодействия (соударений) зубьев ведущей шестерни стартера с венцом маховика, полученная электронным тахометром диаграмма изменений угловой скорости коленчатого вала по углу его поворота представляет собой цепь высокочастотных пикообразных колебаний угловой скорости относительно действительных их значений. Наложение высокочастотной составляющей на низкочастотную составляющую изменения угловой скорости коленчатого вала искажает реальный закон ее изменения. В процессе эксплуатации двигателя техническое состояние зубчатого зацепления «стартер – венец маховика» постоянно ухудшается, следовательно, погрешность определения значений амплитуд и фаз экстремумов угловой скорости с увеличением наработки двигателя будет также увеличиваться.

Для повышения точности известного способа [2, 3] внутрицикловые измерения угловой скорости по углу поворота предложено осуществлять на режиме прокручивания коленчатого вала при работе ДВС на одном цилиндре с декомпрессированными остальными цилиндрами (положительное решение о выдаче патента от 23.12.2011 г. по заявке на изобретение № 2011105673). При этом исключается погрешность, вносимая динамическим взаимодействием стартера с зубчатым венцом маховика двигателя на колебания угловой скорости коленчатого вала.

Предлагаемый способ основан на следующих теоретических предпосылках.

Работа двигателя внутреннего сгорания на одном цилиндре с декомпрессированными остальными цилиндрами в режиме холостого хода традиционно характеризуется некоторыми средними значениями частоты вращения, индикаторным моментом и моментом механических потерь, которые относят к циклу его работы. При этом индикаторный момент M_i от работы одного цилиндра полностью расходуется на преодоление момента $M_{\text{мех}}$ механических потерь в подвижных элементах двигателя в пределах цикла его работы, то есть $M_i = M_{\text{мех}}$. В интервалах угла поворота коленчатого вала $\pi\ldots2\pi$, $2\pi\ldots3\pi$ и $3\pi\ldots4\pi$ (рис. 1), соответствующих тактам расширения в декомпрессированных втором, четвертом и третьем цилиндрах (по порядку их работы) коленчатый вал осуществляет «выбег». Изменение (снижение) угловой скорости коленчатого вала по углу его поворота в процессе «выбега» осуществляется за счет расхода запасенной кинетической энергии вращающихся и возвратно-поступательно движущихся масс двигателя на преодоление его внутренних механических потерь. Поскольку в действительности момент $M_{\text{мех}\varphi}$ механических потерь двигателя по углу φ поворота коленчатого вала в пределах осуществления такта расширения в каждом цилиндре является величиной переменной, то и угловая скорость коленчатого вала изменяется по нелинейной зависимости. Взаимосвязь момента $M_{\text{мех}\varphi}$ механических потерь двигателя с угловой скоростью ω коленчатого вала по углу его поворота определяется уравнением динамики ДВС в соответствии с принципом Даламбера [4]

$$M_{\text{мех}\,\varphi} = J\omega\cdot\frac{\mathrm{d}\omega}{\mathrm{d}\varphi} + \frac{\mathrm{d}J}{\mathrm{d}\varphi}\cdot\frac{\omega^2}{2} = J\cdot\varepsilon + \frac{\mathrm{d}J}{\mathrm{d}\varphi}\cdot\frac{\omega^2}{2}, \quad (1)$$

где J – значение момента инерции вращающихся и возвратно-поступательно движущихся масс двигателя, приведенных к оси коленчатого вала; ε – угловое ускорение коленчатого вала.

В зависимости (1) многочлен $\frac{\mathrm{d}J}{\mathrm{d}\varphi}\cdot\frac{\omega^2}{2}$ определяет переменную по углу φ поворота коленчатого вала составляющую момента $M_{\Pi\varphi}$ инерционных сил от возвратно-поступательно движущихся масс поршней и части массы шатунов, отнесенных к осям поршневых пальцев соответствующих цилиндров.

Мгновенное значение момента механических потерь $M_{\text{мех}\varphi}$ по углу φ поворота коленчатого вала на участках выбега, соответствующих периодам осуществления такта расширения в декомпрессированных II и IV цилиндрах (рис. 1), определяется следующими составляющими

$$M_{\text{мех}\varphi} = M_{\text{МГР}\varphi} + M_{\text{ЦПГ}\varphi} + M_{\text{Т}\varphi} + M_{\Pi\varphi}, \quad (2)$$

где $M_{\text{МГР}\varphi}$ – момент, затрачиваемый на привод механизма газораспределения; $M_{\text{ЦПГ}\varphi}$ – момент от сил трения в цилиндропоршневой группе (ЦПГ); $M_{\text{Т}\varphi}$ – момент от действия сил трения в подшипниках коленчатого вала и приводах вспомогательных механизмов; $M_{\Pi\varphi}$ – момент от возвратно-поступательно движущихся масс двигателя.

