

ДВС ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Всеукраинский научно-технический журнал

1'2008

Издание основано Национальным техническим университетом
"Харьковский Политехнический Институт" в 2002 году

Госиздание

Свидетельство Госкомитета информационной политики,
телевидения и радиовещания Украины КВ №6393 от 29.07.2002 г.

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

Главный редактор

А.П. Марченко, *д. т. н., проф.*

Заместители главного редактора

С.В. Епифанов, *д. т. н., проф.*

И.В. Парсаданов, *д. т. н., проф.*

Ответственный секретарь

И.В. Рыкова, *к. т. н.*

С.А. Алехин, *к.т.н.*

У.А. Абдулгазис, *д. т. н., проф.*

Ф.И. Абрамчук, *д. т. н., проф.*

А.В. Белогуб, *к. т. н., доц.*

А.Л. Григорьев, *д. т. н., проф.*

Ю.Ф. Гутаревич, *д. т. н., проф.*

В.Г. Дьяченко, *д. т. н., проф.*

Я.С. Егоров, *д. т. н., проф.*

С.А. Ероценков, *д. т. н., проф.*

В.Н. Зайончковский, *д. т. н., проф.*

А.И. Крайнюк, *д. т. н., проф.*

А.П. Кудряш, *д. т. н., проф.*

А.С. Куценко, *д. т. н., проф.*

В.И. Мороз, *д. т. н., проф.*

В.И. Пелепейченко, *д. т. н., проф.*

В.А. Пылев, *д. т. н., проф.*

А.Н. Пойда, *д. т. н., проф.*

М.Г. Сандомирский, *к. т. н., проф.*

А.П. Строков, *д. т. н., проф.*

И.И. Тимченко, *к. т. н., проф.*

Н.А. Ткачук, *д. т. н., проф.*

А.Ф. Шеховцов, *д. т. н., проф.*

СОДЕРЖАНИЕ

ОБЩИЕ ПРОБЛЕМЫ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ

И.В. Рыкова

ХII международный конгресс двигателестроителей 3

С.А. Алёхин, Г.К. Попов, В.В. Салтовский

Перспективная вспомогательная силовая установка наземного транспортного средства 5

РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ ДВС

Ю.Ф. Гутаревич, А.М. Редзюк, В.Л. Дядченко

Влияние метода регулирования потужности на индикаторный к.к.д. бензинового двигателя 10

С.А. Ероценков, В.А. Корогодский, А.А. Каграманян,

О.В. Василенко

Влияние коэффициента избытка воздуха и степени сжатия на термический КПД двигателя с искровым зажиганием 15

А.А. Прохоренко, И.Д. Васильченко, Д.В. Мешков

Сравнительный анализ методов решения телеграфного уравнения при моделировании процесса впрыскивания топлива аккумуляторной системой CR 21

В.А. Звонов, М.П. Гиринович

Исследование механизмов образования оксидов азота в условиях камеры сгорания дизеля 29

И.В. Парсаданов, С.Ю. Белик

Многофакторный анализ механических потерь в быстроходном дизеле с газотурбинным наддувом 34

А.Н. Ганжа, Н.А. Марченко

Особенности определения средних температур в поверхностных теплообменных аппаратах 38

R.V. Kolodnytska, K. Karimi, C. Crua,

M.R. Heikal, E.M. Sazhina..

Experimental Investigation and Modelling of Diesel Engine Fuel Spray 42

Е.П. Воронаев

Моделирование внешней скоростной характеристики двигателя спортбайка SUZUKI GSX-R750 47

А.М. Левтеров, Л.Л. Левтерова, Н.Ю. Гладкова

Исследование характеристик двигателя с искровым зажиганием, работающего на бензоэтанольных топливных композициях 52

А.И. Крайнюк, А.А. Крайнюк, М.А. Брянцев

Использование принципов каскадного обмена давлением в рабочем цикле газовых холодильных машин 57

АДРЕС РЕДКОЛЛЕГИИ

61002, г. Харьков, ул. Фрунзе, 21

НТУ «ХПИ», кафедра ДВС

Тел. (057)707-68-48, 707-60-89

E-mail: rykova@kpi.kharkov.ua,

dvs@kpi.kharkov.ua

КОНСТРУКЦИЯ ДВС

<i>Н.Д. Чайнов, М.И. Раенко, С.П. Мягков</i>	
Вопросы прочности крышек цилиндров среднеоборотных дизелей	62
<i>А.П. Марченко, В.О. Пильов, В.В. Шпаковский, Пильов В.В.</i>	
Анализ высокочастотных колебаний температуры в поверхностном слое поршня с теплоизолирующим покрытием	65
<i>А.В. Грицюк, С.В. Пилипенко, А.А. Мотора</i>	
Исследования нагруженности элементов газового стыка двигателя 2ДТ	71
<i>А.В. Тринёв, А.Г. Косулин, В.Т. Коваленко, А.Н. Авраменко, Обозный С.В.</i>	
Экспериментальное определение температуры деталей клапанного узла автотракторного дизеля на нестационарных режимах нагружения	75
<i>В.Т. Турчин, В.О. Пильов, І.Г. Омельченко, М.В.Прокопенко</i>	
Влияние технологического назначения двигателя на ресурсную мощность поршня	81
<i>М.І. Мищенко, В.Г. Заренбін, Т.М. Колеснікова, Ю.В. Юрченко, Д.М. Бухтієнко</i>	
Современные тенденции развития автомобильных двигателей с различными способами регулирования мощности и степени сжатия	86
<i>А.Н. Врублевский, А.Л. Григорьев, А.В. Денисов</i>	
Многокритериальный синтез топливной системы с электронным управлением впрыскивания	91
<i>А.А. Лисовал</i>	
Подготовка математической модели электронного регулятора к расчетным исследованиям	98
<i>Ю.І. Горпинко</i>	
Комплексный анализ вторичных факторов теплопереносу на эффективность протиструйных теплообменников	103
<i>Р.Н. Радченко</i>	
Использование теплоты уходящих газов для предварительного охлаждения воздуха судовых ДВС	110
<i>А.А. Сирота, А.Н. Радченко, Д.В. Коновалов, Н.И. Радченко</i>	
Теплоиспользующие системы охлаждения циклового воздуха судовых ДВС	114

ТЕХНОЛОГИЯ ПРОИЗВОДСТВА ДВС

<i>О.В. Акимов</i>	
Научные основы и методы компьютерно-интегрированного ресурсного проектирования литых блок-картеров ДВС	120
<i>О.Д. Соколов, О.В. Маннапова, В.П. Молдаванов, В.І. Твердохліб</i>	
Поршневые кольца для форсированных дизельных ДВС с дополнительной коррекцией эспури тисков	124
<i>Е.К. Гордиенко, А.В. Белогуб</i>	
Повышение точности механической обработки тонкостенных поршней ДВС	132

ЭКСПЛУАТАЦИЯ ДВС

<i>Е.Д. Тартаковский, А.П. Фалендиш, А.Ф. Агулов, Д.А. Иванченко, С.В. Бондаренко</i>	
Использование на тепловозах электронных регуляторов дизелей	137
<i>А.Н. Пойда, А.М. Проскурин</i>	
Коррекция неравномерности впрыскивания бензина в процессе эксплуатации автомобильных двигателей	141
<i>О.К. Безюков, В.А. Жуков, О.В. Жукова</i>	
Обеспечение и контроль эксплуатационных свойств охлаждающих жидкостей ДВС	148

ЭКОЛОГИЗАЦИЯ ДВС

<i>Д.Д. Матиевский, А.Е. Свистула, А.С. Фролкин</i>	
Уменьшение токсичности выбросов с отработавшими газами перспективных тракторных дизелей серии Д-3040	153
<i>И.П. Васильев</i>	
Теоретические основы разработки комплексной системы нейтрализации отработавших газов дизелей при работе на альтернативных топливах	156

ГИПОТЕЗЫ, ПРЕДЛОЖЕНИЯ

<i>В.О. Мазін</i>	
Значимость факторов совершенства теплового двигателя	161
РЕФЕРАТЫ ОПУБЛИКОВАННЫХ СТАТЕЙ	165

Двигатели внутреннего сгорания // Научно-технический журнал. Харьков: НТУ "ХПИ". – 2008, №1. – 180 с.

Всеукраинский научно-технический журнал по вопросам совершенствования конструкций, эксплуатации, технологии производства и расчетов двигателей внутреннего сгорания. Материалы статей были рекомендованы Программным комитетом XIII Международного конгресса двигателестроителей к открытой публикации в журнале и приняты редакционной коллегией.

Издается по решению Ученого совета НТУ "ХПИ" протокол № 7 от 04.07.08 г.

© Национальный технический университет "Харьковский Политехнический Институт", 2008.

ХII МЕЖДУНАРОДНЫЙ КОНГРЕСС ДВИГАТЕЛЕСТРОИТЕЛЕЙ

Очередной ХII конгресс двигателестроителей прошел с 14 по 19 сентября 2007 года. Традиционно местом проведения конгресса явился спортивно-оздоровительный лагерь НАУ «ХАИ», расположенный в живописном уголке на южном берегу Крыма в пос. Рыбачье. В работе конгресса приняли участие 78 организаций, из них производственных предприятий – 22, высших учебных заведений – 32, академических и отраслевых институтов – 24.

География представленных докладов довольно широка – Украина, Россия, Казахстан, Германия, Польша, Южная Корея. Широк и спектр тематики представленных докладов. На конгрессе 185 докладчиков и содокладчиков представили 275 докладов и сообщений, которые рассматривались на 8 секциях: «Общие вопросы двигателестроения», «Теория и рабочие процессы», «Конструкция и прочность», «Поршневые двигатели внутреннего сгорания», «Системы автоматического управления и диагностика», «Технология двигателестроения», «Испытания», «Двигатели и энергоустановки для ракетно-космической техники». Работа заседаний конгресса была организована таким образом, что специальные вопросы заслушивались на разных секциях, а общие

проблемы двигателестроения рассматривались на совместных заседаниях.

На пленарном заседании конгресса было сделано 4 доклада. С докладом, посвященным решению проблем создания отечественного малолитражного дизельного двигателя, выступил заместитель Генерального конструктора по научно-исследовательской работе КП «Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению» А.В. Грицюк. Доклад и.о. председателя совета директоров ОАО «Мотор Сич» П.Д. Жеманюка касался вопросов освоения в производстве ОАО «Мотор Сич» перспективных двигателей. Коллектив авторов Д.Ф. Симбирский, А.В. Олейник, А.А. Завалий, Г.Д. Симбирский, Т.В. Кулик, Ю.А. Гусев представил доклад «Экспериментально-расчетные методы исследований температурного состояния рабочих сред и элементов конструкции тепловых двигателей». Проректор по научной работе НТУ «ХПИ» А.П. Марченко ознакомил присутствующих с изданной серией учебников «Двигатели внутреннего сгорания» в шести томах, в которой освещен опыт харьковских ученых и лучших двигателестроительных фирм мира по созданию двигателей с перспективным уровнем показателей.



Участники секции поршневые двигатели внутреннего сгорания ХII конгресса двигателестроителей

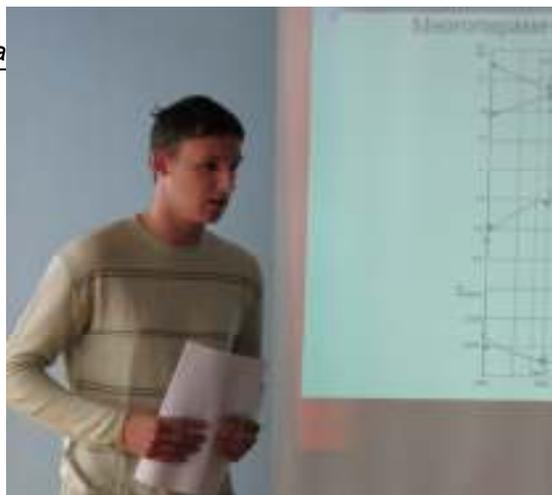
На секции «Поршневые двигатели внутреннего сгорания» было представлено 32 доклада, посвященных основным направлениям развития поршневых

двигателей: теория, конструкция, технология, экологизация ДВС. Работу секции возглавили проф. Марченко А.П. и технический директор ОАО «Автра-

мат», доцент Белогуб А.В. Основное направление исследований, представленных в докладах участников, связано с повышением топливной экономичности поршневых ДВС, улучшением их экологических показателей, повышением надежности в условиях эксплуатации, применением альтернативных топлив, разработкой новых материалов и покрытий при изготовлении деталей ДВС. В докладах было уделено внимание использованию и модернизации известных пакетов прикладных графических и расчетных программ при исследовании ДВС.

Особый интерес на секции вызвали следующие доклады. Доклад сотрудников Восточноукраинского национального университета Поливянчука А.П. и Зубова С.В., в котором была представлена специфика и эффективность усовершенствованного измерительного комплекса для контроля массовых выбросов твердых частиц с отработавшими газами ДВС, что позволяет повысить точность измерений и использовать его при испытаниях ДВС на переходных процессах. Доклад авторов Неяченко И.И. и Егорова В.А. из НТЦ ОАО АВТОВАЗ, посвященный разработке алгоритма управления подачей топлива в бензиновом ДВС. Представленные в докладе решения позволяют расширить диапазон применения модели на режимы отсечки топлива. Доклад коллектива авторов Врублевского А.Н. (ХНАДУ), Григорьева А.Л. (НТУ «ХПИ»), Грицюка А.В., Денисова А.В., Щербакова Г.А. (КП «ХКБД») посвященный разработке математической модели для определения параметров электрогидравлической форсунки, принципам организации топливоподачи в аккумулирующей топливной системе.

В работе Конгресса приняли участие большое число молодых ученых, аспирантов и студентов. Студент НТУ «ХПИ» 4 курса Сериков Е.Н. выступил с докладом «Влияние конструкции свечей зажигания на порог детонационного воспламенения в двигателях внутреннего сгорания». Младший научный сотрудник кафедры ДВС НТУ «ХПИ» Турчин В.Т. посвятил свой доклад уточнению методики оценки ве-
УДК 629.03



С докладом на конгрессе выступает студент 4 курса НТУ «ХПИ» группы ТМ-446 Сериков Е.Н.

личины накопленных повреждений в высокотемпературных деталях двигателей.

История проведения Международных Конгрессов двигателестроения на базе спортивно-оздоровительного лагеря «Икар» (поселок Рыбачье, республика Крым) начинается с 1996 года. Их организаторами являются Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», ОАО «АВТРАМАТ». За 12 лет работы Благодаря активности организаторов конгресс приобрел огромную популярность. Он предоставляет прекрасные возможности для установления творческих связей между конструкторскими бюро, учебными заведениями, двигателестроительными предприятиями, для обмена новейшей информацией о достижениях ученых и специалистов и личного контакта по вопросам, имеющим взаимный интерес. Количество участников за эти годы выросло почти в 8 раз. Если первый конгресс насчитывал 23 участника, то XII конгресс – 185.

Труды Конгресса издаются в нашем журнале, а также в журналах «Авиационно-космическая техника и технология (НАУ «ХАИ») и «Вестник двигателестроения» (Запорожский национальный технический университет, ОАО «Мотор Сич», НАУ «ХАИ»).

С.А. Алёхин, канд. техн. наук, Г.К. Попов, инж., В.В. Салтовский, инж.

ПЕРСПЕКТИВНАЯ ВСПОМОГАТЕЛЬНАЯ СИЛОВАЯ УСТАНОВКА НАЗЕМНОГО ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА

За последние годы мощность и цена силовых установок наземных транспортных средств возросла в 2,5...3 раза [1 - 3]. Однако большая часть ресурса основного двигателя связана с так называемым «стояночным режимом», во время которого производится зарядка аккумуляторных батарей и энерго-снабжение систем объекта. При этом основной двигатель работает в режиме низких частот вращения и малых нагрузок, что вызывает коксование выпускного тракта, заброс масла в выпускной ресивер и, как следствие, появление дыма на выпуске. Кроме того, двигатель при работе на режимах малых нагрузок имеет большие значения удельного эффективного расхода топлива [4, 5]. Данные по расходу топлива на этих режимах для некоторых двигателей приведены в таблице 1.

Таблица 1. Данные по расходу топлива на «стояночном режиме»

Двигатель	В-46	В92С2	5ТДФ	6ТД-1	6ТД-2
Расход топлива, кг/ч	19	23	17	19	25

С целью экономии ресурса основного двигателя и расхода топлива, а также обеспечения потребителей электроэнергией при неработающем основном двигателе на современных наземных транспортных средствах используются вспомогательные силовые установки – энергоагрегаты.

Мощность современных вспомогательных силовых установок находится в довольно широких пределах - от 3 до 18 кВт. Характеристики вспомогательных силовых установок некоторых транспортных средств приведены в таблице 2.

Уровень мощности вспомогательной силовой

установки зависит от количества одновременно работающих потребителей в транспортном средстве и количества потребляемой ими энергии.

В качестве источника привода генератора электрической энергии используются малолитражные четырёхтактные дизели или малоразмерные газотурбинные двигатели. Газотурбинные двигатели имеют гораздо худшую экономичность по сравнению с поршневыми двигателями.

Вспомогательные силовые установки монтируются на наземные транспортные средства как в моторно-трансмиссионном отделении (МТО), так и вне отделения – в отдельном герметичном отсеке. Установка в отсеке, вне МТО, является более перспективной, поскольку дает возможность использования вспомогательной установки в широких пределах без жесткой привязки к конкретному транспортному средству.

Казённым предприятием "Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению" разработан и внедрен в серийное производство ряд вспомогательных силовых установок для наземных транспортных средств - ЭА8, ЭА8А и ЭА8АИ мощностью на клеммах генератора 8 кВт [6]. Все вышеуказанные вспомогательные установки выполнены в виде силового модуля.

В состав вспомогательных силовых установок входят: малолитражный четырехтактный дизель 468А мощностью 11,4 кВт, стартер-генератор СГ-18-1С или СГ-10-1С и системы, обеспечивающие работоспособность дизеля: система смазки, охлаждения, воздухообеспечения, управления и аварийно-предупредительной сигнализации.

Таблица 2. Характеристики вспомогательных силовых установок

Страна	Транспортное средство	Источник энергии	Электрическая мощность на клеммах генератора, кВт	Габариты (L×B×H), мм	Масса, кг	Расход топлива, кг/ч	Занимаемый объём, м ³	Габаритная мощность, кВт/м ³	Удельная мощность, кВт/кг
США	М-1	ГТД	10	1460×600×375	53	25	0,32	31,2	0,19
		дизель	5	720×660×645	50	4,0	0,3	16,7	0,10
Англия	Челенджер	дизель	16	1100×460×830	286	6,6	0,42	38	0,056
Германия	Леопард-2	ГТД	10		58	25	0,35	28,6	0,17
		дизель	10			4,4			
Россия	Т-80У	ГТД	18	930×410×290	82	27	0,11	163,6	0,22
	Т-90	ГТД	18	1795×572×272	110	27	0,28	64,3	0,16
	САУ "Мста"	ГТД	18	867×550×580	110	27	0,28	64,3	0,16
Китай	МВТ-2000	дизель	3		120	1,5	0,11	27,3	0,025
Украина	Т-84	дизель	8	1450×450×310	276	3,4	0,2	40	0,03
	"Оплот"	дизель	10	1300×495×315	250	3,8	0,2	50	0,04
	Т-72, Т-55	дизель	10	1300×550×260	250	3,8	0,19	53	0,04

Дизель и все системы установлены на раме, которая крепится к отсеку транспортного средства. Вспомогательная силовая установка имеет общие с транспортным средством топливную и электрическую системы, а системы охлаждения и смазки - автономные. Управление пуском и режимами работы осуществляется дистанционно с места механика-водителя транспортного средства.

Для повышения конкурентоспособности на рынке энергоагрегатов в КП ХКБД разработана вспомогательная силовая установка ЭА10УМ.

Вспомогательная силовая установка (ВСУ) ЭА10УМ предназначена для использования в качестве автономной энергетической установки для обеспечения военных гусеничных машин и других транспортных средств электроэнергией постоянного тока на стоянках при остановленном основном двигателе.

В состав ВСУ входят следующие составные

части: энергоагрегат ЭА10У, который комплектуется комплектом электрооборудования и бронированным отсеком.