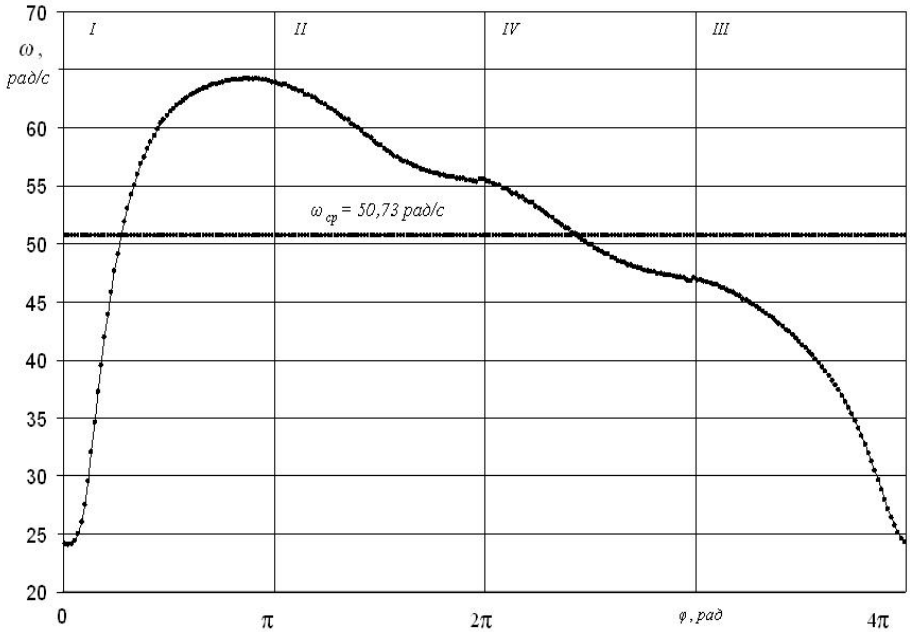


Рис. 1. Изменение угловой скорости ω коленчатого вала по углу φ его поворота при работе ДВС на одном цилиндре и декомпрессированными остальными: I…IV – номера цилиндров по порядку их работы

Отсутствие в зависимости (2) суммарного значения момента $M_{\text{мех}\varphi}$ составляющих механических потерь от действия компрессионных сил и насосных потерь значительно повышают удельный вес механических потерь $M_{\text{МГР}\varphi}$, затрачиваемых на привод механизма газораспределения, что позволяет использовать показатели его изменения по углу поворота коленчатого вала в качестве диагностических.

В результате естественного вращения кривошипно-шатунного механизма двигателя за счет запасенной кинетической энергии от работающего цилиндра, значения мгновенных угловых скоростей коленчатого вала по углу его поворота плавно (с меньшей амплитудой колебаний, чем при прокручивании ДВС стартером) изменяются во всех интервалах, соответствующих тактам расширения в декомпрессированных цилиндрах (рис. 1) и в наибольшей степени соответствуют их действительным значениям.

Способ диагностирования МГР реализуется в следующей последовательности.

Двигатель прогревают до рабочей температуры охлаждающей жидкости и моторного масла. К коленчатому валу присоединяют фотоэлектрический датчик ВЕ-178А (ЛиР-158Б) разработанного устройства для измерения неравномерности угловой скорости коленчатого вала, позволяющего непрерывно измерять его мгновенную угловую скорость через смежные и равные угловые интервалы (0,35 или 0,70 градуса) в пределах кинематического цикла двигателя (двух оборотов коленчатого вала или одного оборота распределительного вала). Начало измерений мгновенных значений угловой скорости коленчатого вала по углу его поворота синхронизируют с положением поршня в верхней мертвой точке – начале такта расширения в I цилиндре. Синхронизация измерений осуществляется соответствующей ориентацией датчика ВЕ-178А относительно положения коленчатого вала двигателя и подключением индуктивного датчика устройства к высоковольтному проводу свечи зажигания (топливопроводу) I цилиндра. Цилиндры двигателя, кроме первого, декомпрессируют вывертыванием свечей зажигания или форсунок.

Запускают двигатель и устанавливают заданную для конкретной модели двигателя минимальную частоту вращения и регистрируют изменение угловой скорости коленчатого вала по углу его поворота в пределах полного кинематического цикла двигателя. По полученной зависимости $\omega = f(\varphi)$ (рис. 1) определяют зависимости углового ускорения коленчатого вала от угла его поворота в угловых интервалах $\pi\ldots2\pi$ и $2\pi\ldots3\pi$, соответствующих последовательному осуществлению тактов расширения в декомпрессированных II и IV цилиндрах (на примере четырехцилиндрового четырехтактного двигателя ЗМЗ 4Ч 9,2/9,2).

По зависимостям углового ускорения коленчатого вала от угла его поворота в указанных периодах определяют соответствующие значения амплитуд $A_{\varepsilon II}$, $A_{\varepsilon IV}$ и фаз экстремумов $\varphi_{\varepsilon IImax}$, $\varphi_{\varepsilon IImin}$, (рис. 2) и $\varphi_{\varepsilon IVmax}$, $\varphi_{\varepsilon IVmin}$ (рис. 3) углового ускорения, которые сопоставляют с эталонными их значениями. По результатам сравнения делают заключение о техническом состоянии звеньев механизма газораспределения, работающих в периоды π…2π, 2π…3π поворота коленчатого вала, в которых осуществляются такты расширения в декомпрессированных II и IV цилиндрах.

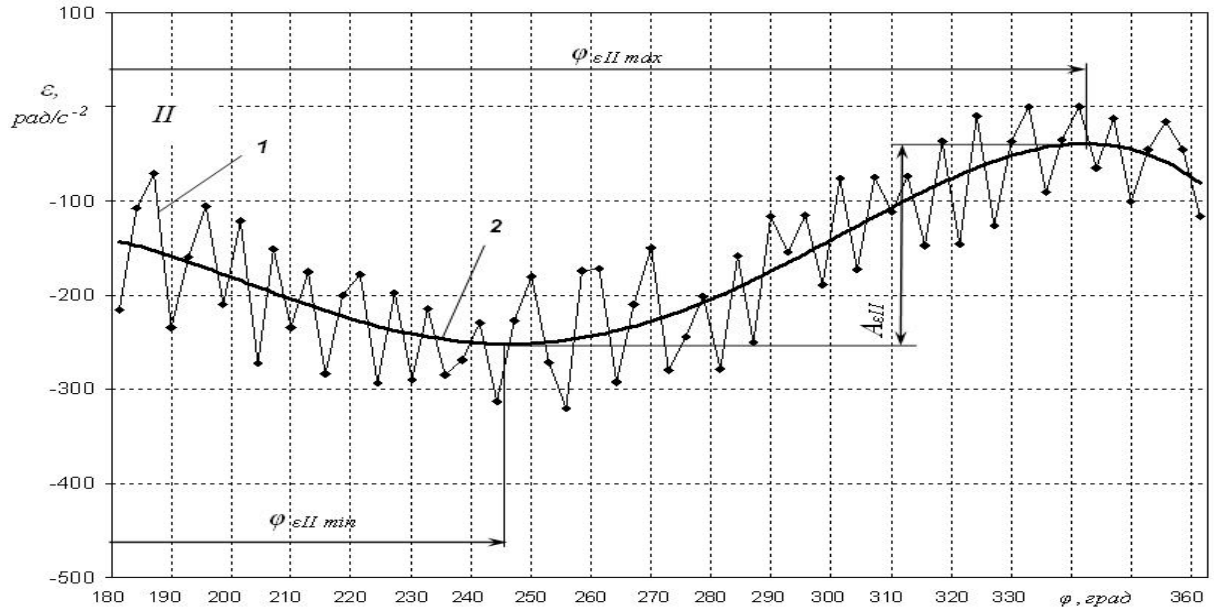


Рис. 2. Изменение углового ускорения ε коленчатого вала по углу φ его поворота в интервале π…2π при работе четырехцилиндрового ДВС на одном цилиндре и декомпрессированными остальными

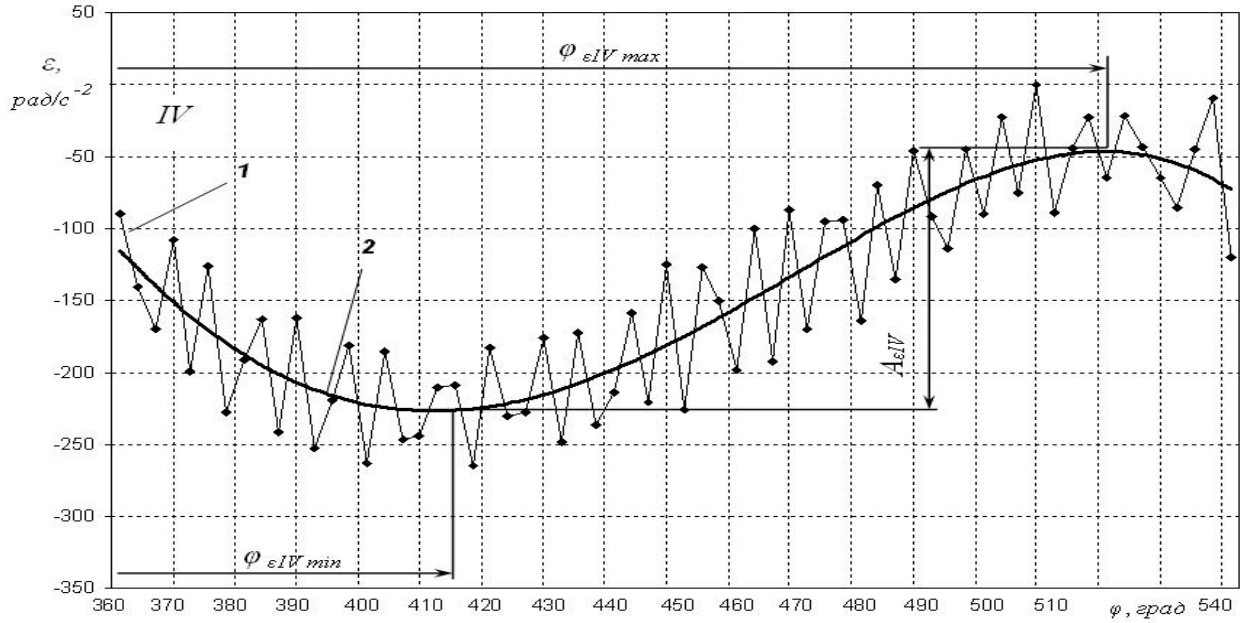


Рис. 3. Изменение углового ускорения ε коленчатого вала по углу φ его поворота в интервале 2π...3π при работе четырехцилиндрового ДВС на одном цилиндре и декомпрессированными остальными