Энергоагрегат состоит из следующих составных частей и систем:

- четырёхтактного двухцилиндрового дизеля жидкостного охлаждения 468А-1;
- стартер-генератора СГ-10-1;
- системы смазки;
- системы охлаждения;
- системы воздухообеспечения;
- системы питания топливом;
- системы выпуска отработавших газов.

Все составные части и системы энергоагрегата ЭА10У смонтированы на раме и конструкция представляет собой единый модуль.

Энергоагрегат ЭА10У имеет следующие характеристики:

Мощность на клеммах генератора, кВт	- 10
Расход топлива на режиме максимальной мощности, кг/час	- 3,8
Расход масла на угар, кг/час	- 0,09
Напряжение, В	- 28,5
Род тока	- пост.
Масса, кг	- 250
Габаритные размеры, мм	
- длина	- 1300
- ширина	- 550
- высота	- 260

Отсек представляет собой герметическую конструкцию коробчатого типа, изготовленную из бронзового листа. Оснащён герметичными люками для функционирования и обслуживания.

Электрооборудование агрегата состоит из блока пуско-регулирующей аппаратуры (ПРА) со встроенным пультом управления, пульта управления режимами работы, расположенными у оператора (механика-водителя) и комплекта соединительных кабелей.

ВСУ ЭА10УМ в полном комплекте устанавливается в объект и подключается к бортовой сети и топливной системе. Управление всеми режимами работы производится с пультов, установленных в отсеке ВСУ или в отделении управления внутри танка. При разработке решены следующие задачи:

- повышение энерговооруженности транспортного средства, ВСУ ЭА10УМ имеет по сравнению с базовым вариантом типа ЭА8 увеличенную на 25 % мощность;
- уменьшена на 10 % длина;
- уменьшена на 14 % масса;
- уменьшен в 5 раз уровень шума за счет установки глушителя выхлопа;
- применение механического привода вентиля-

тора системы охлаждения и совершенствование системы смазки позволило значительно снизить стоимость силовой установки;

- исключены из комплектования дорогостоящие электрические агрегаты - электродвигатель привода вентилятора и маслозакачивающей насосной станции.

Общий вид ВСУ ЭА10УМ представлен на рис. 1.

Основным при разработке ВСУ ЭА10УМ была доработка двигателя 468А. Новая модификация 468А-1 имеет мощность 14,4 кВт, при этом прирост мощности обеспечен в основном за счёт улучшения топливной экономичности.

Удельный расход топлива составляет 268 г/кВт·ч у двигателя 468А-1, против 313 г/кВт·ч у двигателя 468А.

Такие результаты обеспечены применением открытой камеры сгорания в сочетании с распылителем 5×0,22.

Двигатель 468А с камерой типа "ЦНИДИ", при повышении нагрузки ухудшал показатели из-за интенсивного коксования распыливающих отверстий распылителя.

Одновременно были внедрены ряд других мероприятий для повышения надёжности и ресурса двигателя 468А-1:

- заменен материал седла клапанов;
- направляющие клапанов изготовлены из спец. чугуна вместо бронзы;
- увеличена жёсткость пружин клапанов;
- улучшена смазка и дренаж внутренней полости толкателей клапанов;
- доработана система смазки для устранения перетекания масла в картер на стоянке и условия откачки масла из картера;

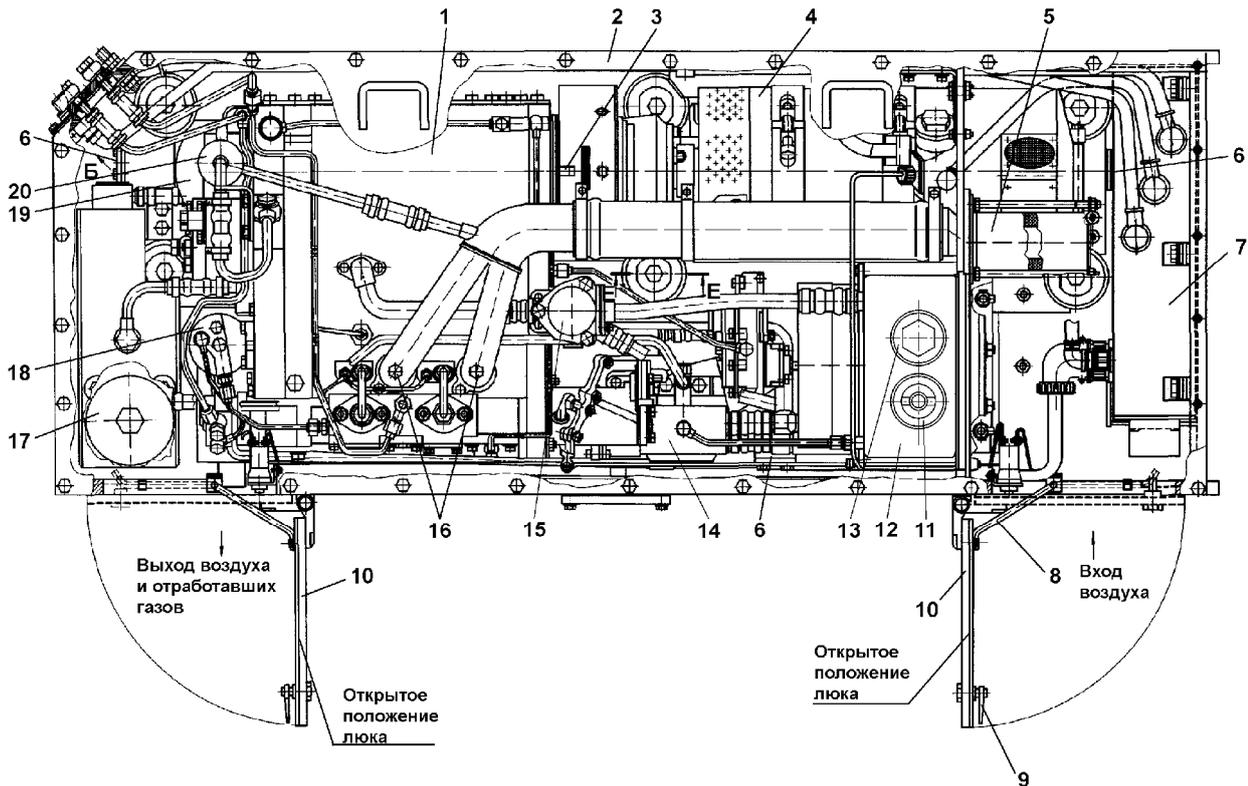


Рис. 1. ВСУ ЭА10УМ (вид сверху):

1 - дизель; 2 - отсек; 3 - пазы в маховике для ручной прокрутки дизеля; 4 - стартер-генератор СГ-10-1С; 5 - фильтр воздушный; 6 - серьга; 7 - БПРА; 8 - фиксатор люка; 9 - запоры; 10 - люки; 11 - паровоздушный клапан; 12 - радиатор; 13 - заправочная горловина ОЖ; 14 - теплообменник жидкостно-масляный; 15 - термостат; 16 - пробки; 17 - пробка над заправочной горловиной маслобака; 18 - фильтр тонкой очистки топлива; 19 - фильтр масляный; 20 - сапун

- оптимизирована система вентиляции картера для исключения попадания масла на всасывание;

- воздушный фильтр двигателя вынесен в зону минимальной температуры отсека.

Отметим, что существенно улучшены пусковые свойства за счёт повышения степени сжатия с 15 до 19, что стало возможным при открытой камере сгорания.

ВСУ ЭА10М полностью обеспечивает функционирование всех электрических систем транспортного средства, что дает возможность функционирование его в стационарном режиме при выходе из строя основного двигателя.

ВСУ может применяться в качестве дополнительного средства для запуска основного двигателя.

В процессе эксплуатации основной двигатель

нарабатывает до капитального ремонта ориентировочно 1000 моточасов, при этом работа в стационарном режиме занимает более 50% указанного времени.

Применение ВСУ даёт возможность увеличить пробег танка в 2 раза без замены основного двигателя.

Кроме того, имеется экономическая целесообразность. Цена вспомогательной силовой установки не превышает стоимости капитального ремонта основного двигателя танка.

Исходя из вышеизложенного, окупаемость вспомогательной силовой установки происходит при наработке основного двигателя в объёме 500 часов.

При работе основного двигателя в стационарном режиме танка расход ГСМ в среднем составляет:

Общие проблемы двигателестроения

- дизельного топлива - 19 кг/ч;

- масла на угар - 3 кг/ч.

Расход ГСМ вспомогательной силовой установки на полной мощности составляет:

- дизельного топлива - 3,8 кг/ч;

- масла на угар - 0,09 кг/ч.

Экономия ГСМ за 1 час эксплуатации в стационарном режиме составляет:

- топлива - $\Delta G_T = 15,2$ кг/ч

- масла - $\Delta G_M = 2,9$ кг/ч.

При цене за 1 кг: топлива - 0,85\$ и масла - 2,5\$ экономический эффект в час составляет

$$15,2 \times 0,85 + 2,9 \times 2,4 = 20,1\$$$

При наработке в объеме 1000 моточасов экономический эффект за счет сокращения расходов на ГСМ составляет:

$$20,1\$ \times 1000 = 20\ 100\$$$

Суммарный экономический эффект от применения ВСУ в танке за каждые 1000 часов работы с учетом сокращения затрат на ремонт и ГСМ составит 95 100\$

Применение ВСУ обеспечивает в стационарном режиме танка значительное уменьшение шума и площади теплового пятна.

На расстоянии 100 м от танка уровень шума от

ВСУ, работающей на полной мощности, составляет не более 58 дБА, площадь теплового пятна составляет менее 5% площади проекции танка.

Малые габариты и масса ВСУ позволяет ее использовать как на танках, так и на боевых машинах средней и легкой весовой категории (боевых машинах пехоты, бронетранспортерах).

ВСУ может использоваться как автономная электростанция для обеспечения электроэнергией ремонтных мастерских, проведении инженерных работ и может устанавливаться стационарно или на транспортном средстве. Разработанная установка ЭА10УМ может служить единой унифицированной ВСУ для всех видов наземной военной техники.

Список литературы:

1. ГОСТ 23162-78. Электроагрегаты и передвижные электростанции с двигателями внутреннего сгорания. Система условных обозначений. Госкомитет СССР по стандартам. - М.; 1978. 2. Полная энциклопедия танков мира 1915...2000 - Мн.; ООО "Харвест", 2000 - 576 с. 3. Танки и самоходные установки. - М.; ООО "Издательство АСТ", 2000 - 336 с. 4. Объект 434. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. - М.; Военное издательство, 1986 - 768 с. 5. Руководство по материальной части и эксплуатации танка Т-62. - М.; Военное издательство, 1968 - 752 с. 6. Заявка на изобретение Украины "Вспомогательный энергоагрегат", регистрационный № а 200512245 от 19.12.2005 г.

УДК 621.43.004.15

Ю.Ф. Гутаревич, д-р техн. наук, А.М.Редзюк, канд. техн. наук, В.Л. Дядченко, інж.

ВПЛИВ МЕТОДУ РЕГУЛЮВАННЯ ПОТУЖНОСТІ НА ІНДИКАТОРНИЙ ККД БЕНЗИНОВОГО ДВИГУНА

Вступ

Одним з напрямів підвищення паливної економічності бензинових двигунів в режимах часткових навантажень і холостого ходу є перехід від регулювання потужності дроселюванням паливоповітряної суміші до комбінованого методу – відключенням частини циліндрів зі значно меншим рівнем дроселювання працюючих циліндрів. Пояснюється таке покращення паливної економічності зміною декількох показників роботи двигуна.

В даній роботі розглядається питання зміни при переході до комбінованого методу регулювання індикаторного к.к.д. - одного з основних показників двигуна, які визначають його паливну економічність.

Огляд публікацій та постановка задачі

Як відзначається в роботах [1,2,3,4,5], причинами, які знижують η_i по мірі дроселювання, є вимушене збагачення паливоповітряної суміші, зокрема в карбюраторних двигунах, які ще широко використовуються в експлуатації, збільшення насосних втрат, зростання відносної кількості залишкових газів, внаслідок чого процес згоряння сповільнюється та збільшуються відносні теплові втрати. В сучасних двигунах, де використовуються системи впорскування з електронним управлінням і зворотним зв'язком, в зоні навантажень від холостого ходу до включення економайзерного пристрою підтримується склад паливоповітряної суміші близький до стехіометричного ($\alpha = 1$). Така зміна складу суміші призводить до зміни індикаторного к.к.д. як при традиційному дроселюванні паливоповітряної суміші, так і при комбінованому методі – відключенням частини циліндрів. Цим пояснюється доцільність проведення дослід-

жень по впливу методу регулювання потужності на індикаторний к.к.д.

Мета роботи

Метою даної роботи є визначення індикаторного к.к.д. двигуна з системою впорскування бензину і зворотнім зв'язком при регулюванні його потужності дроселюванням та відключенням частини циліндрів.

Рішення задачі

Визначимо величину індикаторного к.к.д. в залежності від навантажувального режиму. При цьому величину навантаження будемо оцінювати по значенню тиску в кінці такту впуску p_a , який визначається розрідженням у впускному трубопроводі Δp_k . Величина p_a однаково впливає на індикаторний к.к.д. працюючих циліндрів при кожному з запропонованих способів регулювання потужності. Однак є різниця, яка полягає у величинах p_a при дроселюванні всіх циліндрів двигуна і дроселюванні працюючих циліндрів при відключенні частини циліндрів для отримання однакового за величиною середнього ефективного тиску. З теорії двигунів з іскровим запалюванням відомо, що величина індикаторного к.к.д. η_i залежить від багатьох конструктивних і експлуатаційних факторів. Серед цих факторів важливе місце посідає зовнішнє навантаження двигуна, яке і визначає величину p_a .

Індикаторний к.к.д. згідно [6] може бути визначений через термічний к.к.д. і відносний к.к.д.

$$\eta_i = \eta_t \eta_e \quad (1)$$

Термічний к.к.д. η_t в цьому виразі враховує характер підведення теплоти, що відрізняється від миттєвого підведення при $V = \text{const}$ в ідеальному цик-

лі, для якого термічний к.к.д. визначається за відомою залежністю:

$$\eta_{to} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}}. \quad (2)$$

Вплив характеру підведення теплоти на термічний к.к.д. досліджувався в роботі акад. Стечкіна Б.С. [6], в якій запропоновано цей к.к.д. при рівномірному підведенні теплоти по куту повороту колінчатого вала розраховувати за залежністю:

$$\eta_t = \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}}\right) - \frac{\kappa-1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \frac{x_\tau^2}{V_o} \cdot \frac{1}{9}, \quad (3)$$

де x_τ - загальна тривалість процесу згоряння, визначена через зміну об'єму надпоршневого простору $x = \pm\sqrt{V-V_o} = \pm\sqrt{\Delta V}$, V - змінний об'єм над поршнем; V_o - об'єм камери згоряння.

Таким чином зниження термічного к.к.д. в результаті відхилення характеру підведення теплоти від $V=\text{const}$ визначається загальною тривалістю процесу згоряння x_τ .

Відомо, що процес згоряння в двигуні з іскровим запалюванням включає три фази: початкова, основна і кінцева. В початковій фазі, від моменту іскрового розряду до видимого горіння (або до вигорання 5% заряду) швидкість згоряння залежить від хімічних факторів і дрібномаштабної турбулентності [7]. В цій фазі виділення теплоти незначне, але вона значно впливає на розміщення основної фази відносно В.М.Т. По мірі дроселювання відносна величина початкової фази зростає. Основною причиною цього є зростання коефіцієнту залишкових газів. Для визначення кута повороту колінчатого вала, що відповідає початковій фазі процесу згоряння скористаємось рівнянням апроксимації, наведеним в [8]. Тривалість початкової фази (до вигорання 1% маси заряду) від моменту подачі іскри:

$$\begin{aligned} \varphi_1 = & -1,97 + 0,0047106\Theta^2 + 0,025702(A/F)^2 + \\ & + 0,08784G_u n_e - 917,667G_u \cdot \gamma + 76,844\gamma^2 + \\ & + 2,3857(A/F)\gamma, \end{aligned} \quad (4)$$

де Θ - кут випередження запалювання; A/F - відношення повітря до бензину в паливоповітряній суміші; G_u - питома циклова подача бензину, г/л цикл; γ - коефіцієнт залишкових газів; n_e - частота обертання колінчатого вала, хв⁻¹.

Як видно з виразу 4, тривалість початкової фази залежить від режиму роботи двигуна, зокрема, від частоти обертання та навантаження. Останнє при даній частоті визначає G_u , Θ , A/F , γ .

Основна фаза процесу згоряння починається у точці, де індикаторна діаграма робочого циклу починає віддалятися від кривої стиснення-розширення. Тривалість цієї фази збільшується зі збільшенням дроселювання на впуску. Для розрахунку тривалості основної фази скористаємось залежністю, отриманою в роботі [8]:

$$\begin{aligned} \varphi_2 = & 20,60 + 20,384(A/F) \cdot \gamma + 0,36958G_u n_e - \\ & - 2788,6 \cdot G_u \cdot \gamma - 3,5553\gamma(SQ) - 9,5132 \cdot \gamma(OP) - \\ & - (SPKI)(OP), \end{aligned} \quad (5)$$

де SQ - відношення площі витискувача до площі поршня; OP - характеристика камери згоряння; $SPKI$ - величина кута випередження запалювання, віднесена до оптимального значення. Так як ці параметри характеризують конструкцію двигуна, будемо вважати, що для всіх навантажувальних і швидкісних режимів вони однакові. Власне кажучи, нас в більшій мірі інтересує зміна φ_2 по мірі дроселювання, так як в сучасних двигунах при роботі з номінальним навантаженням і стехіометричним складом суміші тривалість основної фази, як зазначається в роботі [4], складає $\varphi_2 = 25 \dots 30$ град. повороту колінчатого вала. Ці значення були прийняті для розрахунку тривалості основної фази в режимі перед включенням збагачення суміші. По мірі дроселювання тривалість основної фази можна визначити з врахуванням залежності 5 і прийнятих припущень:

$$\begin{aligned} \varphi_2 = & \varphi_a + 20,384(A/F) \cdot (\gamma_{op} - \gamma_n) + \\ & + 0,36958(G_{uop} - G_{un})n_e - \\ & - 2788,6 \cdot (G_{uop} \cdot \gamma_{op} - G_{un} \cdot \gamma_n), \end{aligned} \quad (6)$$

Як видно з цієї залежності, тривалість основної фази для даного швидкісного режиму ($n_e = \text{const}$) залежить від величини дроселювання, від якої залежать $G_{ц}$ і γ .

Індекси “ ∂p ” та “ n ” відповідно відносяться до часткового режиму і режиму повного наповнення, відповідного початку зони збагачення суміші по навантаженню.

Третя фаза – догорання, як правило, має місце в процесі розширення і впливає на показники цього процесу.

Таким чином, для визначення тривалості першої і другої фаз згорання необхідно визначити вплив дроселювання на коефіцієнт залишкових газів γ , питому циклову подачу бензину $G_{ц}$, відношення повітря до бензину A/F та кут випередження запалювання Θ .

Відношення A/F для двигуна з каталітичним нейтралізатором і зворотним зв'язком втримується близьким до 14,95 ($\alpha \approx 1.0$), кут випередження запалювання Θ приймаємо за експериментальними даними для двигуна 6Ч 9,5/6,98, який є об'єктом експериментальних досліджень, вважаючи, що залежність кута Θ від режиму роботи на цьому двигуні близька до оптимальної.

Відомо, що коефіцієнт залишкових газів можна визначити за рівнянням проф. В.І. Гриневецького [9]:

$$\gamma = \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{1}{\eta_v} \cdot \frac{P_r}{P_o} \cdot \frac{T_o}{T_r}, \quad (7)$$

де η_v - коефіцієнт наповнення двигуна; P_r та T_r - тиск та температура в кінці випуску; P_o і T_o - атмосферні тиск та температура на впуску в двигун.

На рис. 1 показана експериментально отримана залежність $\eta_v(\Delta p_{\kappa})$ для двигуна 6Ч 9,5/6,98 при частоті обертання $n=1800 \text{ хв}^{-1}$. Цю залежність можна описати виразом:

$$\eta_v(\Delta p_{\kappa}) = 0,73 - 0,00764 \Delta p_{\kappa} \quad (8)$$

В цій залежності Δp_{κ} - в кПа.