Приведенные на рис. 2 и 3 зависимости изменения углового ускорения коленчатого вала, соответствующие осуществлению тактов расширения в декомпрессированных II и IV цилиндрах, характеризуются следующими диагностическими параметрами:

– амплитуды экстремумов по абсолютной величине

$$A_{\varepsilon II} = \varepsilon_{IImax} - \varepsilon_{IImin} = 218{,}0 \text{ рад/с}^2,$$

$$A_{\varepsilon IV} = \varepsilon_{IVmax} - \varepsilon_{IVmin} = 179{,}5 \text{ рад/с}^2;$$

– фазовые положения минимальных значений угловых ускорений

$$\varphi_{\varepsilon IImin} = 64{,}5°, \ \varphi_{\varepsilon IVmin} = 53{,}5°;$$

– фазовые положения максимальных значений угловых ускорений

$$\varphi_{\varepsilon IImax} = 162{,}5°, \ \varphi_{\varepsilon IVmax} = 160{,}5°.$$

Для двигателей ЗМЗ 4Ч 9,2/9,2 нормативными значениями диагностических параметров являются:

– по амплитуде

$$A_{\varepsilon \text{ ном}} = 205 \pm 15 \text{ рад/ с}^2;$$

– по фазовому положению минимального значения углового ускорения

$$\varphi_{\varepsilon min \text{ ном}} = 63{,}5 \pm 3{,}0°;$$

– по фазовому положению максимального значения углового ускорения

$$\varphi_{\varepsilon max \text{ ном}} = 161{,}0 \pm 3{,}0°.$$

Заключение о техническом состоянии элементов МГР осуществляется по следующему алгоритму.

Значения амплитуды $A_{\varepsilon II} = 218{,}0$ рад/с^2 и фаз экстремумов углового ускорения $\varphi_{\varepsilon IImin} = 64{,}5°$, $\varphi_{\varepsilon IImax} = 162{,}5°$ на интервале угла поворота коленчатого вала, соответствующего осуществлению такта расширения в декомпрессированном II цилиндре, не превышают нормативных значений, следовательно, техническое состояние элементов МГР выпускного клапана I цилиндра и впускного клапана IV цилиндра, работающих в этот период, соответствует нормальному их функционированию.

Поскольку нет одинаковых по значениям приращений фаз экстремумов угловых ускорений относительно номинальных их значений (фазовые положения максимальных значений угловых ускорений $\varphi_{\varepsilon IImax} = 162{,}5°$, $\varphi_{\varepsilon IVmax} = 160{,}5°$ отличаются на 2° и находятся в допустимых пределах, а по минимальным экстремумам – $\Delta\varphi_{\varepsilon IImin} = 64{,}5 - 63{,}5 = 1°$, $\Delta\varphi_{\varepsilon IVmin} = 63{,}5 - 53{,}5 = 10°$), то кинематическая цепь механизма установки нормативных значений фаз газораспределения находится в исправном состоянии. Значения амплитуды $A_{\varepsilon IV} = 179{,}5$ рад/с^2 < $A_{\varepsilon \text{ ном}} = 205 \pm 15$ рад/с^2 и фазовый сдвиг минимального экстремума $\Delta\varphi_{\varepsilon IVmin} = 53{,}5 - 63{,}5 = 10° > \varphi_{\varepsilon min \text{ ном}} = 63{,}5 \pm 3{,}0°$ углового ускорения на интервале угла поворота коленчатого вала, соответствующего осуществлению такта расширения в декомпрессированном IV цилиндре, превышают допустимые нормативные значения этих диагностических параметров. Следовательно, причина неисправности механизма газораспределения определяется нарушенными структурными параметрами в работе механизма выпускного клапана II цилиндра или впускного клапана III цилиндра. В данном случае проверка состояния МГР показала, что причиной неисправности – отсутствие теплового зазора в выпускном клапане II цилиндра.

Если результаты первого этапа диагностирования МГР оказались положительными, то аналогичные операции повторяют при работе двигателя с четвертым (IV) работающим цилиндром и декомпрессированными I, II, и III цилиндрами. При этом диагностируют и делают заключение о техническом состоянии других звеньев МГР, работающих в периоды $0\ldots\pi$, $3\pi\ldots4\pi$ (рис. 1) поворота коленчатого вала.

Предложенный способ расширяет область диагностируемых элементов МГР по сравнению с существующими, так как определяет распространенную причину неисправной его работы – нарушение установочных углов фаз газораспределения.

Способ диагностирования МГР ДВС наиболее целесообразно использовать в системах встроенного (бортового) диагностирования и автоматического управления работой 2-, 4- и 6-цилиндровых двигателей, в которых конструкцией предусмотрена установка датчика частоты вращения коленчатого вала.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

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

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

3. *Гребенников, С. А.* Изменение технического состояния и способ диагностирования механизма газораспределения ДВС / С. А. Гребенников, М. Г. Петров, А. С. Гребенников // Автомобильная промышленность. – 2011. – № 9. – С. 25–30.

4. Диагностирование технического состояния автомобилей на автотракторных предприятиях / Л. В. Мирошников, А. П. Болдин, В. И. Пал [и др.]. – М.: Транспорт, 1977. – 263 с.

УДК 621.43.018.2

С. А. Гребенников, Д. В. Федоров, А. С. Гребенников

ДИАГНОСТИРОВАНИЕ ДВС ПО ПОКАЗАТЕЛЯМ УГЛОВОЙ СКОРОСТИ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА

Саратовский государственный технический университет им. Ю. А. Гагарина
(e-mail: asg@sstu.ru)

Показано влияние изменения технического состояния элементов двигателя, таких как: увеличенных зазоров вследствие износа деталей, диссипативных изменений в механических системах, отклонений в пространственной ориентации сопряженных деталей на изменения угловой скорости коленчатого вала по углу его поворота при диагностировании и оценке качества регулировки систем и механизмов ДВС.

Ключевые слова: износ, двигатель внутреннего сгорания, динамический метод, диагностирование, угловая скорость.

The influence of changes in the technical condition of engine components, namely: increased clearance due to wear of parts, dissipation changes of mechanical systems, variations in the spatial orientation of the mating parts to transform the variation of the crankshaft angular velocity in the diagnosis and evaluation of quality control systems and mechanisms of internal combustion engines.

Keywords: wear, the internal combustion engine, dynamic method, diagnosis, the angular velocity.

Реальные рабочие процессы в цилиндрах, определяемые циклическими газодинамическими обменными процессами подачи воздуха и топлива, эффективностью сгорания рабочей смеси, зависящей от ее состава и момента воспламенения, а также техническим состоянием сопряжений механизма газораспределения (МГР), цилиндропоршневой группы (ЦПГ) и кривошипно-шатунного механизма (КШМ), имеют жесткую функциональную связь с угловой скоростью вращения и угловым положением коленчатого вала относительно ВМТ поршня первого цилиндра в такте сжатия. При этом эффективность рабочего процесса в каждом из цилиндров ДВС отражается на показателях внутрицикловых изменений угловой скорости коленчатого вала по углу его поворота в пределах его рабочего хода.

Использование показателей внутрицикловой неравномерности угловой скорости коленчатого вала позволило повысить точность и существенно расширить область применения динамического метода для диагностирования элементов ДВС, впервые предложенного Сибирским НИИ механизации и электрификации сельского хозяйства. За счет введения установившихся режимов испытания и новых признаков функционального состояния ДВС (рис. 1) стало возможным количественно оценить многие параметры рабочих процессов и технического состояния ДВС.

Рис. 1. Классификация режимных признаков динамического метода диагностирования элементов ДВС

Под функциональным состоянием ДВС при его диагностировании понимается наличие или отсутствие (частичное или полное) рабочих процессов в цилиндрах. Выбор функционального состояния ДВС обусловлен целью повышения чувствительности и информативности контролируемого параметра.

При контроле параметров рабочего процесса, их оптимизации, а также диагностирования технического состояния систем питания, зажигания, МГР, влияющих на показатели эффективности рабочих процессов, испытания проводят при нормальном функционировании ДВС, то есть при наличии процессов сгорания рабочей смеси в цилиндрах. Их практическая реализация возможна средствами бортового (встроенного) диагностирования как в процессе выполнения автомобилем транспортной работы, так и использованием тестовых режимов диагностирования. При этом по показателям внутрицикловых изменений угловой скорости коленчатого вала можно управлять моментами впрыска топлива, зажигания рабочей смеси, фазами МГР с целью оптимизации режимов работы ДВС.

При диагностировании нерегулируемых параметров технического состояния одноименных элементов ДВС (герметичности надпоршневого пространства, зазоров в подшипниках и других сопряжениях КШМ, ЦПГ, МГР) предпочтительней второй вариант – испытание в отсутствие рабочих процессов в цилиндрах двигателя. Поскольку обязательным условием динамического метода является наличие вращающихся инерционных масс ДВС, то отсутствие энергии газовых сил от сгорания рабочей смеси в цилиндрах должно компенсироваться или предварительно запасенной кинетической энергией вращающихся и поступательно движущихся частей (осуществление выбега ДВС путем выключения подачи топлива или зажигания), или использованием внешнего источника энергии (стартера или иного приводного устройства). При этом внутрицикловые изменения угловой скорости коленчатого вала характеризуют механические потери в ДВС.

Взаимосвязь момента $M_{\text{мехφ}}$ механических потерь двигателя с угловой скоростью ω коленчатого вала по углу его поворота φ определяется уравнением динамики ДВС в соответствии с принципом Даламбера [1, 2]

$$M_{\text{мех}\,\varphi} = J\omega\cdot\frac{\mathrm{d}\omega}{\mathrm{d}\varphi}+\frac{\mathrm{d}J}{\mathrm{d}\varphi}\cdot\frac{\omega^2}{2}=J\cdot\varepsilon+\frac{\mathrm{d}J}{\mathrm{d}\varphi}\cdot\frac{\omega^2}{2}, \quad (1)$$

где J – значение момента инерции вращающихся и возвратно-поступательно движущихся масс двигателя, приведенных к оси коленчатого вала; ε – угловое ускорение коленчатого вала.