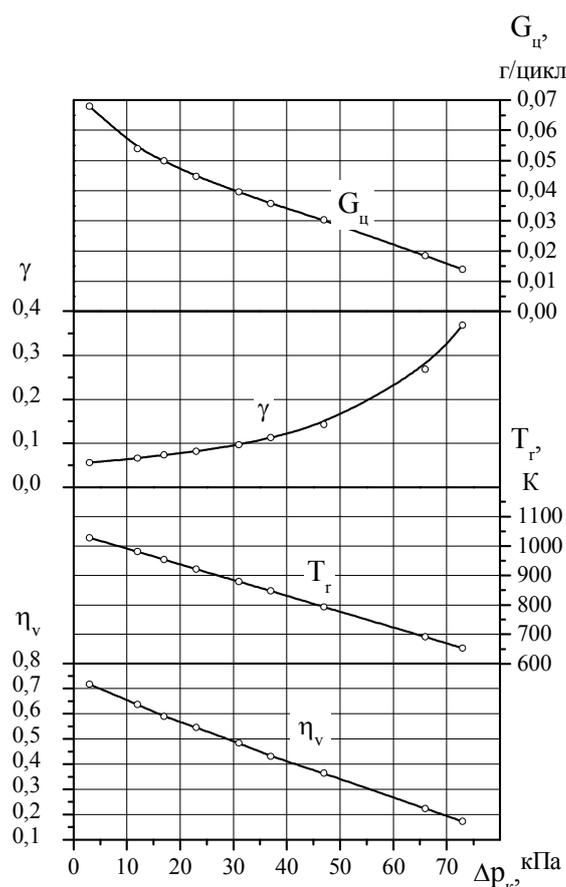


Рис. 1. Вплив розрідження у впускному трубопроводі на показники роботи двигуна 6Ч 9,5/6,98

Підставивши цю залежність у вираз 7, отримаємо вираз для визначення γ в залежності від навантаження:

$$\gamma = \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{1}{0,73 - 0,00764 \Delta p_{\kappa}} \cdot \frac{P_r}{P_o} \cdot \frac{T_o}{T_r}, \quad (9)$$

Параметри, що входять в цей вираз, можуть бути прийняті $P_r = 110000$ Па, $P_o = 101300$ Па, $T_o = 288$ К. Температура залишкових газів в циліндрі в кінці випуску T_r згідно з дослідженнями [10]

$$T_r = \kappa T_{e2}, \quad (10)$$

де κ – коефіцієнт зниження температури при проходженні через клапан, T_{e2} - температура відпрацьованих газів. Згідно [10] $\kappa = 1,05 \dots 1,07$. Для розрахунку приймаємо $\kappa = 1,06$. На рис. 1 показана експериментальна залежність $T_r(\Delta p_{\kappa})$ двигуна 6Ч 9,5/6,98, визначена при $n=1800 \text{ хв}^{-1}$ з урахуванням коефіцієнта κ . Як

видно з показаного графіка, залежність T_r (Δp_k) можна вважати лінійною, описаною математичним виразом:

$$T_r = 1045 - 5,36 \Delta p_k \quad (11)$$

Відхилення від цієї залежності має місце лише при $\Delta p_k = 3$ кПа, де спостерігається збагачення суміші і, як результат, зменшення інтенсивності зростання температури.

На рис. 1 показана залежність $\gamma(\Delta p_k)$, отримана розрахунками за формулою (9).

У вирази 4 і 6 для визначення тривалості першої і другої фаз підведення теплоти входить питома циклова подача бензину $G_{ци}$ в г/л цикл. Цей параметр можна розрахувати за залежністю:

$$G_{ци} = \frac{G_{нал} \cdot 10^3}{60 \cdot \frac{n}{2} \cdot V_h \cdot i} \quad (12)$$

де $G_{нал}$ - годинна витрата палива двигуном, кг/год; n - частота обертання колінчатого вала, хв⁻¹; V_h - робочий об'єм циліндра, л; i - число циліндрів двигуна. З використанням експериментальних даних розрахована залежність $G_{ци}(\Delta p_k)$ для двигуна 6Ч 9,5/6,98. Ця залежність також показана на рис. 1.

Для визначення η_t згідно формули 3 необхідно розрахувати загальну тривалість процесу згоряння в відносних координатах. Цей параметр можна визначити з використанням відомих залежностей між кутом повороту колінчастого вала, переміщенням поршня та об'ємом циліндра. За формулою 3 розрахуємо значення $\eta_t(\Delta p_k)$. При розрахунках приймемо $\kappa=1,28$ згідно [6], $\varepsilon=8,6$ (для двигуна 6Ч 9,5/6,98). Ця залежність показана на рис. 2.

Як зазначалось вище, для визначення індикаторного к.к.д. необхідно знати відносний к.к.д. η_e . Для його визначення скористаємось експериментальними даними, отриманими на двигуні 6Ч 9,5/6,98 при визначенні показників за роботи в режимі, близькому до повного навантаження і в режимі холостого ходу при $n=1800$ хв⁻¹, а також характеристики механічних

втрат при відкритій та закритій дросельній заслінці. Середній ефективний тиск p_e та тиск механічних втрат p_m визначаємо за заміряним крутним моментом та моментом механічних втрат за відомою залежністю (в МПа):

$$p = \frac{30M \cdot \tau}{9550 \cdot V_h \cdot i} \quad (13)$$

де M - момент. Н-м; τ - тактність двигуна.

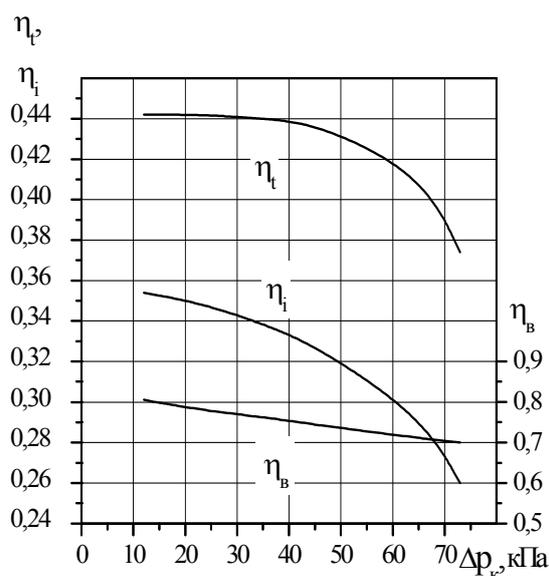


Рис.2. Залежності к.к.д. двигуна 6Ч 9,5/6,98 від розрідження у впускному трубопроводі

За розрахованими p_e і p_m визначаємо p_i . З використанням значень p_i розраховуємо η_i для двох вказаних режимів за формулою:

$$\eta_i = \frac{l_o}{H_u} \cdot \frac{\alpha \cdot p_i}{\eta_v \cdot \rho_o} \quad (14)$$

де H_u - нижча теплота згоряння бензину, $H_u = 44$ МДж/кг.; ρ_o - густина повітря в процесі випробувань, $\rho_o = 1,22$ кг/м³.

З використанням отриманих значень η_i для двох режимів можна визначити залежність $\eta_e(\Delta p_k)$. Приймавши залежність $\eta_e(\Delta p_k)$ лінійною, її можна використовувати для розрахунку значення η_i в проміжних точках. Залежності $\eta_e(\Delta p_k)$ та $\eta_t(\Delta p_k)$ показані на рис. 2.

Порівняння величини індикаторного к.к.д. при різних методах регулювання потужності необхідно проводити при однакових навантаженнях двигуна, наприклад середньому ефективному тиску.

Залежність індикаторного к.к.д. при дроселюванні від середнього ефективного тиску при регулюванні потужності дроселюванням визначаємо за результатами експериментальних досліджень двигуна.

Середній ефективний тиск при відключенні можна визначити через середній ефективний тиск при дроселюванні $p_{\text{др}}$ при однакових n і Δp_k за залежністю [11]

$$p_{\text{ев}} = \frac{i-k}{i} p_{\text{др}} - \frac{k}{i} p_m + \frac{k}{i} (p_{\text{сопр}} \pm p_{\text{зов}}), \quad (15)$$

де p_m - середній тиск механічних втрат, визначається експериментально; k - число відключених циліндрів; $p_{\text{сопр}}$ і $p_{\text{зов}}$ - середні тиски втрат на газообмін в працюючих і відключених циліндрах, при відключенні лише подачі бензину ці тиски можуть бути прийняті рівними.

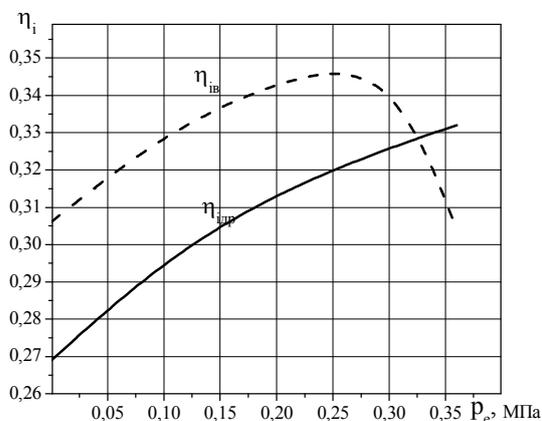


Рис. 3. Залежності індикаторного к.к.д. від середнього ефективного тиску при дроселюванні шести циліндрів і при відключенні трьох циліндрів і дроселюванні інших трьох циліндрів двигуна 6Ч 9,5/6,98

Визначивши експериментально характеристику $p_{\text{др}}(\Delta p_k)$ можна розрахувати залежність $p_{\text{ев}}(\Delta p_k)$ і з використанням даних рис. 2 отримати залежність $\eta_i(p_{\text{ев}})$.

Залежності індикаторного к.к.д. від середнього ефективного тиску при дроселюванні і відключенні трьох циліндрів двигуна 6Ч 9,5/6,98 в діапазоні навантажень, де можлива робота на трьох і шести циліндрах, від нуля до середнього ефективного тиску 0,35 МПа, показані на рис.3.

Як видно з показаних залежностей, величина індикаторного к.к.д. при відключенні трьох циліндрів змінюється в межах від 0,306 (в режимі холостого ходу) до 0,345 (перед включенням збагачення суміші), при дроселюванні індикаторний к.к.д. в цьому інтервалі навантажень змінюється в межах 0,269...0,32. Таким чином, перехід від дроселювання паливоповітряної суміші на комбінований метод - відключенням групи циліндрів і дроселюванням працюючих циліндрів дозволяє підвищити індикаторний к.к.д. бензинового двигуна з системою впорскування з електронним управлінням і зворотним зв'язком в режимах холостого ходу і малих навантажень на 13,7 -7,8 %. При середньому ефективному тиску більшому 0,325 МПа доцільно працювати з дроселюванням всіх циліндрів.

Список літератури:

1. Теория авиационных поршневых двигателей /Т.М. Мелькумов, А.А. Добрынин, Н.С. Пугачев, Р.В. Федоров, Н.М. Майзель. - М.: ВВИА им. Н.Е. Жуковского, 1953. -544с.
2. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей /Д.М. Вырубов, Н.А. Иващенко и др. /Под ред. А.С. Орлина, М.Т. Круглова. - М., Машиностроение, 1983. - 372 с.
3. Теория двигателей внутреннего сгорания /Н.Х.Дьяченко, А.К. Костин, Г.В. Мельников и др. /Под ред. Н.Х. Дьяченко. - М.-Л.: Машиностроение, 1965. - 459 с.
4. Автомобильные двигатели /Архангельский В.М., Вихерт М.М., Воинов А.Н., Степанов Ю.А., Трусов В.И., Ховах М.С.: Под редакцией М.С. Ховаха- М.: Машиностроение, 1977.-591с.
5. Редзюк А.М. Повышение топливной экономичности многоцилиндровых бензиновых двигателей в режимах малых нагрузок и холостого хода. - Дис...канд.техн.наук. - Харьков, 1982, 237 с.
6. Стечкин Б.С. Теория тепловых двигателей. Избранные труды. -М.: Наука, 1977. - 410 с.
6. Соколик А.С., Воинов А.Н., Свиридов Ю.Б. Влияние химического и турбулентного факторов на процесс сгора-

ния в условиях двигателя. – Изв. АН СССР, Отд.техн.наук.–М.: Изд. АН СССР, 1949. - №12. – с. 1848-1873. 8. Young M.B. Cyclic Dispersion – Some Quantitative Cause – and – Effect Relationships. – SAE Technical Series, 1980, #800459, 33 pp. 9. Теория двигателей внутреннего сгорания/ Н.Х.Дьяченко, А.К. Костин, Г.В. Мельников и др. /Под ред. Н.Х. Дьяченко. – М.-Л.: Машиностроение, 1965. – 459 с. 10. Дьяченко Н.Х. Теоретические и экспериментальные ис-

следования рабочего цикла автомобильного двигателя при работе на частичных нагрузках //Труды Военной Академии Тыла и Транспорта. – Л.: ВАТТ. – 1957, № 6-7. 11. Гутаревич Ю.Ф, Снижение вредных выбросов и расхода топлива двигателями автомобилей путем оптимизации эксплуатационных факторов: Дис...докт. техн. наук: 05.22.10 – 05.04.02. – К., 1985. -538с.

УДК 621.43.003

С.А. Ерощенков, д-р техн. наук, В.А. Корогодский, канд. техн. наук, А.А. Каграманян, канд. техн. наук, О.В. Василенко, асп.

ВЛИЯНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ИЗБЫТКА ВОЗДУХА И СТЕПЕНИ СЖАТИЯ НА ТЕРМИЧЕСКИЙ КПД ДВИГАТЕЛЯ С ИСКРОВЫМ ЗАЖИГАНИЕМ

Введение и постановка задачи

В настоящее время в народном хозяйстве наблюдается постоянный рост потребления углеводородного топлива. Основными потребителями такого топлива являются двигатели внутреннего сгорания (ДВС), которые в большей мере, чем другие энергетические установки загрязняют атмосферу Земли вредными веществами (ВВ), выбрасываемыми с отработавшими газами (ОГ). Усовершенствование качества протекания процессов смесеобразования и сгорания позволяет повысить экономические и экологические показатели двигателей.

Среди ДВС двухтактные двигатели с искровым зажиганием (ИЗ), как с внешним, так и с внутренним смесеобразованием весьма распространены. Они обладают лучшими удельными показателями по мощности, весу и объему по сравнению с четырехтактными двигателями, однако имеют ряд недостатков. Двухтактные ДВС с ИЗ и внешним смесеобразованием характеризуются высоким расходом топлива и значительными выбросами ВВ с ОГ. Низкие экономические и экологические показатели этих двигателей обусловлены, в основном, потерей части топлива при продувке цилиндра и работе на обогащенных смесях. Исключение потерь топлива во время про-

дувки цилиндра возможно путем перехода от внешнего смесеобразования к внутреннему путем непосредственного впрыскивания топлива (НВТ) после закрытия органов газораспределения. Выполнение указанных условий позволит значительно повысить (в 1,3÷2 раза) эффективный КПД (η_e) двухтактных двигателей с ИЗ. При этом влияние организации процессов смесеобразования и сгорания расслоенного топливовоздушного заряда на экономические показатели двигателя можно оценить по уровню индикаторного КПД (η_i), а потенциальные возможности рабочих процессов - по уровню термического КПД (η_t).

Анализ публикаций

Анализ публикаций показывает, что разные авторы предлагают разные методы определения термического КПД (η_t). В большинстве работ определение η_t предлагается проводить только с учетом степени сжатия (ϵ) и показателя адиабаты (k) для воздуха [1]. В работе [2] проф. Б. С. Стечкин предлагает методику определения термического КПД с учетом влияния степени сжатия и коэффициента избытка воздуха без учета влияния температуры продуктов сгорания. Кроме того, автором была заменена зависимость показателя адиабаты $k=f(\alpha)$, имеющая фор-

му параболы, на ломаную в виде двух прямых. Такой подход снизил точность определения термического КПД. На данный момент отсутствует методика, которая позволяет с удовлетворительной точностью определять значение термического КПД для двигателя с ИЗ и, в частности, для двухтактного двигателя с ИЗ при непосредственном впрыскивании топлива и с реальным рабочим телом.

Цель и задачи исследований

Целью настоящего исследования является определение влияния степени сжатия и коэффициента избытка воздуха на термический КПД двухтактного двигателя с ИЗ при реальном рабочем теле по нагрузочной характеристике при $n=3000 \text{ мин}^{-1}$.

Обработка и анализ экспериментальных данных

Экспериментальные исследования проводились по нагрузочной характеристике при частоте вращения коленчатого вала $n=3000 \text{ мин}^{-1}$ на двухтактном одноцилиндровом двигателе ДН-4М ($S/D=87/82$) с ИЗ, воздушным охлаждением и кривошипно-камерной продувкой (рис. 1). Данный двигатель используется для привода водяных помп, электрогенераторов, средств малой механизации.

Исследования велись с использованием карбюраторной системы питания при $\epsilon=8,5$ и системы непосредственного впрыскивания топлива с помощью механического насоса с манжетным уплотнением плунжера (НВР-1) и при $\epsilon=12$. С карбюратором двигатель работал в диапазоне $\alpha=0,8-0,9$, что обеспечивало получение однородной обогащенной топливовоздушной смеси (ТВС). Установка на двигатель системы НВТ позволила организовать пленочное смесеобразование и расслоение топливовоздушной смеси (ТВС) на частичных режимах работы при изменении коэффициента избытка воздуха в цилиндре

от $\alpha_u=1,0$ до $\alpha_u=1,62$ (рис. 2). При полной нагрузке двигателя система НВТ обеспечила получение однородного состава ТВС ($\alpha_u \approx 1,0$) [3]. Значения α_u определялись по суммарному коэффициенту избытку воздуха α_Σ с учетом коэффициента утечки продувочного воздуха (v) [4, 5].

$$v = \frac{G_{B.mp}}{G_B} = \frac{G_{B.mp}}{G_{B.ц} + G_{B.mp}} = \frac{G_{B.mp}}{G_{B.ц} \cdot \left(1 + \frac{G_{B.mp}}{G_{B.ц}}\right)}, \quad (1)$$

где G_B – количество поступающего на впуске в цилиндр воздуха, кг/ч ; $G_{B.mp}$ – количество транзитного вытекающего в выпускную систему воздуха при продувке цилиндра, кг/ч ; $G_{B.ц}$ – количество воздуха, оставшегося в цилиндре, кг/ч . Значения v определены экспериментальным путем при помощи газового анализа по известной методике [6] и представлены на рис.2. Потеря ТВС при карбюраторной системе питания и потеря воздушного заряда при НВТ с повышением нагрузки (P_e) от $0,1 \text{ МПа}$ до $0,47 \text{ МПа}$ возрастает от 12% до 27% ($v = 0,12 \div 0,27$) относительно расхода воздуха или смеси на впуске.

Использование НВТ и расслоение ТВС позволило повысить геометрическую степень сжатия до $\epsilon=12$ при работе двигателя ДН-4М на низкооктановом бензине А-76.

Косвенная оценка качества организации внутрицилиндровых процессов при внешнем и внутреннем смесеобразовании проводилась по уровню индикаторного КПД. При определении индикаторного КПД использовалась уточненная методика расчета [4, 5]. Суть методики заключается в том, что при расчете η_i учитывается только то топливо, которое осталось в цилиндре ($G_{T.ц}$) двигателя после закрытия органов газораспределения. Тогда общее количество топлива (G_T), поступающего в двигатель за цикл, можно определить как:



Рис. 1. Общий вид моторного стенда с двигателем ДН-4М

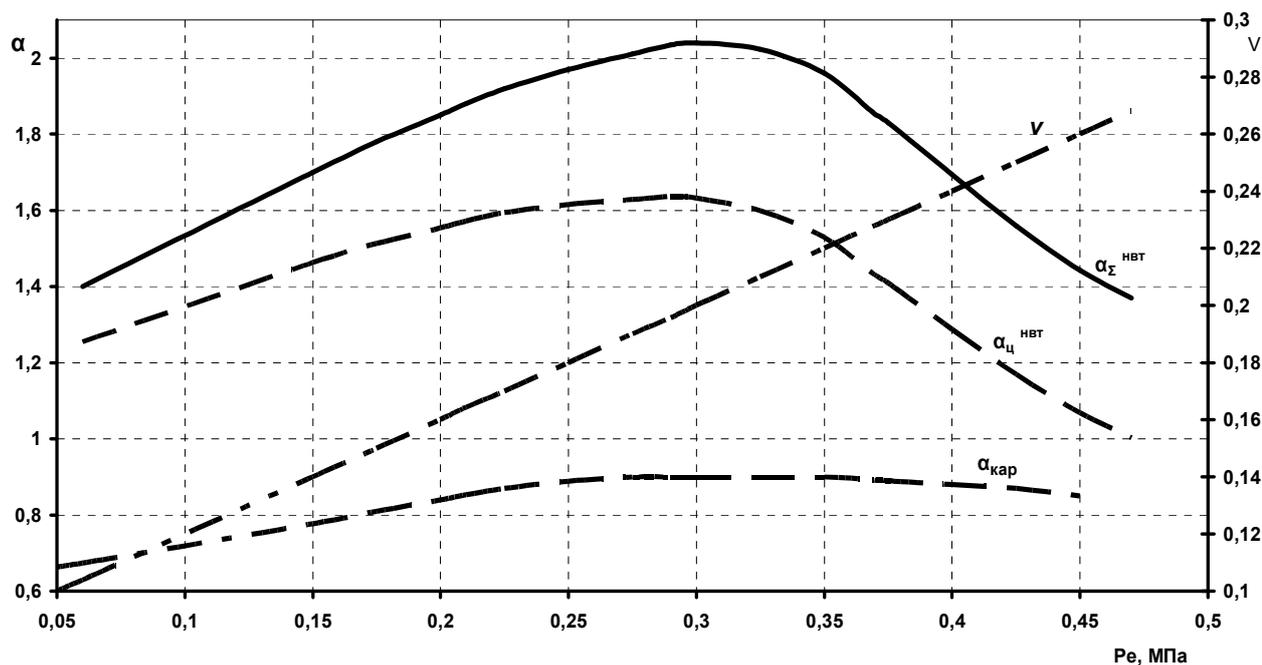


Рис. 2. Коэффициент утечки продувочного воздуха (ν) и коэффициенты избытка воздуха (α_σ , α_ω) при работе двигателя по нагрузочной характеристике ($n=3000 \text{ мин}^{-1}$) с карбюратором и системой НВТ

$$G_T = G_{T.ц} + G_{T.мп} = G_{T.ц} \left(1 + \frac{G_{T.мп}}{G_{T.ц}} \right) = G_{T.ц} (1 + Z), \quad (2)$$

где G_T – количество поступающего на впуск в цилиндр топлива, кг/ч; $G_{T,ц}$ – количество топлива, оставшегося в цилиндре, кг/ч; $G_{T,mp}$ – количество транзитного топлива, потерянного при продувке цилиндра, кг/ч; Z – коэффициент, учитывающий потерю воздуха, топлива или ТВС при продувке цилиндра.

Тогда связь между индикаторными КПД, определяемыми по общепринятой методике и предлагаемой [4,5], примет вид:

$$\eta_i = \frac{L_i}{Q_n^p \cdot G_T} = \frac{L_i}{Q_n^p \cdot (G_{T,ц} + G_{T,mp})} = \frac{L_i}{Q_n^p \cdot G_{T,ц} \cdot (1+Z)} = \eta_i' \cdot \frac{1}{1+Z}, \quad (3)$$

где $\eta_i' = \frac{L_i}{Q_n^p \cdot G_{T,ц}} = \eta_i(1+Z)$,

η_i' – индикаторный КПД, определяемый по новой методике; η_i – индикаторный КПД, определяемый по общепринятой методике; L_i – внутрицилиндровая работа газов за цикл, кДж; Q_n^p – низшая рабочая теплота сгорания топлива, кДж/кг; $G_{T,ц}$ – количество топлива, оставшегося в цилиндре за цикл, кг/цикл;

$G_{T, mp}$ – количество транзитного топлива, потерянного при продувке цилиндра, кг/цикл.

Внутрицилиндровая индикаторная работа газов L_i определялась по осредненным индикаторным диаграммам на каждом режиме работы двигателя [5, 8].

Используя данную методику, были получены значения индикаторного КПД для двигателя с внешним и внутренним смесеобразованием по нагрузочным характеристикам при $n=3000 \text{ мин}^{-1}$ (рис. 3).

С повышением нагрузки η_i' двигателя с карбюратором (определено по предложенной методике [5]) повышается. Максимальное значение η_i' достигает 0,3 при $P_e=0,425 \text{ МПа}$. На величину η_i' двигателя с системой НВТ влияет повышение степени сжатия до $\epsilon=12$, исключение потерь топлива при продувке и состав ТВС в цилиндре двигателя, характеризуемый $\alpha_{ц}$. Повышение $\alpha_{ц}$ до 1,64 способствует улучшению преобразования химической энергии топлива в индикаторную работу газов, о чем свидетельствует повышение η_i' до 0,442. При снижении $\alpha_{ц}$ индикаторный КПД снижается.

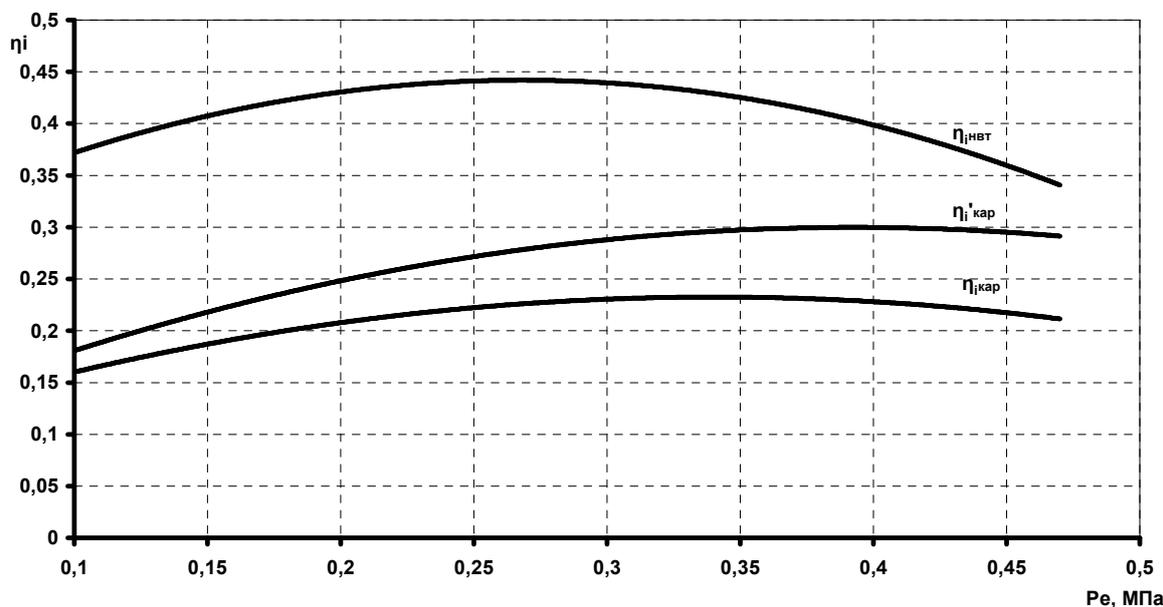


Рис. 3. Индикаторный КПД двигателя с НВТ и карбюратором по нагрузочной характеристике при $n=3000 \text{ мин}^{-1}$

Определение η_i' двигателя с карбюратором по предлагаемой методике позволяет объективно срав-

нить η_i' двигателя с системой НВТ и карбюратором. Более высокие значения η_i' двигателя с системой

НВТ можно объяснить лучшей организацией процессов, смесеобразования и сгорания расслоенного ТВЗ. Так, при нагрузке $P_e=0,1$ МПа η_i' двигателя с системой НВТ равен 0,37, что в 1,9 раз выше, чем η_i' двигателя с карбюратором ($\eta_i'=0,195$). Максимальное значение индикаторного КПД двигателя с НВТ наблюдается при $P_e=0,3$ МПа ($\eta_i'=0,442$), а для карбюраторного двигателя η_i' составляет при том же P_e только $\eta_i'=0,3$, т.е. в 1,47 раза ниже. Минимальное повышение η_i' (в 1,22 раза) при переходе от внешнего смесеобразования к внутреннему находится в зоне максимальной нагрузки ($P_e=0,45$ МПа).

Для определения резервов повышения индикаторного КПД двигателя ДН-4М при работе с карбюратором и НВТ рассчитывался термический КПД (η_t) в зависимости от нагрузки (P_e). В общем случае термический КПД равен [9]:

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1}, \quad (4)$$

где q_1 – теплота, подведенная в цикле, Дж; q_2 – теплота, отведенная от цикла, Дж.

Термодинамический цикл двигателя с ИЗ и подводом теплоты при $V=const$ представлен на рис. 4. Он отличается от идеального, рассматриваемого в термодинамике, тем, что в процессах сжатия и расширения используются реальные рабочие тела. В процессе сжатия участвует смесь воздуха с малым количеством продуктов сгорания, учитываемых коэффициентом остаточных газов γ , а в процессе расширения – смесь продуктов сгорания с воздухом. Кроме того, в процессах сжатия и расширения реальных рабочих тел учитывалось изменение их теплоемкостей, а следовательно, показателей адиабаты (k) в зависимости от температуры T . При этом состав рабочих тел в процессах сжатия и расширения оставался постоянным.

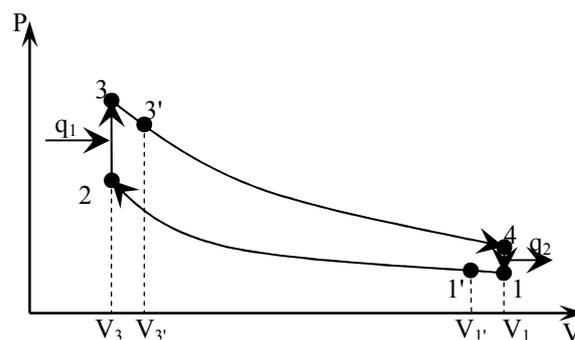


Рис. 4. Термодинамический цикл двигателя с подводом теплоты при $V=const$

Количество подведенной в цикле теплоты можно определить как:

$$q_1 = B_u \cdot Q_u^p, \quad (5)$$

где B_u – цикловая подача топлива, кг/цикл; Q_u^p – низшая рабочая теплота сгорания топлива, Дж/кг.

Количество отведенной в цикле теплоты можно определить как:

$$q_2 = Q_4 - Q_1, \quad (6)$$

где $Q_4 = G_4 \cdot mC_{p4} \cdot T_4$ – количество теплоты в т. 4, Дж; $Q_1 = G_1 \cdot mC_{p1} \cdot T_1$ – количество теплоты в т. 1, Дж; G_1 и G_4 – количества рабочего тела в т. 1, и в т. 4, кг; mC_{p1} и mC_{p4} – средние удельные массовые изобарные теплоемкости рабочих тел в т. 1, и в т. 4, Дж/кг·град; $G_4 = G_1 + B_u$ – связь между G_1 и G_4 , кг.

Параметры смеси (P_1 и T_1) в т. 1 определялись по экспериментальным данным, а объем цилиндра (V_1) в т. 1 определялся в момент закрытия впускных окон.

Теплоемкости реальных рабочих тел в процессе сжатия и расширения определялись по формулам [7]:

$$mC_p = a + b \cdot T, \quad (7)$$

где a и b – безразмерные коэффициенты; T – температура.

А показатель адиабаты по формуле:

$$k = \frac{mC_p}{mC_v}, \quad (8)$$

где mC_p – средняя удельная массовая изобарная теплоемкость, Дж/кг·град; mC_v – средняя удельная массовая изохорная теплоемкость, Дж/кг·град.

Параметры рабочих тел в процессах сжатия и расширения определялись с интервалом счета 5 градусов поворота коленчатого вала по формуле:

$$T_{1'} = T_1 \left(\frac{V_1}{V_{1'}} \right)^{k-1},$$

$$P_{1'} = P_1 \left(\frac{V_1}{V_{1'}} \right)^k, \quad (9)$$

$$T_{3'} = T_3 \left(\frac{V_3}{V_{3'}} \right)^{k-1},$$

$$P_{3'} = P_3 \left(\frac{V_3}{V_{3'}} \right)^k.$$

При этом величина k на шаге счета ($V_1 - V_{1'}$ или $V_3 - V_{3'}$) принималась постоянной.

Результаты расчета представлены на рис. 5., где видно, что двигатель с системой НВТ имеет более высокие значения η_t , чем двигатель с карбюратором во всем диапазоне нагрузок по нагрузочной характеристике.

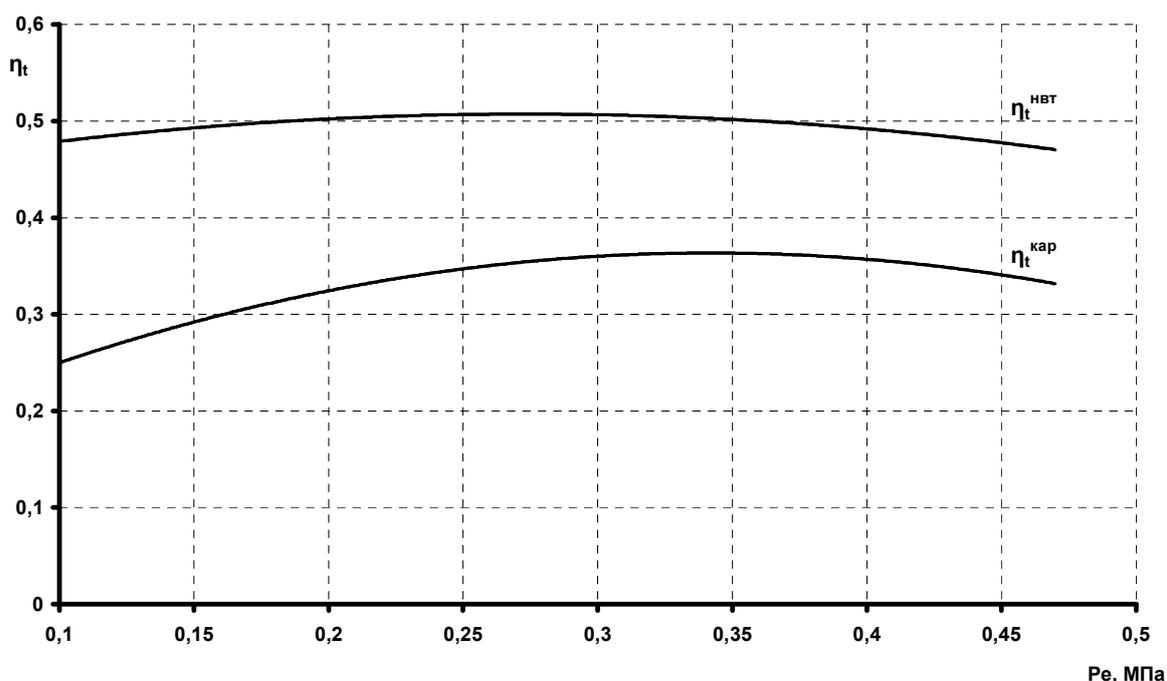


Рис. 5. Термический КПД двигателя с реальным рабочим телом с карбюраторной системой питания и НВТ при частоте вращения коленчатого вала $n=3000 \text{ мин}^{-1}$

Выводы

1. При переходе двигателя с карбюраторной системы питания на систему питания с НВТ индикаторный КПД возрастает в 1,48 раза при нагрузке $P_e=0,29 \text{ МПа}$. Максимальное значение η_i двигателя с НВТ достигает 44,2%.

2. Для определения термического КПД двигателя с ИЗ предложено учитывать реальное рабочее тело (воздух и остатки продуктов сгорания), что позволяет определить резервы повышения индикаторного КПД и экономичность двигателя.

3. Определены значения термического КПД двигателя с карбюраторной системой питания и системой НВТ по нагрузочной характеристике при частоте вращения коленчатого вала $n=3000 \text{ мин}^{-1}$.

4. Термический КПД двигателя с ИЗ и НВТ на минимальных нагрузках ($\eta_t=47,1 \%$ при $P_e=0,1 \text{ МПа}$) в 1,92 раза выше, чем у двигателя с карбюратором ($\eta_t=25 \%$). С повышением нагрузки до $P_e=0,45 \text{ МПа}$ η_t двигателя с НВТ ($\eta_t=47 \%$) выше в 1,42 раза по сравнению с η_t двигателя, работающего на карбюраторе ($\eta_t=34 \%$).

5. Результаты исследования показали, что максимальное значение η_t ДВС с НВТ составляет 51% при $P_e=0,29 \text{ МПа}$, а значения η_i при этой нагрузке составляет 44,2%.

6. Повышение η_i и η_t двигателя с НВТ получено за счет: повышения степени сжатия, исключения потерь топлива при продувке, повышения коэффициента избытка воздуха, снижения коэффициента остаточных газов.

7. Для повышения η_t ДВС с любой системой питания необходимо уменьшать продолжительность процесса сгорания, снижать тепловые потери в процессах сжатия и расширения.

Список литературы:

1. Мелькумов Т.М. Теория быстроходного двигателя с самовоспламенением. – М.: Государственное издательство оборонной промышленности, 1953. – 407 с.
 2. Индикаторная диаграмма, динамика тепловыделения и рабочий цикл быстроходного поршневого двигателя / Б.С. Стечкин, К.И. Генкин, В.С. Золотаревский, И.В. Скородинский. – М.: Издательство академии наук СССР, 1960. – 199 с.
 3. Пат. 60614А України, МКІ F02В 17/00. Двигун внутрішнього згорання / В.А. Корогодський, С.В. Обозний (UA). – №2003010308; Заявл. 14.01.2003; Опубл. 15.10.2003 // Річний показник за 2003 р. до офіційного бюлетеня «Промислова власність». – Ч.І. – Т.І. – Бюл. №10. – 4 с.
 4. Єроценков С.А., Корогодський В.А. Щодо індикаторного ККД двигунів внутрішнього згорання. // Тез. доп. наук.-техн. конф. каф. акад. та спеціалістів залізнич. трансп. за міжнар. участю (17–19 квітня 2007 р.). – Харків: УкрДАЗТ, 2007. – с. 23.
 5. Єроценков С.А., Корогодський В.А., Василенко О.В. Аналіз економічних і екологічних показників двохтактного двигателя ДН-4М с карбюратором и непосредственным впрыском топлива // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – №1. – С. 70–76.
 6. И.В. Антонов Методика экспериментального исследования процессов газообмена в двухтактном двигателе // Двигатели внутреннего сгорания. – 1997. – Вып.56–57. – С. 82–86.
 7. Рабинович О.М. Сборник задач по технической термодинамике. – М.: Машиностроение, 1969. – 374 с.
 8. Корогодський В.А., Василенко О.В. Определение показателей сгорания по индикаторным диаграммам двухтактного двигателя с карбюратором и непосредственным впрыском топлива // Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета: Сб. науч. тр. / ХНАДУ – Харьков: ХНАДУ, 2007. – Вып. 37. – С. 60–67.
 9. Теплотехника / А.Н. Алабовский, С.М. Константинов, И.А. Недужий. – К.: Вища шк. 1986. – 255 с.

УДК 621.43

*А.А. Прохоренко, канд. техн. наук, И.Д. Васильченко, канд. техн. наук,
Д.В. Мешков, инж.*

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ МЕТОДОВ РЕШЕНИЯ ТЕЛЕГРАФНОГО УРАВНЕНИЯ ПРИ МОДЕЛИРОВАНИИ ПРОЦЕССА ВПРЫСКИВАНИЯ ТОПЛИВА АККУМУЛЯТОРНОЙ СИСТЕМОЙ CR

Введение

Аккумуляторные системы высокого давления Common-Rail (CR), наряду с насос-форсунками с электромагнитным управлением, являются наиболее современной дизельной топливной аппаратурой [1].

При этом сложные, зависящие от множества конструктивных факторов и свойств топлива процессы, происходящие в системе CR во время работы, настолько затрудняют проектирование и доводку таких систем, что они становятся невозможными без проведения расчетных исследований с использованием математического моделирования.

Создание математических моделей систем впрыскивания CR особых трудностей не вызывает, так как процессы, происходящие в ней, легко и полно описываются известными уравнениями математической физики. В частности, движение топлива в линии высокого давления (трубопроводе и каналах форсунки) математически описывается системой дифференциальных уравнений движения и неразрывности, которые сводятся к гиперболическому уравнению в частных производных, называемому «телеграфным» [2, 3]:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} - \frac{1}{a^2} \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - \frac{2k}{a^2} \frac{\partial u}{\partial t} = 0. \quad (1)$$

Здесь u – скорость движения топлива, x – координата по длине трубопровода (канала), t – время, a – скорость распространения волны давления в топливе (скорость звука), k – фактор гидравлического сопротивления.