В зависимости (1) член $\frac{\mathrm{d}J}{\mathrm{d}\varphi}\cdot\frac{\omega^2}{2}$ определяет переменную по углу φ поворота коленчатого вала составляющую момента $M_{\Pi\varphi}$ инерционных сил от возвратно-поступательно движущихся масс поршней и части массы шатунов, отнесенных к осям поршневых пальцев соответствующих цилиндров.

Таким образом, в зависимости от технического состояния элементов двигателя, а именно: увеличенных зазоров вследствие износа деталей, диссипативных изменений в механических системах, отклонений в пространственной ориентации сопряженных деталей происходит трансформация зависимости (1) угловой скорости коленчатого вала по углу его поворота при использовании одного и того же режима тестовых или функциональных испытаний.

К основным диагностическим показателям внутрицикловых изменений угловой скорости при оценке рабочих процессов и технического состояния ДВС относят: средние значения угловой скорости ϖ_i и ускорения ε_i коленчатого вала в интервале углов его поворота, соответствующих рабочим тактам цилиндров; ускорения $\varepsilon_в$, $\varepsilon_р$ – соответственно на участках выбега и разгона угловой скорости в пределах цикла работы ДВС; амплитуды угловой скорости A_ω и фазовые положения экстремальных (минимальных φ_{min} и максимальных φ_{max}) значений угловых скоростей; затраченную работу инерционными массами двигателя на участках выбега $A_в$ или приобретенной на участках разгона $A_р$, их соотношения $A_в/A_р$ по отдельным цилиндрам; коэффициента неравномерности угловой скорости δ (рис. 2).

Эффективную мощность и мощность механических потерь ДВС оценивают при определенной средней угловой скорости ϖ ускорениями $\varepsilon_р$, $\varepsilon_в$ на участках разгона или выбега в пределах цикла работы ДВС или на определенном угловом интервале ее изменения (нескольких циклах). Режим диагностирования – неустановившийся: соответственно свободный разгон при полной подаче топлива или свободный выбег [1, 2].

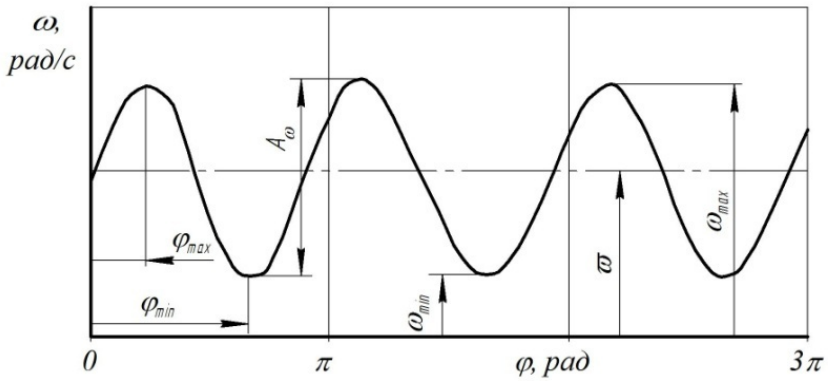


Рис. 2. Зависимость угловой скорости ω по углу поворота φ коленчатого вала при равномерной работе цилиндров 4-цилиндрового ДВС

При работе двигателя на установившемся скоростном режиме при оценке равномерности работы цилиндров, топливной экономичности, определении оптимального угла установки опережения зажигания (впрыска) в системах управления ДВС используются значения коэффициента неравномерности изменения угловой скорости

$$\delta = \frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{\varpi}, \qquad (2)$$

где ω_{max}, ω_{min} – величины наибольшей и наименьшей угловых скоростей коленчатого вала в пределах одного рабочего цикла двигателя.

Коэффициент внутрицикловой неравномерности угловой скорости δ коленчатого вала является интегральным показателем эффективности работы ДВС и отвечает требованию критерия оптимальности для адаптивных систем управления углом опережения зажигания (впрыска топлива) и другими его элементами. При оптимальных рабочих процессах в цилиндрах двигателя характер изменения крутящего момента и угловой скорости в пределах углов поворота, соответствующих рабочим ходам определенных цилиндров, будет идентичным (рис. 2), при этом δ будет иметь минимально возможную величину для данной конструкции ДВС [1], так как любое отклонение величины M_i отдельного (i-го) цилиндра от средней по всем цилиндрам вызовет увеличение ω_{max} или уменьшение ω_{min}, а следовательно, только увеличение значения коэффициента δ.

При оценке качества регулировки систем и механизмов ДВС параметром угловой скорости, влияющим на конкретизацию места и причины неравномерной работы цилиндров, являются значения амплитуд $A_\omega = \omega_{max} - \omega_{min}$, соответствующих колебаниям угловой скорости в пределах рабочих ходов поршней конкретных цилиндров (рис. 2).