В математических моделях уравнение (1) дополняется дифференциальными уравнениями граничных условий – баланса сил, действующих на под-

вижные части форсунки, объемного баланса топлива в ее полостях.

Решение указанного уравнения с учетом граничных условий (задача Коши) может быть выполнено различными методами, среди которых основными, широко признанными в практике двигателестроения, являются:

- а) метод Даламбера с учетом гидродинамического трения [3];
- б) метод характеристик [2].

Наиболее полно методы решений охарактеризованы в работе [4].

Выбор метода решения уравнения (1) является спорным вопросом у исследователей, работающих в области изучения и проектирования топливной аппаратуры дизеля. Так, например, в работе [5] необоснованно критикуется применение решения телеграфного уравнения методом Даламбера, а самими авторами предлагается использование метода характеристик, хоть и усовершенствованного.

Учитывая изложенное, целью настоящей статьи является сравнение перечисленных выше методов решения телеграфного уравнения путем определения влияния метода на результаты расчета процессов при работе топливной аппаратуры CR.

Математическая модель системы CR

Математическая модель системы CR, которая использовалась для проведения данного исследования, разработана на кафедре ДВС НТУ «ХПИ» и реализована в среде MATLAB/Simulink. Описание модели приведено в [6]. Для проведения анализа путем численного эксперимента модель дополнена

блоком, в котором реализован алгоритм метода характеристик.

Решение методом Даламбера

Решение уравнения (1) в форме Даламбера представляется в виде суммы двух волн давления – прямой F и обратной (отраженной) W . Тогда давление и скорость в любой момент времени в любой точке системы [3]:

$$p = p_0 + F\left(t - \frac{x}{a}\right)e^{-kt_1} - W\left(t + \frac{x}{a}\right)e^{-kt_2},$$

$$u = u_0 + \frac{1}{a\rho}\left[F\left(t - \frac{x}{a}\right)e^{-kt_1} + W\left(t + \frac{x}{a}\right)e^{-kt_2}\right].$$

Здесь p_0 и u_0 – начальные условия (как правило, $p_0 = p_2$ – давление топлива в аккумуляторе, $u_0 = 0$ м/с).

Применительно к расчету системы CR с помощью указанных уравнений, определяются значения скорости потока в сечениях (рис. 1):

$$u_I = \frac{1}{a\rho}\left[F_I(t) + W_I\left(t + \frac{l}{a}\right)e^{-kt_2}\right] \text{ – перед карма-}$$

ном распылителя;

$$u_{II} = \frac{1}{a\rho}\left[F_{II}\left(t - \frac{L}{a}\right)e^{-kt_1} + W_{II}(t)\right] \text{ – перед аккумуля-}$$

лятором;

$$u_{III} = \frac{1}{a\rho}\left[F_{III}(t) + W_{III}\left(t + \frac{l_1}{a}\right)e^{-kt_2}\right] \text{ – перед поло-}$$

стью мультипликатора запираания,

а также значения прямых и обратных волн в месте разветвления канала в форсунке, исходя из:

а) баланса расходов, что при одинаковых диа-

метрах разветвляющихся каналов сводится к сумме линейных скоростей потоков, $u_{II} = u_I + u_{III}$:

$$F_{II}(t) + W_{II}\left(t + \frac{L}{a}\right)e^{-kt_1} = F_I\left(t - \frac{l}{a}\right)e^{-kt_1} + W_I(t) + F_{III}\left(t - \frac{l_1}{a}\right)e^{-kt_1} + W_{III}(t),$$

б) равенства давлений в этом сечении:

$$F_{II}(t) - W_{II}\left(t + \frac{L}{a}\right)e^{-kt_1} = F_I\left(t - \frac{l}{a}\right)e^{-kt_1} - W_I(t) = F_{III}\left(t - \frac{l_1}{a}\right)e^{-kt_1} - W_{III}(t)$$

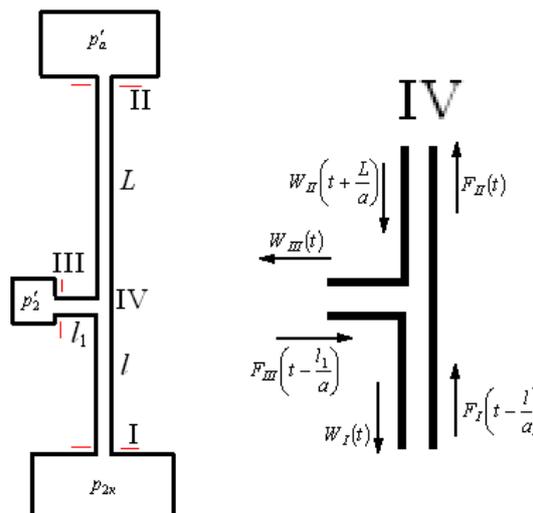


Рис. 1. Расчетная схема решения телеграфного уравнения методом Даламбера

Используя такой метод решения, можно получить хорошую сходимость расчетных и экспериментальных данных [6].

Следует отметить, что некоторое влияние на интегральные результаты расчета оказывает метод численного решения дифференциальных уравнений и шаг их интегрирования. Результаты исследования по влиянию этих факторов приведены в табл. 1 и 2.

Таблица 1. Влияние метода интегрирования на результаты расчета

Метод интегрирования	Рунге-Кутта 4 порядка	Эйлера с полушагом	Эйлера
$p_{c \max}$, МПа	113,8	113,8	113,8
V_c , мм ³ /цикл	168,3	168,3	167,6
Время счета	8 с	6 с	4 с

Таблица 2. Влияние шага интегрирования на результаты расчета

Шаг интегрирования	0,1 мкс	0,5 мкс	1 мкс
$p_{c \max}$, МПа	113,8	113,8	113,8

B_c , мм ³ /цикл	167,7	167,9	168,3
Время счета	72 с	12 с	6 с

Исследование проведено путем решения тестовой задачи моделирования работы системы Common Rail, разработанной в КП «ХКБД» (г. Харьков). Основные конструктивные параметры системы приведены в [4]. Заданное давление в аккумуляторе 143 МПа, продолжительность управляющего импульса на электромагните составляет 2 мс. Некоторые результаты моделирования приведены на рис. 2. (использовано решение телеграфного уравнения методом Даламбера). Расчетная величина цикловой подачи составила 168,2 мм³/цикл.

Как видно из табл. 1 и 2, максимальная погрешность определения цикловой подачи при варьировании шага и метода интегрирования составила 0,7 мм³/цикл (или 0,4 %). Исходя из полученных результатов, в дальнейшем для проведения расчетов принят шаг интегрирования 1 мкс, метод интегрирования – Эйлера с половинным шагом.

Решение методом характеристик

Решение уравнения (1) методом характеристик основано на преобразовании этого уравнения в систему дифференциальных уравнений в полных дифференциалах с их последующим решением численным разностным методом [2]. Исходя из этого, скорость u_s и давление p_s в любой точке системы в любой момент времени определяются уравнением:

$$p_s = \frac{1}{2} [(u_m - u_q) \cdot a \cdot \rho + p_m + p_q];$$

$$u_s = \frac{1}{2 + 4 \cdot k \cdot \Delta t} \left(u_m + u_q + \frac{p_m - p_q}{a \cdot \rho} \right),$$

где p_m , u_m – давление и скорость топлива на предыдущем шаге в предыдущем сечении; p_q , u_q – давление и скорость топлива на предыдущем шаге в следующем сечении.

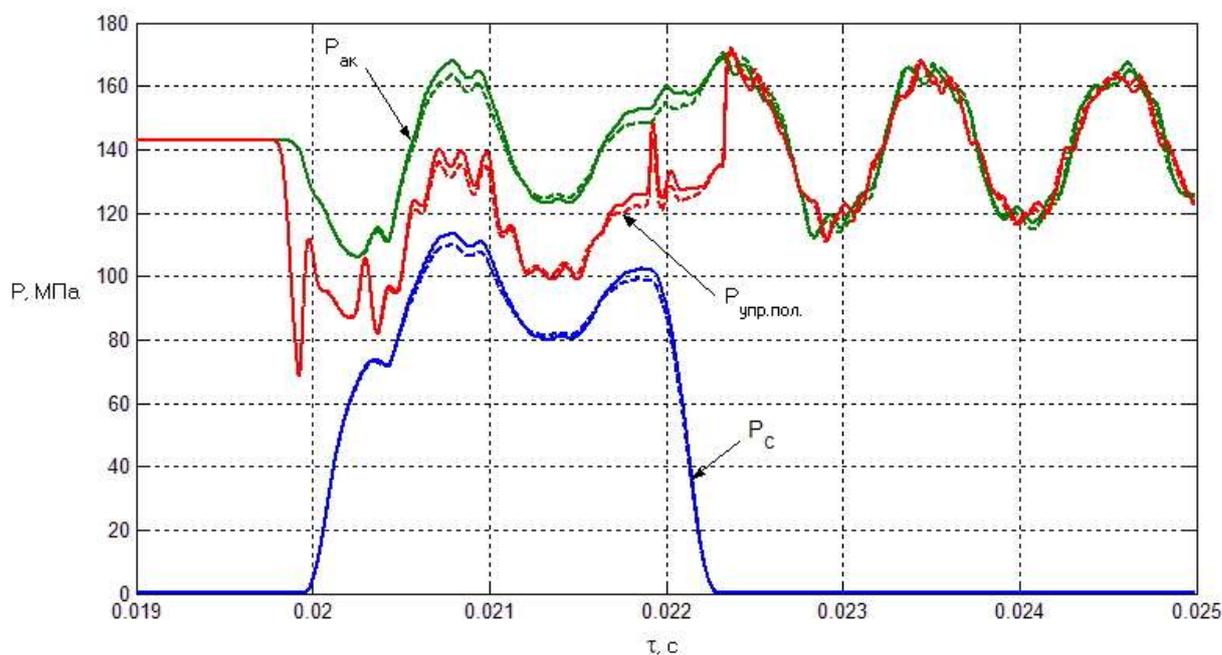


Рис. 2. Результаты моделирования: решение методом Даламбера (—), решение методом характеристик (-----)

Параметры потока в разветвлении каналов в форсунке рассчитывается на основе определенных граничных условий в этом сечении исходя из равенства давлений и равенства суммы скоростей при одинаковых диаметрах каналов (см. рис. 1). Тогда:

$$p_s = p_m - 2 \cdot a \cdot \rho \cdot k \cdot u_{sII} \cdot \Delta t - a \cdot \rho \cdot (u_{sII} - u_{mII});$$

$$u_{sII} = \frac{1}{3 + 8 \cdot k \cdot \Delta t} \left[(2 \cdot u_{mII} + u_{qII} + u_{qIII}) + \frac{2 \cdot p_{mII} - p_{qI} - p_{qIII}}{a \cdot \rho} \right];$$

$$u_{sI} = \frac{1}{1 + 2 \cdot k \cdot \Delta t} \left[u_{qI} + \frac{p_{sII} - p_{qI}}{a \cdot \rho} \right];$$

$$u_{sIII} = \frac{1}{1 + 2 \cdot k \cdot \Delta t} \left[u_{qIII} + \frac{p_s - p_{qIII}}{a \cdot \rho} \right].$$

Некоторые результаты расчета тестовой задачи, условия которой описаны выше с использованием такого решения, приведены на рис. 2. Как видно из рисунка, значительного отличия в результатах моделирования при изменении метода решения основного уравнения не наблюдается. Изменение величины расчетной цикловой подачи – 0,84 % ($B_c = 166,8 \text{ мм}^3/\text{цикл}$).

Сравнительные расчетные исследования

Для более детального изучения влияния метода

решения телеграфного уравнения на результаты моделирования работы системы Common Rail приведены расчетные исследования с изменением следующих параметров:

$p_{ак}$ – давление топлива в аккумуляторе;

$L_{мп}$ – длина трубопровода высокого давления;

ν – кинематическая вязкость топлива;

$d_{мп}$ – внутренний диаметр трубопровода высокого давления.

Давление топлива в аккумуляторе

Влияние на результаты расчета метода решения в зависимости от давления топлива в аккумуляторе $p_{ак}$ приведены в табл. 3 и на рис. 3. Время счета при переходе на решение методом характеристик увеличивается в 5...6 раз. В остальном же, как видно из таблицы и рисунков, разница результатов не превышает 1 % по величине цикловой подачи.

Как видно из рисунка, расчет по методу Даламбера дает более высокие значения давлений впрыскивания по сравнению с методом характеристик. Однако, относительное расхождение по $p_{стак}$ не превышает 1,5 %.

Таблица 3. Влияние метода решения и давления в аккумуляторе $p_{ак}$

$p_{ак}$, МПа	60		100		140	
Метод решения	Даламбер	Характеристик	Даламбер	Характеристик	Даламбер	Характеристик
$p_{стак}$, МПа	43,3	42,2	76,5	74	111,1	107,4
B_c , мм ³ /цикл	92,1	91,6	131,3	130,6	165,3	163,9

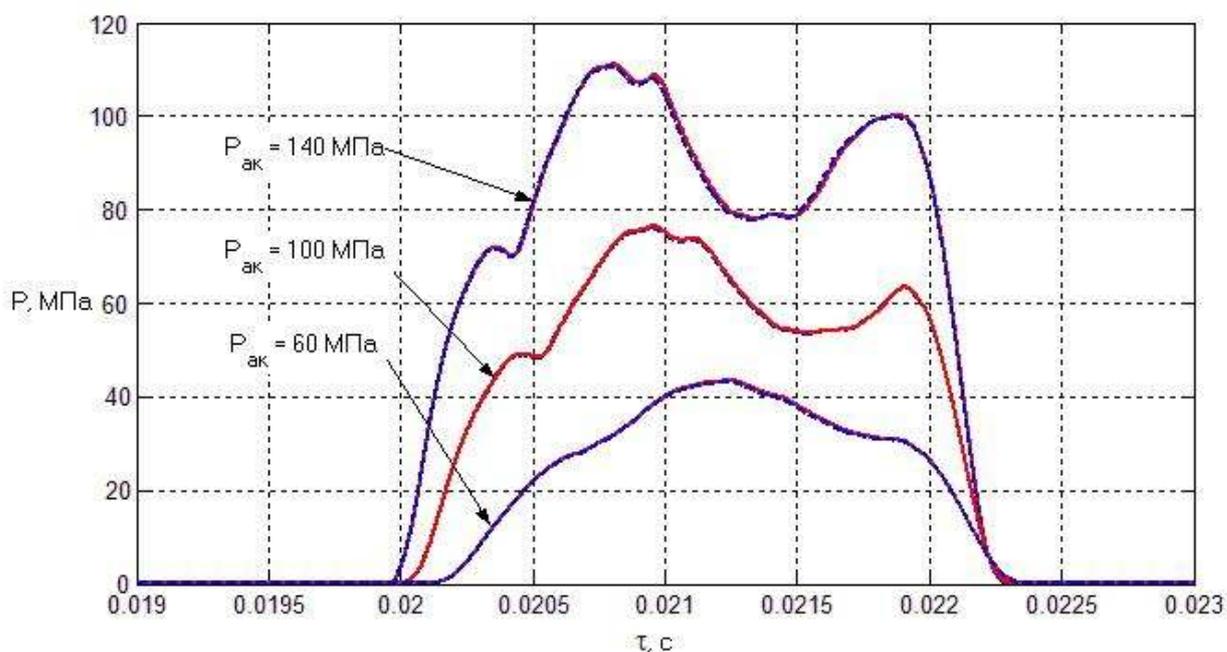


Рис. 3. Влияние метода решения и давления в аккумуляторе $p_{ак}$ на давление впрыскивания: решение методом Даламбера (—), решение методом характеристик (---)

Длина ТВД

Влияние на результаты расчета метода решения в зависимости от $L_{тр}$ приведены в табл. 4 и на

Таблица 4. Влияние метода решения и длины ТВД

$L_{тр}$, м	0,032		0,32		3,2	
	Даламбер	Характеристик	Даламбер	Характеристик	Даламбер	Характеристик
$p_{стmax}$, МПа	102,8	101,7	111,1	107,4	68,9	68,4
V_c , мм ³ /цикл	167,2	166,8	165,3	163,9	143,6	141,5

Вязкость топлива

Величина кинематической вязкости топлива оказывает влияние на значение фактора гидравлического сопротивления k . При расчете по методу Даламбера фактор k принимается постоянным и опре-

делится опосредованно по длине канала высокого давления и времени. Расчет по методу характеристик позволяет определять местное значение k , исходя из рассчитанной в определенном сечении скорости потока.

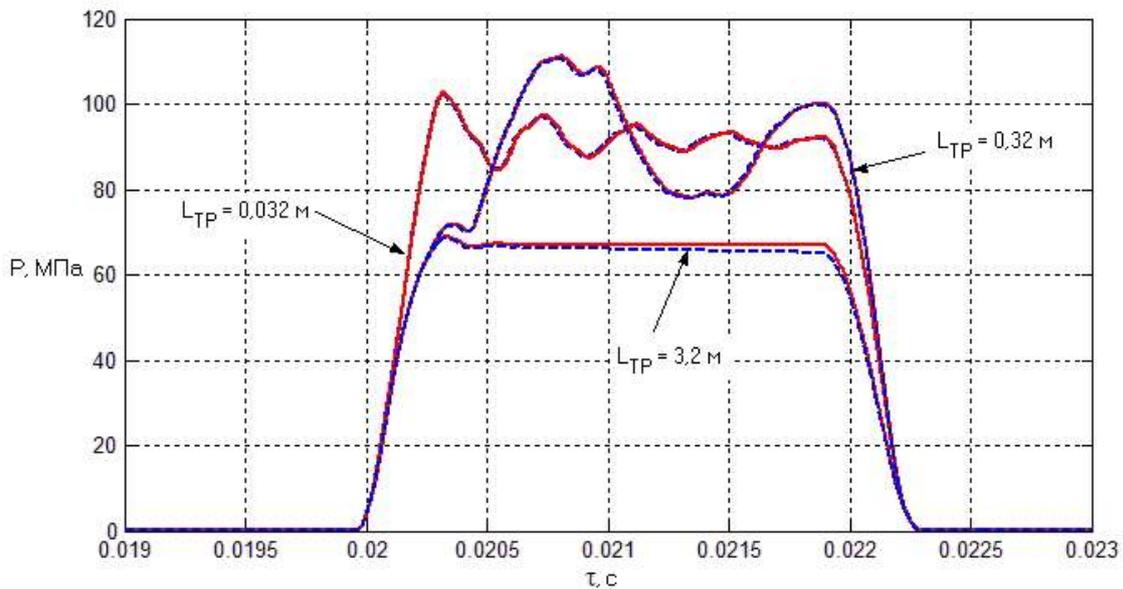


Рис. 4. Влияние метода решения и длины ТВД L на давление впрыскивания: решение методом Даламбера (—), решение методом характеристик (----)

При проведении исследования для выполнения расчета по методу Даламбера значение k_{cp} определялось путем усреднения местных k , полученных методом характеристик.

Значение k_{cp} , определенное через усреднение по длине трубопровода и времени по формулам, приведенным в [2], для топлив с кинематической вязкостью от 3 до $40 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ лежит в пределах $k_{cp} =$

$40 \dots 130 \text{ с}^{-1}$ (при принятом диаметре трубопровода высокого давления (ТВД) $d_{np} = 2 \text{ мм}$). Следует отметить, что местные и средние значения k и k_{cp} , вычисленные по зависимостям, приведенным в [4] в 1,5...2,5 раза меньше.

Влияние на результаты расчета метода решения телеграфного уравнения в зависимости от значения ν приведены в табл. 5 и на рис. 5.

Таблица 5. Влияние метода решения и вязкости топлива

$\nu, \text{ м}^2/\text{с}$	0		$6 \cdot 10^{-6}$		$30 \cdot 10^{-6}$	
$K_{cp}, \text{ с}^{-1}$	0	var	60	var	120	var
Метод решения	Даламбер	Характеристик	Даламбер	Характеристик	Даламбер	Характеристик
$p_{стаж}, \text{ МПа}$	112,1	111,6	111,1	107,4	109,6	105,6
$V_c, \text{ мм}^3/\text{цикл}$	165,7	165,6	165,3	163,9	164,7	163,5

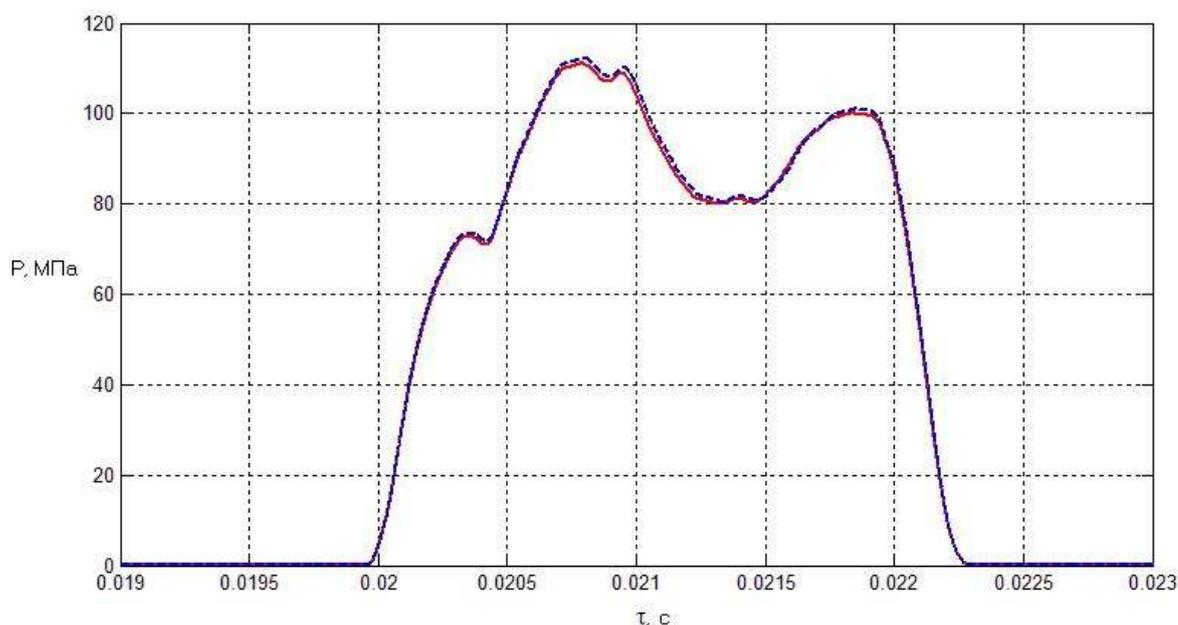


Рис. 5. Влияние метода решения и вязкости топлива ν на давление впрыскивания: решение методом Даламбера (—), решение методом характеристик (-----)

Как видно из рисунка и таблицы, при пренебрежении вязкостью топлива ($\nu=0$, $k_{cp}=0$) результаты расчетов с использованием обоих методов практически совпадают. Наибольшая разница в результатах имеет место при расчете системы с подачей вязкого топлива ($\nu = 30 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$, $k_{cp} = 120 \text{ с}^{-1}$) и составляет величину $1,2 \text{ мм}^3/\text{цикл}$ (0,75 %) по величине цикловой подачи. Учитывая, что вязкость применяемых в автотракторных дизелях топлив находится в пределах $2 \dots 6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ (соответствует $k_{cp} = 40 \dots 75 \text{ с}^{-1}$), можно считать, что результаты решения методом характеристик не имеют существенного отличия от результатов, полученных методом Даламбера.

Диаметр трубопровода высокого давления

Диаметр трубопровода высокого давления (ТВД) также оказывает влияние на значение фактора гидравлического сопротивления k . При проведении

Таблица 6. Влияние метода решения и диаметра ТВД

d_{mp} , м	0,0015		0,002		0,0025	
	180	var	60	var	15	var
Метод решения	Даламбер	Характер.	Даламбер	Характер.	Даламбер	Характер.
p_{cmax} , МПа	111,3	102,5	111,1	107,4	107,2	105,6

исследования определить значения k_{cp} для выпол

нения расчета по методу Даламбера производилось также, как и в предыдущем исследовании. Влияние на результаты расчета метода решения телеграфного уравнения в зависимости от величины d_{mp} приведены в табл. 6 и на рис. 6.

Как видно из приведенных данных, при уменьшении d_{mp} имеет место увеличение расхождения результатов моделирования в зависимости от применяемого метода решения. Так, при расчете системы с $d_{mp} = 1,5 \text{ мм}$ ($k_{cp} = 180 \text{ с}^{-1}$) расхождение в определении цикловой подачи составляет величину $3,7 \text{ мм}^3/\text{цикл}$ или 2,4 % (расхождение в определении p_{cmax} 8,8 МПа или 8,6 %). При увеличении исследуемого параметра рассогласованность резко убывает (при $d_{mp} = 2 \text{ мм}$ – до 3,5 % по p_{cmax} , а при $d_{mp} = 2,5 \text{ мм}$ – до 1,5 %).

B_c , мм ³ /цикл	160,9	157,2	165,3	163,9	166,9	166,4
----------------------------------	-------	-------	-------	-------	-------	-------

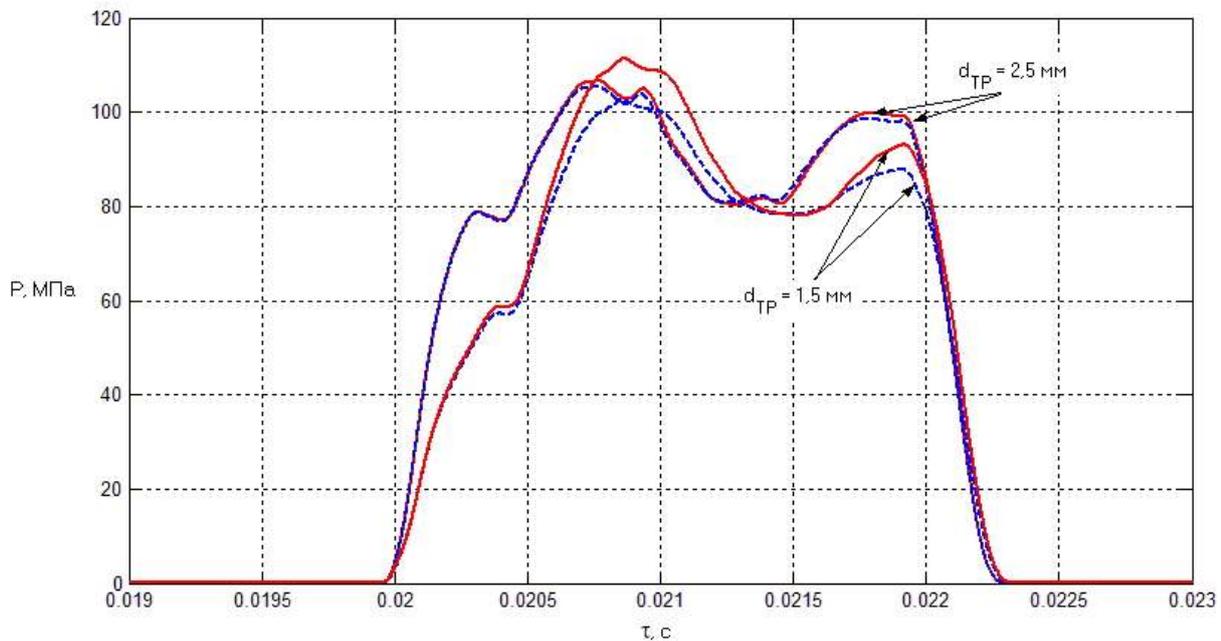


Рис. 6. Влияние метода решения и диаметра ТВД $d_{\text{твд}}$ на давление впрыскивания: решение методом Даламбера (—), решение методом характеристик (----)

Учитывая, что ТВД, которые применяются в системах CR, имеют (или, по крайней мере, должны иметь) внутренний диаметр более 2 мм – также можно считать, что изменение метода решения не проявляет существенных отличий в результатах расчета.

Выводы

По результатам выполненной работы можно сделать следующие выводы:

1. Рациональным методом интегрирования дифференциальных уравнений граничных условий при моделировании системы Common Rail является метод Эйлера с половинным шагом и основным шагом интегрирования равным 1 мкс.

2. Наиболее значительное расхождение в результатах расчета при использовании при решении телеграфного уравнения, описывающего движение топлива, метода Даламбера и метода характеристик имеет место при моделировании систем CR с ТВД, имеющими малый внутренний диаметр (< 2 мм) и

использующих вязкое топливо.

3. Поскольку в автотракторных дизелях применяется маловязкое топливо, а системы высокого давления, как правило, имеют короткие трубопроводы относительно большого внутреннего диаметра, метод решения не оказывает значительного влияния на результаты моделирования процессов в системе CR.

4. Применение метода характеристик значительно (до 5 раз) увеличивает время расчета на ЭВМ.

Список литературы:

1. Robert Bosch GmbH, *Dieselmotor-Management*, 3. vollständige überarbeitete und erweiterte Auflage, 2002. – S. 443.
2. Фомин Ю.Я. Гидродинамический метод расчета топливных систем дизелей с использованием ЭЦВМ – М.: Машиностроение, 1973. – 144 с.
3. Кузнецов Т.Ф., Колесник И.К., Василенко Г.Л. Тория и метод расчета на ЭВМ процесса впрыска вязкого сжимаемого топлива в цилиндр дизеля // Сб. «Двигатели внутреннего сгорания». – Харьков: изд-во ХГУ, 1968. – Вып. 7. – С.105-117.
4. Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. Топливная аппаратура и системы управления дизелей: Учебник для вузов. – М.: Легион-Автодата, 2004. – 344 с.
5. Врублевский А.Н., Григорьев А.Л., Грицюк А.В., Денисов А.В.,

Щербаков Г.А. Особенности математического моделирования гидромеханических процессов электрогидравлической форсунки // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2007. – №1. – С.44-52. 6. Марченко А.П., Прохоренко А.А.,

Мешков Д.В. Математическое моделирование процессов в электрогидравлической форсунке системы Common Rail в среде MATLAB/Simulink // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2006. – №1. – С.98-101.

УДК 621.43

В.А. Звонов, д-р техн. наук, М.П. Гиринович, канд. техн. наук

ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ ОБРАЗОВАНИЯ ОКСИДОВ АЗОТА В УСЛОВИЯХ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ ДИЗЕЛЯ

Наибольший экологический ущерб от выбросов вредных веществ, образующихся в камере сгорания дизеля, приходится на оксиды азота (NO_x), основную массу которых составляет монооксид азота (NO). В зависимости от процессов, приводящих к образованию NO, выделяют следующие механизмы:

- «термический»;
- «быстрый»;
- « N_2O »;
- «топливный».

Образование NO по «термическому» механизму происходит в зоне продуктов сгорания при высокой температуре в результате окисления атмосферного азота свободным кислородом.

«Быстрые» NO образуются непосредственно в зоне горения углеводородных топлив в результате связывания молекул азота углеводородными радикалами.

Формирование NO по механизму « N_2O » происходит через предварительное образование закиси азота (N_2O).

«Топливные» NO образуются в процессе горения в результате частичного окисления азотсодержащих соединений топлива. В дизельном топливе этих компонентов крайне мало (не более 0,007–0,01 %), и они не оказывают существенного влияния на процесс образования NO [1]. В расчетной части работы данный механизм не рассматривался, поскольку

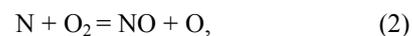
его значимостью можно пренебречь.

В условиях, характерных для образования оксидов азота в камере сгорания современного дизеля ($\alpha \sim 1$, $T = 2400\text{--}2800$ К, $\phi = 2\text{--}4$ мс [$\phi \approx 10\text{--}25$ °ПКВ при $n = 1000$ мин⁻¹]), основная масса NO формируется по «термическому» механизму Зельдовича [2]. Поэтому при разработке рабочих процессов перспективных дизелей стремятся уменьшить максимальную температуру в зоне продуктов сгорания. Это может привести к увеличению вклада других механизмов образования NO, поскольку воздействие температуры на них может быть не столь значимым.

Для оценки вклада «быстрого» и « N_2O » механизмов образования NO в условиях камеры сгорания перспективного двигателя необходимо проведение детального анализа.

Образование NO по «термическому» механизму

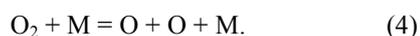
Образование оксидов азота по «термическому» механизму происходит за фронтом пламени в зоне продуктов сгорания по цепному механизму Зельдовича [2]:



Иногда добавляют еще одну реакцию:



Определяющей является реакция 1, скорость которой зависит от концентрации атомарного кислорода. Для ее осуществления необходимы значительные энергетические затраты ($E = 314$ кДж/моль). Помимо этого необходима энергия для образования атомарного кислорода ($E = 494/2$ кДж/моль):

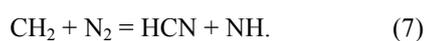
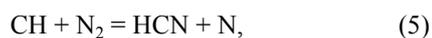


Высокий энергетический уровень этих реакций и объясняет сильную зависимость «термического» механизма образования NO от температуры.

При проведении расчетов образования NO в камере сгорания ДВС по «термическому» механизму концентрации атомарного азота и кислорода определяются исходя из условий равновесия основных компонентов продуктов сгорания, так как скорость окисления N_2 по данному механизму значительно меньше скорости сгорания углеводородного топлива [2].

«Быстрый» механизм образования NO

Впервые гипотезу об активном участии углеводородных радикалов в процессе образования NO высказал Фенимор [3]. Им была предложена схема связывания молекулы азота радикалами CH и CH_2 :



Энергетические затраты, необходимые для осуществления реакций 5–7 малы, поэтому взаимодействие по ним может осуществляться даже при низкой температуре.

Далее образовавшиеся азотные соединения быстро окисляются до NO: N, взаимодействуя с OH по реакции 3, образует оксид азота, а HCN превращается в NO через промежуточное образование азотсодержащих соединений (CN, NCO, NH) [4].

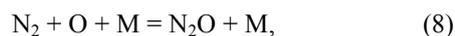
Образование NO по «быстрому» механизму происходит значительно быстрее, чем по «термическому», поэтому при рассмотрении процесса окисления N_2 по данному механизму нельзя пренебрегать

влиянием сверхравновесных концентраций продуктов сгорания. Для проведения расчетов необходимо использование кинетической схемы, описывающей процессы сгорания углеводородного топлива и формирования NO по «быстрому» механизму.

Образование NO по механизму « N_2O »

Быстрое образование NO не всегда обусловлено взаимодействием N_2 с углеводородными радикалами. Увеличение скорости формирования NO было обнаружено в бедных и умеренно богатых водородовоздушных пламенах ($\phi = 0,9 + 1,4$) при $T \approx 2000$ К [5].

Для описания этого процесса был предложен механизм « N_2O », который заключается в первоначальном образовании закиси азота (N_2O) [5]:



который далее окисляется до NO:



Методика проведения расчетов

Описание кинетики горения дизельного топлива представляет существенные затруднения. Поэтому при построении детального кинетического механизма (ДКМ) сгорания используется общепринятый подход, применяемый при описании развитого горения сложных углеводородов. Он заключается в двухфазном представлении процесса сгорания:

1) Первая фаза – происходит очень быстрый распад молекулы сложного углеводорода на радикалы и молекулы, число атомов углерода в которых не превышает двух–трех;

2) Вторая фаза – основной процесс сгорания, который описывается на основе наиболее полно и достоверно изученного ДКМ сгорания простейшего углеводорода – метана (CH_4).

Исходя из этого, для проведения предварительных исследований образования оксидов азота был использован ДКМ сгорания метана (CH_4). Кинетическая схема образования NO при сгорании метана, построенная на основе кинетической схемы проф. Басевича В.Я., была взята из работ отечественных ученых Бочкова М.В. и Ловачева Л.А [6]. Она состоит из 196 реакций и определяет концентрации 33 компонентов (CH_4 , C_2H , C_2H_2 , C_2H_3 , $\text{C}_2\text{H}_3\text{O}_2$, C_2H_4 , C_2H_5 , C_2H_6 , CH , CH_2 , CH_3 , CH_3O , CH_2O , CHO , CO , CO_2 , H , Na , H_2O , H_2O_2 , HO_2 , O , O_2 , OH , N_2 , N , NO , NO_2 , N_2O , HNO , NH , HCN , CN) на каждом временном шаге.

Вычисление количества оксидов азота, образовавшихся по «быстрому» и « N_2O » механизмам, определялось по результатам реакций распада атмосферного азота N_2 по соответствующим направлениям, так как разделить полностью всю цепочку химических реакций отдельных механизмов достаточно сложно в силу их взаимодействия. Такой подход оправдывается тем, что разложение молекулы N_2 является наиболее сложным процессом, и он является ключевым для всех механизмов. Вклад механизмов образования оксидов азота определялся как соотношение количества N_2 , распавшегося по реакциям, включенным в данный механизм, к общему количеству разложившегося N_2 .

Для сопоставления результатов расчетов образования NO, выполненных по ДКМ, также проводились расчеты по двухзонной модели проф. Звонова В.А. [3], в основу которой положена теория «термического» механизма Зельдовича. Равновесные концентрации O и N определялись исходя из условия равновесия 18 компонентов продуктов сгорания: CH_4 , C, CO, CO_2 , H, H_2 , H_2O , O, O_2 , O_3 , OH, N_2 , N, NO, NO_2 , NH_3 , HNO_3 , HCN.

Для проведения анализа значимости механизмов образования оксидов азота в камере сгорания перспективного дизеля, диапазон параметров α и T,

характерных для условий формирования NO в цилиндре современного дизеля ($\beta \sim 1$, $T = 2400\text{--}2800$ K) был расширен до значений $\beta = 0,8\text{--}1,6$ и $T = 1800\text{--}2800$ K, который характеризует условия в цилиндре дизеля при различной организации процесса сгорания. Из-за слабого влияния давления на процесс образования NO данный фактор был исключен из анализа. Все расчеты проводились при постоянном $P = 10$ МПа. Расчетный интервал времени $\tau = 4$ мс ($\varphi \approx 24$ °ПКВ при $n = 1000$ мин⁻¹) – типичное время образования оксидов азота в транспортных дизелях.

Для удобства анализа воздействия α и T на процесс образования NO эти параметры принимались постоянными во времени для каждого расчета.

Результаты расчетов

Пример результатов расчетов, полученных при использовании ДКМ и модели Звонова, в которой NO рассчитывается исходя из предположения о равновесном составе продуктов сгорания, представлен на рис.1 ($\beta = 1$, $T = 2600$ K).

Видно, что по мере приближения к равновесию, концентрации NO, полученные двумя методами, сходятся. Было получено также совпадение концентраций остальных компонентов продуктов сгорания (O, OH, H и т.д.), равновесие которых достигается раньше, что еще раз подтверждает правильность построения ДКМ и достоверность полученных результатов.

Существенное расхождение наблюдается на участке времени $\varphi < 3 \cdot 10^{-4}$ с ($n = 2$ °ПКВ при $n = 1000$ мин⁻¹), что объясняется образованием NO по «быстрому» механизму, включенному в ДКМ.

Также на рис.1 видно, что формирование NO по «быстрому» механизму происходит на очень коротком временном интервале $\varphi < 10^{-5}$ с. При уменьшении β и T продолжительность этого процесса несколько увеличивается.

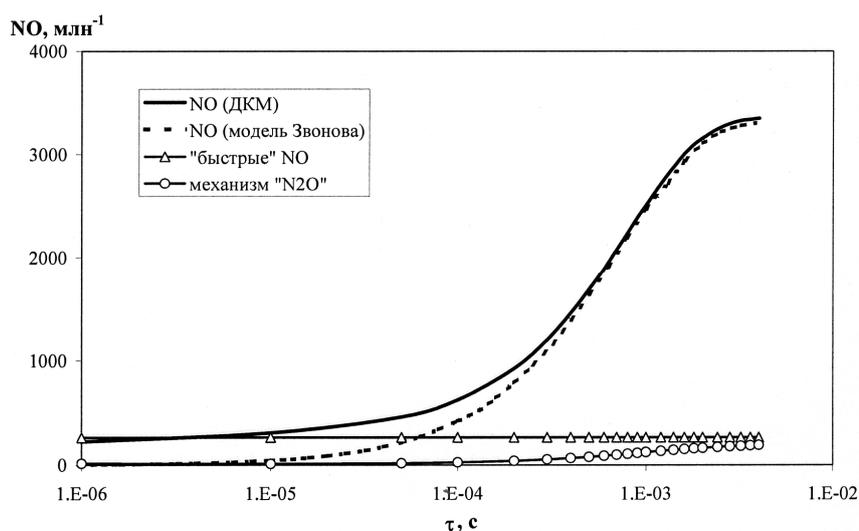


Рис.1. Результаты расчетов образования NO, полученные с использованием ДКМ (неравновесные концентрации продуктов сгорания) и модели Звонова (равновесные концентрации продуктов сгорания)

Формирование NO по механизму «N₂O» в рассматриваемых условиях совпадает по времени с образованием NO по «термическому» механизму. Однако снижение температуры гораздо слабее влияет на скорость реакций механизма «N₂O», чем «термического», поэтому при уменьшении T его роль будет увеличиваться.