Диагностическим параметром компрессионных свойств цилиндров являются работа сил инерции $A_р$ на участках нарастания угловой скорости в угловых интервалах, соответствующие тактам расширения конкретных цилиндров

$$A_{pi} = J\frac{\left(\omega_{max}^2 - \omega_{min}^2\right)}{2}. \qquad (2)$$

Зависимость внутрицикловых изменений угловой скорости коленчатого вала при оценке компрессионных свойств цилиндров определяется в режиме прокрутки ДВС стартером [1] или при свободном выбеге [2].

При определении технического состояния МГР в качестве оценочных параметров принимают амплитуды колебаний угловой скорости и фазовые положения экстремальных (минимальных φ_{min} и максимальных φ_{max}) значений угловых скоростей в пределах кинематического цикла относительно опорных точек, за которые принимают положения коленчатого вала при нахождении поршня конкретного цилиндра в ВМТ (рис. 2). Режим испытания – прокрутка коленчатого вала стартером при декомпрессированных цилиндрах или при частичном выбеге – при работе ДВС на одном цилиндре при декомпрессированных остальных.

Метрологическим анализом [1] доказано, что из-за возможных величин отклонений технического состояния элементов ДВС в процессе эксплуатации, регистрация внутрицикловых мгновенных значений угловой скорости коленчатого вала должна осуществляться с абсолютной погрешностью не более 0,01 рад/с, а минимальные угловые интервалы, в которых регистрируется скорость, не должны превышать 1º. На основании этих данных в СГТУ им. Ю. А. Гагарина авторами создан прибор для поэлементного диагностирования ДВС – цифровое электронное устройство, в котором измерения угло-

вой скорости коленчатого вала осуществляется с применением кварцевого генератора эталонной частоты 3 МГц и датчика (преобразователя угловых перемещений ВЕ-178А (ЛиР-158Б)) с шагом квантования 0,6…1º. Измерение значений угловой скорости по углу поворота коленчатого вала производится путем подсчета числа импульсов эталонного кварцевого генератора, заполняющих счетчики за заданный шаг дискретности датчика. Обработка результатов измерений в соответствии с алгоритмом диагностирования осуществляется устройством автоматически. Такое устройство обеспечивает на скоростном режиме работы ДВС в диапазоне 12…150 рад/с относительную погрешность измерения мгновенных значений угловой скорости не более 0,025 %.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

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

2. *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.

УДК 621.8.036

М. М. Абачараев, И. М. Абачараев

ПЕРСПЕКТИВЫ ПРИМЕНЕНИЯ НЕТРАДИЦИОННОЙ ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ МЕТАЛЛОТЕРМИЧЕСКОЙ РЕАКЦИИ В ТЕХНИКЕ И БЫТУ

Федеральное государственное бюджетное учреждение науки
Институт физики им. Х. И. Амирханова Дагестанского научного центра РАН
(e-mail: abacharaev@yandex.ru)

Приведен анализ использования различных видов энергоносителей для бытовых нужд и технических целей и подчеркнуто, что в этих отраслях наиболее ценным и дешевым является металлотермическое топливо, разработанное и запатентованное авторами. Это топливо обладает высокой теплотворностью, превышающей в 15–20 раз теплотворность угля, газа, нефти и оно экологически безопасно, так как горит без потребления атмосферного кислорода и без отравляющих газовыбросов взамен ему. Приведены технико-экономические аспекты изготовления твердых брикетов (для бытовых нужд) и порошковых пакетов (для технических целей) из предлагаемого топлива.

Ключевые слова: металлотермическое топливо, сгорание, теплотворность, реакция, экологическая безопасность, брикеты, пакеты.

The analysis of the use of different types of energy for domestic and technical purposes and stressed that in these industries the most valuable and cheaper is metallotermich fuel, developed and patented by the authors. This fuel has a high calorific value, exceeding the 15–20 times the calorific value of coal, gas, oil, and it is environmentally safe, as burns without consumption of atmospheric oxygen and without toxic gas emissions instead of him. Given the technical and economic aspects of the manufacture of solid briquettes (for household needs) and powder packets (for technical purposes) of the proposed fuel.

Keywords: metallotermich fuel, burning, calorific value, reaction, environmentally safe, briquettes, packets.

Человечество очень нерасчетливо затрачивает унаследованные природные источники тепловой энергии: уголь, древесина, газ, нефть, содержание которых в земной коре очень ограниченно и невозобновляемо (кроме древесины). Поэтому со временем их потенциал резко снижается, и мы уже часто слышим об ожидаемом энергетическом кризисе и обмораживании нашей планеты.

В дальнейшем делают упор на нетрадиционные источники энергии: ветровая, гидроэнергия, волновая энергия, ядерная энергия, но эти виды нельзя относить к стабильным и экологически безопасным источникам энергии. Из отмеченных источников энергия расщепленного атома наиболее мощная и предпочтительная по сравнению с другими выше названными видами энергии, но ее извлечение связано с определенными экологическими и другими специфическими трудностями и требует больших капвложений, что не каждому государству под силу. Невозможно предсказать и возможность ее широкого использования в быту, космической технике, двигателях и др.