Результаты расчетов вкладов «быстрого» и «N₂O» механизмов образования NO на момент времени $\phi = 4$ мс представлены на рис. 2 и 3.

Значимость «быстрого» механизма увеличивается при уменьшении β и T. При $\beta \sim 1$ и T < 2200 К его роль становится определяющей. Наиболее характерным условием образования «быстрых» NO является низкое значение $\beta = 0,8$ при T = 2300–2600 К. При этих условиях формирование основной массы NO происходит по «быстрому» механизму, причем из-за высокой скорости этого процесса достигаются сверхравновесные значения NO, которые далее более медленно снижаются до равновесных при восстановлении NO по «термическому» механизму

При низких температурах и бедных смесях существенный вклад может вносить механизм «N₂O», до 40 % при $\beta = 1,6$ и T = 1800 К (см. рис. 3).

По результатам проведенного анализа можно сделать следующие выводы:

1) Важную роль «быстрый» механизм образования NO играет при низких значениях $\beta < 0,9$, а также T < 2400 К. Формирование NO по нему происходит главным образом за достаточно короткое время $\phi < 5 \cdot 10^{-5}$ с ($\phi \approx 0,3$ °ПКВ при $n = 1000$ об/мин);

2) Вклад механизма «N₂O» становится существенным при бедных смесях и низких температурах (до 40 % при $\beta = 1,6$ и T = 1800 К). Характерное время формирования NO по данному механизму сопоставимо со временем образования NO по «термическому» механизму при высоких температурах, т.е. $\phi \approx 4$ мс. При уменьшении T оно несколько увеличивается;

3) Для оценки вклада «быстрого» и «N₂O» механизмов образования NO при условиях, которые имеют место в продуктах сгорания топлива в цилиндре перспективного дизеля (при работе на альтернативных топливах, при использовании высокого уровня рециркуляции отработавших газов, при гомогенизации топливовоздушной смеси) предусмотрено проведение дополнительных расчетов на основе

ДКМ для различных режимов работы двигателя.

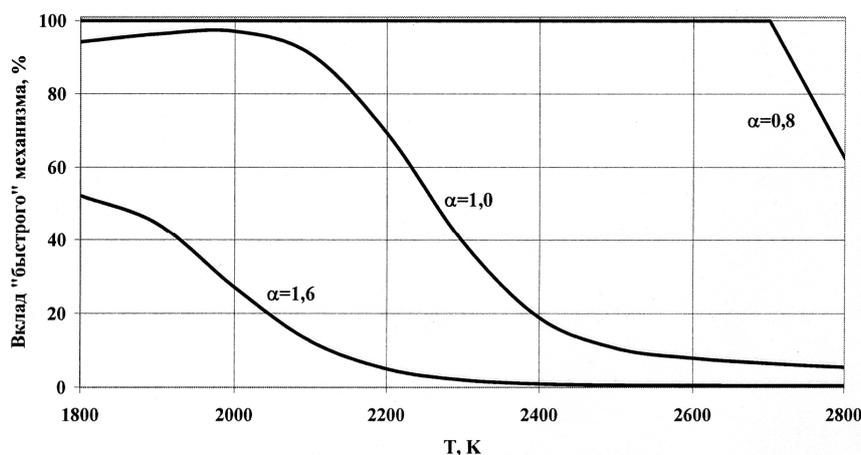


Рис. 2. Вклад «быстрого» механизма ($\phi = 4$ мс)

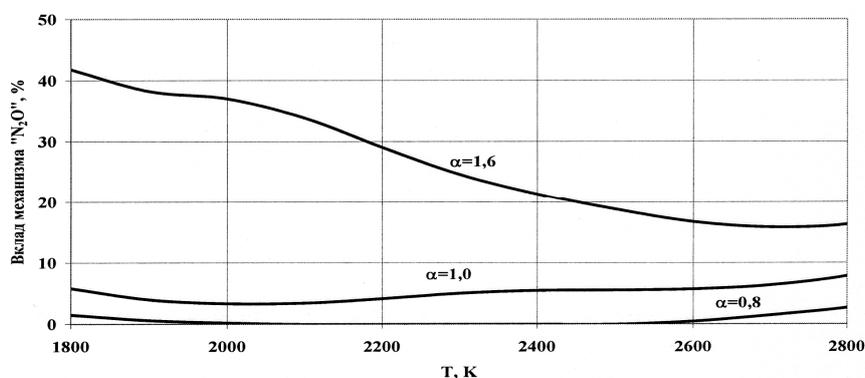


Рис. 3. Вклад механизма « N_2O » ($\phi = 4$)

Список литературы:

1. Звонов В.А., Заиграев Л.С. и др. Экология автомобильных двигателей внутреннего сгорания: Учебное пособие / Под ред. Звонова В.А. - Луганск: Изд-во ВНУ им. О.Даля, 2003. - 275 с.
2. Звонов В.А. Токсичность двигателей внутреннего сгорания. Изд. 2-е перераб. - М.: Машиностроение, 1981. - 160 с.
3. Fenimore C.P. Formation of nitric oxide in premixed hydrocarbon flames. P. I. // In: 13-th symposium of combustion. - The Combustion Institute, 1971.-P.373-380.
4. Miller J.A.

УДК 621.432.018.2

5. Bowman C.T. Mechanism and modeling of nitride. Chemistry in Combustion. Prog. Energy Combustion Science, 1989, v. 15, p. 287-338.
6. Homer J.B., Sutton M.M. Nitric oxide formation and radical overshoot in premixed hydrogen flames. - Combustion and Flames - 1973 - v. 20, № 1 - p. 71-75.
7. Бочков М.В., Ловачев Л.А., Хвусевич С.Н. Образование оксида азота (NO) при распространении ламинарного пламени по гомогенной метанвоздушной смеси. // ФГВ - т. 34 - 1998 - № 1.

И.В. Парсаданов, д-р техн. наук, С.Ю. Белик, асп.

МНОГОФАКТОРНЫЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ В БЫСТРОХОДНОМ ДИЗЕЛЕ С ГАЗОТУРБИНЫМ НАДДУВОМ

Введение

Основная доля механических потерь ($P_{мп}$) связана с преодолением сил трения, возникающих в подвижных сопряжениях и рабочих органах двигателя. В процессе эксплуатации силы трения обуславливают износ сопрягаемых деталей, что является главной причиной выхода из строя двигателя. Поэтому, зная уровень механических потерь в двигателе, можно прогнозировать его техническое состояние на любой стадии жизненного цикла, начиная с первичной обкатки. Второй важнейшей причиной, приводящей к необходимости оценки механических потерь в двигателе, является их влияние на показатели топливной экономичности. На преодоление механических потерь расходуется до 20% потребляемого двигателем топлива. Поэтому влияние механических потерь необходимо учитывать, как при эксплуатации, так и при проведении научных исследований, направленных на снижение удельного эффективного расхода топлива. Особенно это актуально для транспортных двигателей с газотурбинным наддувом, работающих в широком диапазоне частот вращения коленчатого вала и нагрузок.

Применение методов математического моделирования к решению задач определения механических потерь в двигателе до настоящего времени не подтвердил свою эффективность из-за множества влияющих и изменяющихся факторов, разнообразия причин, вызывающих эти изменения.

Указанные причины вызывают необходимость экспериментальной оценки закономерностей изменения ($P_{мп}$), однако сложность таких исследований и отсутствие единой методики эксперимента приводят к несопоставимым или противоречивым результатам.

В тоже время опыт показывает, что абсолютные значения механических потерь, определенные по единой методике для двигателей одного конструктивного выполнения, могут отличаться, более чем на 5 %.

Механические потери двигателей одного назначения, отличающихся схемой, конструкцией деталей, диаметром цилиндра и ходом поршня, числом цилиндров и поршневых колец, вспомогательными агрегатами, определенные по единой методике, отличаются по абсолютной величине до 25 %, однако имеют общий характер изменения от влияющих факторов, например, от частоты вращения коленчатого вала.

В связи с этим, ставится задача обосновать метод определения механических потерь, на основе экспериментальных данных предложить модель и дать анализ механических потерь в современном двигателе с газотурбинным наддувом при относительном изменении влияющих факторов.

Постановка проблемы

Механические потери в дизеле состоят из двух групп: потери на трение ($P_{тр.}$), к которым относят потери в цилиндропоршневой группе, кривошипно-шатунном механизме, механизме газораспределения, потери на привод вспомогательных агрегатов систем двигателя и насосные потери ($P_{н.п.}$), связанные с газообменом.

К $P_{мп}$ также относят газодинамические потери на перетекание заряда между полостями камеры сгорания.

Потери на трение зависят, в первую очередь, от частоты вращения коленчатого вала двигателя (n) и температуры смазочного масла (t_m), температуры охлаждающей жидкости ($t_{ож}$). Кроме того, на $P_{тр}$

влияет среднее давление газов в цилиндре (P_{cp}), являющееся функцией степени сжатия (ϵ), параметров наддува (P_s, T_s) и противодействия газов на выпуске (P_T).

Насосные потери в дизеле с газотурбинным наддувом обусловлены разницей в величинах работ воздуха за ход наполнения и газов за ход выталкивания. Они связаны с P_s, P_T и газодинамическими потерями в клапанах $\Delta P_{кл.}$ $\Delta P_{кл.}$ – потери во впускных и выпускных клапанах, которые можно рассматривать как местные газодинамические сопротивления пропорциональные объемному расходу воздуха и газа на входе и выходе двигателя. Таким образом,

$$P_{н.п.} = f(P_s, P_T, \Delta P_{кл.}).$$

Значения P_s, P_T зависят от режима работы и могут быть определены в результате испытаний дизеля. Газодинамические потери в клапанах, зависят главным образом от частоты вращения коленчатого вала двигателя (n), кроме того, на $\Delta P_{кл.}$ могут влиять степень сжатия (ϵ) и тепловая напряженность цикла, которую предложено характеризовать [3] отношением цикловой подачи топлива ($q_{ц}$) к плотности воздуха на впуске (γ).

Сложившееся при исследовании безнаддувных дизелей представление, что механические потери зависят лишь от частоты вращения коленчатого вала двигателя $P_{м.п.} = a + b \cdot n$, где n – частота вращения коленчатого вала двигателя; a, b – постоянные коэффициенты для определенного типа двигателя, и не зависят от других факторов, оказывается неприемлемым для дизелей с газотурбинным наддувом.

$P_{мп}$ по аналогии с P_i характеризует удельную работу механических потерь при осуществлении одного цикла.

$$P_{мп} = P_i - P_e. \quad (1)$$

Значение P_e входящее в формулы (1) достаточно легко и с достаточной точностью можно определить в ходе испытаний двигателя. Определению P_i

препятствуют чисто технические трудности, связанные с необходимостью индцирования каждого цилиндра двигателя из-за неравномерности их работы, а также оценки погрешности при определении среднего индикаторного давления.

Нахождение зависимостей $P_{мп}$ от влияющих факторов в широком диапазоне их варьирования для быстроходного дизеля с газотурбинным наддувом является сложной задачей, которую с наибольшей достоверностью и наименьшими материальными и временными затратами на исследования можно решить при проведении экспериментов на одноцилиндровом дизеле.

При одинаковой конструкции цилиндропоршневой группы, кривошипно-шатунного механизма и механизма газораспределения $P_{м.п.}$ одноцилиндрового дизеля будут отличаться от соответствующих потерь в многоцилиндровом двигателе только разницей потерь на привод вспомогательных агрегатов и систем. И если эта разница невелика, то относительное изменение механических потерь от режимных факторов будет носить обобщенный характер, в том числе, возможно, и для других дизелей, имеющих аналогичные конструкции цилиндропоршневой группы, кривошипно-шатунного механизма и механизма газораспределения.

Цель проведенного исследования: получить исходные данные закономерности изменения механических потерь и на их основании предложить метод моделирования относительного изменения механических потерь от влияющих факторов в быстроходном дизеле с газотурбинным наддувом. В качестве влияющих факторов рассматривались: скорость поршня (C_n), температура смазочного масла и охлаждающей жидкости, давление и температура воздуха на впуске, противодействие на выпуске, степень сжатия, отношением цикловой подачи топлива к плотности воздуха на впуске ($q_{ц}/\gamma$).

Методика проведения исследований

Т.к. $P_{м.п.} = P_{тр.} + P_{н.п.}$, то для нахождения исходных зависимостей $P_{м.п.} = f(C_{п.}, t_{м.}, t_{ож.}, P_{с.}, P_{т.}, T_{с.}, \varepsilon, \Delta P_{кл.})$, в начале были определены потери на трение, а затем насосные потери.

Потери на трение определялись прокручиванием двигателя от постороннего источника энергии. Данный метод технически прост, но требует строгого контроля температурного режима двигателя. Методика повышения эффективности исследования потерь на трение при прокручивании двигателя приведена в работе [1].

$P_{н.п.}$ определялись по опытным диаграммам насосных ходов. Полученные на одноцилиндровом дизеле данные соответствовали реальным условиям работы с приемлемой погрешностью измерений.

Эксперименты проведены на опытном одноцилиндровом дизеле, основные конструктивные элементы и регулировки которого, влияющие на механические потери и протекание рабочего процесса, соответствуют дизелю 6ЧН 13/11,5.

При проведении эксперимента были выбраны следующие пределы варьирования каждого из влияющих факторов: $t_{м.} - 40 \dots 100$ °С; $t_{ож.} - 50 \dots 100$ °С; $\varepsilon - 13,5 \dots 15,5$; $C_{п.} - 4,6 \dots 8,82$ м/с; $P_{с.}, P_{т.} - 0,1 - 0,24$ МПа; $t_{с.} - 20 \dots 65$ °С, $q_{ц}/\gamma - 0,95 \dots 7,5 \cdot 10^{-5}$ кг_{топл}/(кг/м³)_{возд} [2, 3].

Для получения и обобщения зависимостей $P_{м.п.}$ от исследуемых параметров и проведения анализа применен многофакторный метод узловых точек [4].

Достоинством данного метода является возможность визуальной оценки изменения параметров многофакторных процессов в относительном виде, что создает оптимальные условия сочетания неформальных и формальных методов исследования. В соответствии с методом узловых точек многомерная функция $y = f(x_1, x_2, \dots, x_n)$ может быть рассмотрена как функция, состоящая из n ветвей одномерных функций $f(x_1), f(x_2), \dots, f(x_n)$. Разветвление этих функ-

ций происходит в точке (узловой), где численное значение зависимой переменной ($y=y_0$) есть общее для всех ветвей. Характерной особенностью этой точки является то, что она позволяет “связать” одномерные (однофакторные) функции в многофакторную модель.

Многомерная поверхность в соответствии с методом узловых точек может быть представлена в виде

$$\bar{P}_{м.п.} = \prod_{i=1}^n \varphi_i(x_i), \quad (2)$$

где $\bar{P}_{м.п.}$ – относительное изменение механических потерь. Для того чтобы перейти от относительной величины $\bar{P}_{м.п.}$ к общепринятой величине механических потерь, достаточно правую часть выражения (2) умножить на численное значение параметра в узловой точке, т. е.

$$\bar{P}_{м.п.} = P_{м.п.о} \prod_{i=1}^n \varphi_i(x_i). \quad (3)$$

Результаты исследований

На рис. 1 приведены зависимости относительных потерь на трение, и относительных потерь в клапанах полученные в результате обобщения данных исследований, проведенных на одноцилиндровом двигателе.

В результате проведенных исследований и обработки экспериментальных данных, для дизелей 6ЧН 13/11,5, была получена аналитическая многофакторная модель относительных механических потерь дизеля при различных уровнях влияющих факторов:

$$P_{м.п.} = \left[0,229 \cdot \frac{1}{(0,505 + 5,5 \cdot 0,001 \cdot t_{м.})} \times \frac{1}{(0,82 + 2 \cdot 0,001 \cdot t_{ож.})} \times \right. \\ \left. \times (1,16 \cdot \varepsilon + 83,18) \cdot 10^2 \times \frac{1}{(2,14 - 0,1416 \cdot C_{п.})} \times (0,64 + 2 \cdot P_{с.}) \right] + \\ + [P_{т.} - P_{с.}] + \\ + \left(0,0707 \cdot (0,1519 \cdot C_{п.} - 0,212) \times (0,0615 \cdot \varepsilon + 0,1079) \times \right. \\ \left. \times (0,0381 \cdot q_{ц} / \gamma + 0,8077) \right)$$

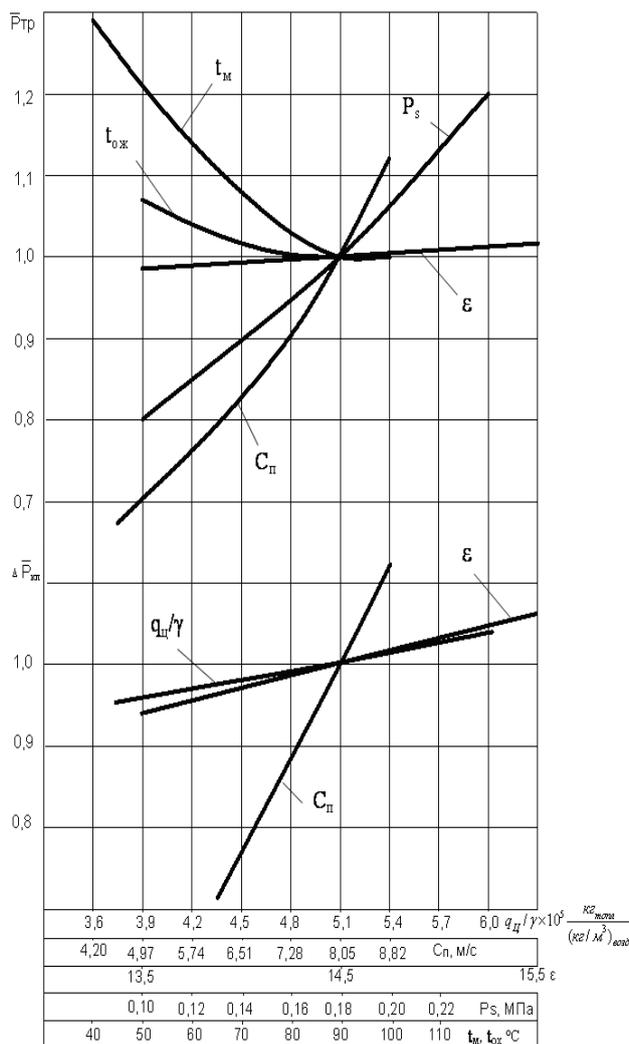


Рис. 1. Относительное изменение $\bar{P}_{тр}$ и $\Delta \bar{P}_{кл}$ при различных уровнях исследуемых факторов

Характерной особенностью данной модели и ее графического отображения (рис. 1) является то, что в узловой точке при $t_m=90^\circ C$, $t_{ож}=90^\circ C$, $P_s=0,18$ МПа, $P_T=0,18$ МПа, $\epsilon=14,5$, $C_{\pi}=8,05$ м/с, $q_{\pi}/\gamma=5,1 \cdot 10^5$ $\frac{кг_{топл}/(кг/м^3)_{возд}}$ значения $\bar{P}_{тр}$ и $\Delta \bar{P}_{кл} = 1$.

Для данного двигателя значение $P_{м.п.}$ в узловой точке составило 0,2867 МПа.

Для примера, определим значение механических потерь для режима работы двигателя, со следующими параметрами: $t_m=90^\circ C$, $t_{ож}=90^\circ C$, $P_s=0,1$

МПа, $P_T=0,1$ МПа, $\epsilon=14,5$, $C_{\pi}=7,283$ м/с, $q_{\pi}/\gamma=7,09 \cdot 10^5$ $\frac{кг_{топл}/(кг/м^3)_{возд}}$, тогда значение $P_{м.п.} = 0,2245$ МПа.