Широко используемое человечеством углеводородное топливо также имеет свои недостатки, главным из которых, на наш взгляд, является экологическая опасность, связанная с потреблением атмосферного кислорода при горении и отравляющие газовыбросами взамен ему. Более того, добыча, перевозка, хранение этих видов топлива также требуют больших материальных затрат.

При поисках путей устранения этих недостатков и создания нового нетрадиционного, экологически безопасного, высококалорийного топлива нами была использована идея металлотермии, впервые изложенная великим русским химиком Н. Н. Бикетовым в 1859 году [1]. Реакция металлотермии – это восстановление окисла металла более активным элементом, которая сопровождается огромным тепловым эффектом. В общем виде ее можно представить так:

$$Me'O+Me'' \rightarrow Me''O+Me'+Q. \quad (1)$$

Количество выделяемого при этом тепла Q составляет $(50–80).10^3$ ккал/кг, т. е. в 10–15 раз превышает тепловой эффект от сгорания угля, газа, нефти [2].

Элемент Me" более активный по сравнению с Me' и стоит левее его в ряду активности металлов: Ca, Li, Mg, Zr, Al, Ti, Si, B, Cr, Nb, Mn, V, W, Mo, Fe [2].

Любой впереди стоящий в этом ряду элемент (Me") является восстановителем окислов металлов, стоящих за ними (Me').

Энергию металлотермической реакции можно отнести к классу возобновляемых источников. Это вытекает из приводимого примера (реакции 2 и 3):

При восстановлении окиси железо алюминием

$$FeO+Al \rightarrow Al_2O_3+Fe+Q_1. \quad (2)$$

получаем глинозем (Al_2O_3), который в дальнейшем также можно восстановить элементом, стоящим в ряду активности левее Al, например

$$Al_2O_3+Mg \rightarrow Al+MgO+Q_2. \quad (3)$$

Нами были проведены подробные исследования [3,4] по разработке металлотермического топлива на базе окислов железа и хрома.

По результатам этих исследований установлено, что металлотермическая реакция протекает с большой скоростью и с огромным тепловыделением, и температура на поду печи поднимается до 2800 °С. Это недопустимо для бытовых и технических печей.

Например, брикет массой 50 г из металлотермической смеси сгорает за 5 с, и по своей теплотворности заменяет 3 кг угля. Для оптимизации состава металлотермической смеси по времени горения и снижения температуры горения до допустимой (1350…1400 °С) нами были проведены подробные экспериментальные исследования, на базе которых созданы новые технологии получения металлотермического топлива с балластными (теплопоглощающими) добавками. В качестве такой добавки использована окись алюминия (глинозем), которая не участвует в химической реакции, но ее тепло «глотает» с удовольствием. Результат подтвердил наши ожидания и при содержании балластной добавки в составе металлотермической смеси (25…30 %) время горения брикета массой 50 г топлива на базе FeO увеличивалось до 50 с, а температура в месте горения падала до 1400 °С. Это вполне приемлемые для практики условия. На соответствующие составы металлотермического топлива на основе окислов железа и хрома мы получили патенты РФ [5, 6].

По результатам экспериментальных исследований нами разработаны технологии изготовления твердых брикетов для бытовых целей массой 0,05…0,50 кг и порошковых пакетов для технических целей (ТЭЦ, крупные котельни ЖЭК, суда, тепловозы) массой 0,5...5,0 кг и показано, что 1 кг этого топлива в 5 раз дешевле соответствующего по теплотворности углеводородного эквивалента.

Особенности технологической подготовки порошковых компонентов перед смешиванием, сущность технологий изготовления брикетов и порошковых пакетов изложены в монографии [7].

Мы неоднократно обращались в различные властные инстанции с просьбой субсидировать нас с целью налаживания технологии производства металлотермического топлива, перспективного для всего человечества, на родине его созидателей. Но… Россия продолжает «спать». Нам сообщили, что Китай уже проснулся и предлагает покупателям «волшебное» металлотермическое топливо. Проснись, Россия, проснись!

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Байков, А. А.* Восстановление и окисление материалов / А. А. Байков. – Металлургия, 1926, № 3.

2. *Плинер, Ю. А.* Алюмотермическое производство ферросплавов и лигатур / Ю. А. Плинер [и др.]. – М., 1963. – 175 с.

3. *Абачараев, М. М.* Металлотермия – эффективный источник возобновляемой энергии / М. М. Абачараев, И. М. Абачараев // Двигателестроение, 1999. – № 3. – С. 39–40.

4. *Абачараев, И. М.* Новый путь решения теплоэнергетической проблемы / И. М. Абачараев, М. М. Абачараев // Сб. трудов, посвященный 75-летию Астраханского технического университета. – Астрахань, 2005. – С. 72–74.

5. *Абачараев, И. М.* Состав металлотермического топлива / И. М. Абачараев, М. М. Абачараев. Патент № 2254359, июнь 2005.

6. *Абачараев, И. М.* Металлотермическое топливо / И. М. Абачараев, М. М. Абачараев. Патент № 2416627.

7. *Абачараев, И. М.* Новые разработки по производству высококалорийного экологически безопасного металлотермического топлива многоцелевого назначения / И. М. Абачараев, М. М. Абачараев. – Махачкала: Наука ДНЦ, 2011. – 30 с.