Выводы

В результате проведенных расчетно-экспериментальных исследований для дизелей 6ЧН 13/11,5:

1) предложена аналитическая многофакторная модель относительного изменения механических потерь в двигателе, которая дает возможность с большей точностью определять значения индикаторных и эффективных показателей по параметрам, определенным в результате испытаний;

2) полученная многофакторная модель, позволяет проводить сравнительный анализ механических потерь для различных модификаций двигателей этого класса, находить значения $P_{м.п.}$ при различных сочетаниях режимных и конструктивных параметров (C_{π} , t_m , $t_{ож}$, P_s , P_T , T_s , ϵ , $\Delta P_{кл}$), уточнять значения механических потерь на любых режимах работы ДВС.

Список литературы:

1. Парсаданов И. В., Белик С.Ю. "Особенности определения потерь на трение в быстроходном дизеле, методом прокручивания коленчатого вала" // Вісник національного політехнічного університету „ХПІ”. Збірник наукових праць. Тематичний випуск Автомобіле- і тракторобудування.- Харків: НТУ „ХПІ”.-2004.- № 14. с. 69-74.
2. Парсаданов И.В., Белик С.Ю. Многофакторный анализ потерь на трение в быстроходном дизеле с газотурбинным наддувом // Двигатели внутреннего сгорания // Научно – технический журнал. Харьков: НТУ «ХПИ». – 2005, №1(6). – с. 157.
3. Парсаданов И.В., Белик С.Ю. Оценка насосных потерь в автотракторном дизеле с газотурбинным наддувом // Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Транспортне машинобудування. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2007. - №33. – 200 с.
4. Федорец В. А., Парсаданов И. В. "Многофакторный анализ коэффициента наполнения дизеля" // Двигателестроение, №1.-1988.- с.3-5.

ОСОБЕННОСТИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ СРЕДНИХ ТЕМПЕРАТУР В ПОВЕРХНОСТНЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТАХ

Введение и постановка задачи. В различных отраслях промышленности, энергетике и коммунальном хозяйстве широко распространены поверхностные рекуперативные теплообменные аппараты (пластинчатые, ребристые, пластинчато-ребристые, кожухо-трубчатые и пр.). Средние температуры используются при вычислении теплофизических свойств теплоносителей и стенок поверхности аппарата. Корректность их расчета влияет на точность определения коэффициентов теплоотдачи и теплопередачи, термических сопротивлений стенок, что отражается на итоговой эффективности теплообменника. При использовании известных интегральных методов расчета теплообменных аппаратов [1–5] в процессе последовательных приближений возникает необходимость в определении средних температур теплоносителей и стенок поверхностей. Следует отметить, что существуют различные способы определения средних температур (среднеарифметические, среднелогарифмические и пр.), однако они пригодны только для некоторых частных случаев. Кроме того, в известной литературе [1, 4, 6 и др.] говорится о затруднительности получения аналитических решений для схем, отличных от противотока и прямотока.

В данной работе поставлена задача: получить уточненные аналитические зависимости для опреде-

ления средних температур в аппаратах с продольным и поперечным течением теплоносителей.

Решение. Математическая модель состоит из дифференциальных уравнений теплового баланса и теплопередачи для элементарных участков теплообменной поверхности, интегральных уравнений, особенностей перемешивания струй теплоносителя по ходу и граничных условий. С помощью решения для распределения локальных температур путем их осреднения по площади получены зависимости для расчета средних температур теплоносителей.

При использовании в расчете теплообменника традиционного метода поправочного коэффициента к среднелогарифмическому температурному напору итоговые зависимости будут такими:

а) для продольного течения теплоносителей при классическом противотоке и прямотоке (см. рис. 1) зависимости соответствуют ранее известным формулам из [1, 2, 6]:

- противоток (рис. 1 а):

$$\begin{aligned} \bar{t}_r &= t_r' - (t_r' - t_r'') \cdot \frac{(t_r' - t_n'') - \Delta t_{л}}{(t_r' - t_n'') - (t_r'' - t_n')}, \\ \bar{t}_n &= t_n' + (t_n'' - t_n') \cdot \frac{\Delta t_{л} - (t_r'' - t_n')}{(t_r' - t_n'') - (t_r'' - t_n')}; \end{aligned} \quad (1)$$

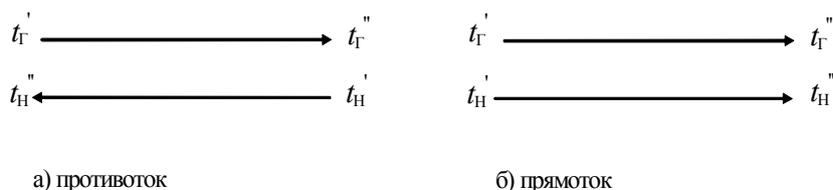
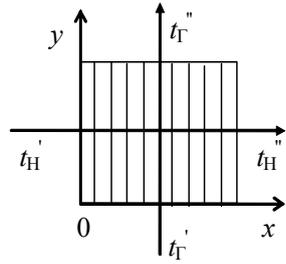


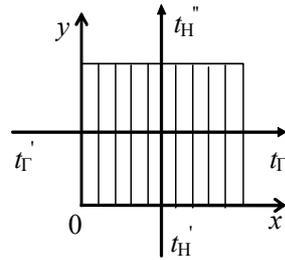
Рис. 1. Схемы продольного течения теплоносителей

- прямоток (рис 1 б):

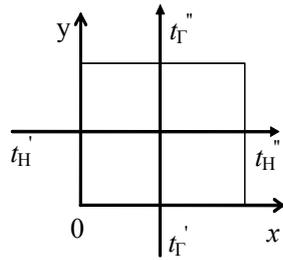
$$\begin{aligned} \bar{t}_r &= t_r' - (t_r' - t_r'') \cdot \frac{(t_r' - t_h'') - \Delta t_{л}}{(t_r' - t_h') - (t_r'' - t_h'')}, \\ \bar{t}_h &= t_h' + (t_h'' - t_h') \cdot \frac{(t_r' - t_h'') - \Delta t_{л}}{(t_r' - t_h') - (t_r'' - t_h'')}; \end{aligned} \quad (2)$$



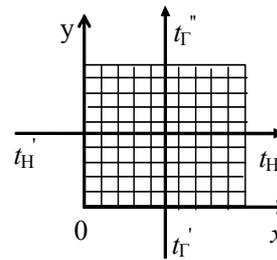
а) перемешивается нагреваемый теплоноситель



б) перемешивается греющий теплоноситель



в) оба теплоносителя перемешиваются



г) оба теплоносителя не перемешиваются

Рис. 2. Схемы однократного перекрестного тока

$$\bar{t}_r = t_r' - \Delta t_{л(R=0)} + \Psi \cdot \Delta t_{лпрот},$$

$$\bar{t}_h = t_h' - \Delta t_{л(R=0)} \quad (\text{рис 2 а});$$

$$\bar{t}_r = t_h' + \Delta t_{л(R=\infty)},$$

$$\bar{t}_h = t_h' + \Delta t_{л(R=\infty)} - \Psi \cdot \Delta t_{лпрот} \quad (\text{рис 2 б});$$

$$\bar{t}_r = t_r'' + \frac{\Psi \cdot \Delta t_{лпрот}}{\Delta t_{л(R=0)}} (t_r' - t_r''),$$

$$\bar{t}_h = t_h'' - \frac{\Psi \cdot \Delta t_{лпрот}}{\Delta t_{л(R=\infty)}} (t_h'' - t_h') \quad (\text{рис 2 в});$$

$$\begin{aligned} \bar{t}_r &= t_r' - (t_r' - t_h'') \cdot \frac{1}{a \cdot b} \times \\ &\times \sum_{i=0}^{\infty} \left(1 - e^{-a} \sum_{n=0}^i \frac{a^n}{n!} \right) \cdot \left(e^{-b} \sum_{n=0}^i \sum_{j=0}^n \frac{b^j}{j!} + b - 1 - i \right); \end{aligned} \quad (\text{рис. 2г})(6)$$

$$\begin{aligned} \bar{t}_h &= t_h' + (t_r' - t_h'') \cdot \frac{1}{a \cdot b} \times \\ &\times \sum_{i=0}^{\infty} \left(1 - e^{-b} \sum_{n=0}^i \frac{b^n}{n!} \right) \cdot \left(e^{-a} \sum_{n=0}^i \sum_{j=0}^n \frac{a^j}{j!} + a - 1 - i \right), \end{aligned} \quad (4)$$

где обозначения соответствуют рис. 2; Ψ – поправочный коэффициент к среднелогарифмическому температурному напору [1–5]; $\Delta t_{лпрот}$ – среднелогарифмический температурный напор при чистом противотоке [1–6]; $\Delta t_{л(R=0)}$ и $\Delta t_{л(R=\infty)}$ – средние тем-

пературные напоры при отношении водяных эквивалентов теплоносителей соответственно $R=0$ и $R=\infty$:

$$\Delta t_{л(R=0)} = \frac{t_n'' - t_n'}{\ln \frac{t_r' - t_n''}{t_r' - t_n'}} \text{ и } \Delta t_{л(R=\infty)} = \frac{t_r' - t_r''}{\ln \frac{t_r' - t_n''}{t_r' - t_n'}} \quad (7)$$

a и b – параметры, $a = \frac{t_n'' - t_n'}{\psi \cdot \Delta t_{лпрот}}$, $b = \frac{t_r' - t_r''}{\psi \cdot \Delta t_{лпрот}}$.

Традиционно при расчете средних температур для всех схем тока, отличных от прямотока, используются зависимости (1). По некоторым рекомендациям [1, 2, 6 и др.] вместо величины $\Delta t_{л}$ в формулу (1) необходимо подставлять $\psi \cdot \Delta t_{лпрот}$. Другой широко используемый способ вычисления средних температур – среднеарифметические значения из начальных и конечных температур.

Проведен анализ эффективности воздухоподогревателя ГТУ с такими параметрами воздуха на входе в межтрубное пространство: расход – 85,8 кг/с;

скорость – 11 м/с; давление – 0,452 МПа; температура – 200 °С. Параметры газов на входе в трубы: расход – 86,71 кг/с; скорость – 40 м/с; давление – 0,107 МПа; температура – 600 °С; молекулярная масса – 28,9 кг/кмоль. Коэффициент избытка воздуха в камере сгорания ГТУ принят равным 5,6. Одна секция состоит из неоребранных труб длиной 1 м и наружным диаметром 28 мм, внутренним диаметром 24 мм, шероховатостью 0,06 мм. Шаг разбивки труб в пучке – 42 мм. Количество труб в ряду – 162 шт., число рядов труб по ходу газов – 70 шт. Количество труб в секции – 11340 шт., площадь наружной поверхности секции – 997,5 м².

Для простой схемы перекрестного течения (однократный ток из рис. 2 а.) результаты анализа приводятся в табл. 1. Следует отметить, что при использовании рекомендаций [1, 2, 6 и др.] и расчета по формуле (1) с поправкой $\psi \cdot \Delta t_{лпрот}$, для принятых исходных данных результаты получаются некорректными.

Таблица 1. Сравнительный анализ способов расчета средних температур

Степень регенерации	Температура греющей среды, °С			погрешность, %	Температура нагрев. среды, °С			погрешность, %
	формула (3)	традиционный способ			формула (3)	традиционный способ		
		формула (1)	среднеарифметические значения			формула (1)	среднеарифметические значения	
0,3	540	544	544	0,7	264	260	260	1,5
0,4	517	525	525	1,5	287	280	280	2,4
0,5	489	506	506	3,5	311	300	300	3,5
0,6	421	487	487	15,7	338	320	320	5,3

Разработанные зависимости могут быть использованы и при анализе сложных теплообменных аппаратов (см. пример на рис. 3), которым является исследуемый регенератор ГТУ. Авторами предложено, что элементами, из которых скомпонован теплообменник на рис. 3, являются простейшие схемы однократного перекрестного тока с полным перемешиванием обоих теплоносителей по ходу (рис. 2 в).

Следует отметить, что большинство традиционных подходов к дискретному расчету теплообменников предусматривает разбивку поверхности на большое число элементов (конечных разностей), где, как правило, не учитываются особенности движения сред в элементах. Средние температуры в каждом элементе определяются по зависимости (5) с учетом особенности соединения элементов между собой. Для уточне-

ния коэффициентов теплопередачи и теплофизических свойств теплоносителей применяется интервально-итерационный метод расчета. На каждом

приближении определяется новое значение поправочного коэффициента ψ из уравнения теплового баланса и теплопередачи для элемента.

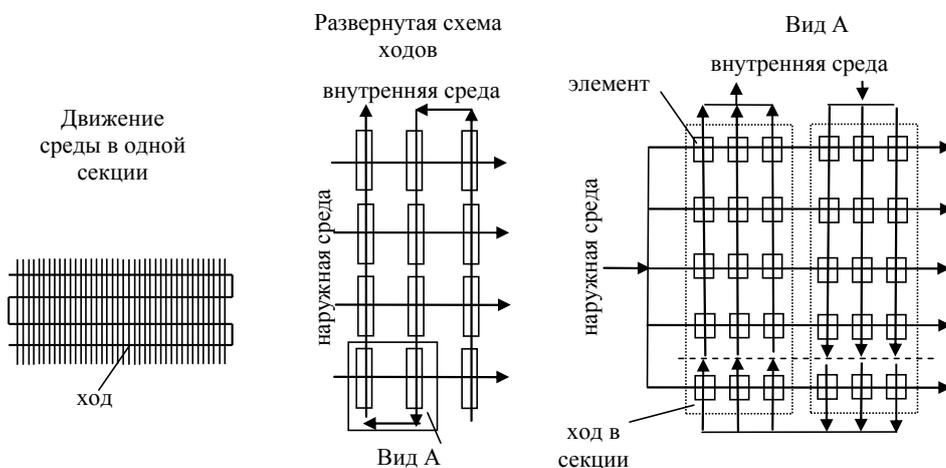


Рис. 3. Расчетная схема сложного теплообменника

Безразмерная удельная тепловая производительность теплообменного аппарата, показанного на рис. 3, определяется следующим образом:

$$\varepsilon = \frac{\tau_1 - \tau_2}{\tau_1 - t_1}, \text{ если } R > 1; \quad \varepsilon = \frac{\tau_1 - \tau_2}{(\tau_1 - t_1) \cdot R} \text{ и если } R < 1, \quad (8)$$

где τ_1 и t_1 – температуры внутренней и наружной сред на входе; τ_2 – температура внутренней среды

на выходе; $\tau_2 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \tau_{2_{\sigma i}}$; n – число рядов труб в

секции; $\tau_{2_{\sigma i}}$ – температуры внутренней среды на

выходе из элементов последнего хода последней секции, °С.

Для исследуемого регенератора число элементов (струй) на трубе принято равным 100. Таким образом, общее число элементов в секции – 7000. На рис.4 представлены результаты проведенного сравнительного анализа расчета средних температур газов и воздуха в регенераторе ГТУ при различных степенях регенерации $\sigma = \varepsilon$ от 0,25 для одной секции до 0,66 для шести секций в теплообменнике.

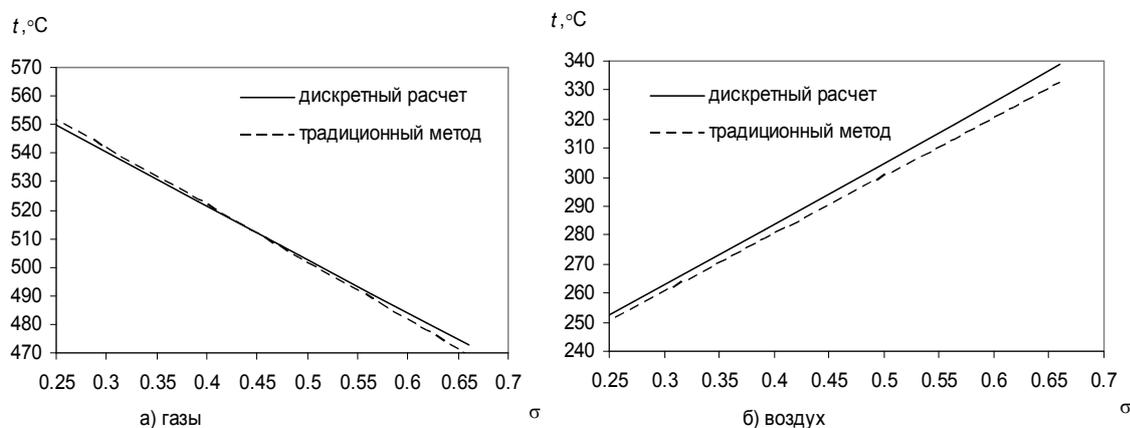


Рис. 4. Средние температуры газов и воздуха в регенераторе ГТУ

Выводы. Получены уточненные зависимости для расчета средних температур теплоносителей в теплообменных аппаратах с перекрестным током и сложной смешанной схемой их движения. Проведенные исследования показали, что традиционный подход приводит к неточностям определения средних температур (см. табл.1 и рис. 4). При больших и малых значениях отношения водяных эквивалентов и больших поверхностях теплообмена погрешности могут достигать до 90%. От точности определения средних температур теплоносителей зависит точность вычисления теплофизических свойств теплоносителей и материалов поверхности, коэффициентов теплоотдачи и теплопередачи, средних температурных напоров и температур стенок. Представленные зависимости позволяют более точно рассчитывать процессы теплопередачи в теплообменных ап-

паратах и являются базовыми для проектных, поверочных и оптимизационных расчетов.

Список литературы:

1. РТМ 108.271.23-84. Расчет и проектирование поверхностных подогревателей высокого и низкого давления. – М.: МЭМ, 1984. – 216 с.
2. Ганжа А.Н. Пароводяные теплообменники энергоустановок ТЭС и АЭС. – Библиотека журнала ИТЕ/ – Харьков: НТУ "ХПИ", 2002. – 169 с.
3. Ганжа. А.Н. Температурные характеристики одно- и многоходовых теплообменников с перекрестным током//Тез. докл. V Минского Международного форума по тепло- и массообмену.– Минск 24-28 мая 2004, Т2.,– С. 281–282.
4. Кейс В.М., Лондон А.Л. Компактные теплообменники: Пер. с англ. В.Я. Сидорова/Под ред. Ю.В. Петровского. – М.: Энергия, 1967. – 223 с.
5. Справочник по теплообменникам: Пер. с англ.: В 2 т./Под ред. Б.С. Петухова, В.К. Шикова.– М.: Энергоатомиздат, 1987.– Т.1. – 560 с.
6. Иващенко С.С. Среднелогарифмические значения температур теплообменивающихся сред//Матер. Всес. совещ. "Математическое моделирование и системный анализ теплообменного оборудования".– К.: Наук. думка.– 1978. – С. 233-237.

**EXPERIMENTAL INVESTIGATION AND MODELLING
OF DIESEL ENGINE FUEL SPRAY****Introduction**

The optimization of diesel engine fuel spray is one of the ways for improvement of engine efficiency and soot reduction. A research programme on spray characterization by laser diagnostics has been carried out at Sir Harry Ricardo automotive centre, University of Brighton, UK. Transient penetration of a Diesel spray has been explored when fuel is injected into quiescent air in *Proteus* combustion chamber [2,3,4,5]. The spray penetration modelling has been discussed by a number of authors [6, 7, 8, 10]. Traditionally CFD simulation (e.g KIVA) is used for multidimensional spray modelling [4, 9]. Under Lagrangian-Eulerian approach the spray is modelled as an ensemble of droplet parcels. Each parcel is characterised by its own droplet size, temperature and specified injection velocity. In some cases however the prediction can be worse than that by an empirical correlations or a simpler spray model [5]. This can be attributed to the intrinsic deficiency of the Lagrangian-Eulerian approach for dense sprays. An underlying assumption of this approach is that liquid fraction is small when compared with gas phase fraction. Clearly this is not true in the vicinity of a diesel nozzle.

Hence there is a need in a simple and robust approach to spray penetration modelling from the first principles (conservation of momentum). This is suggested by the COFM model as described below. Another viable alternative is given by the popular DIESEL-RK (Bauman MSTU) simulation based on Razleytsev model [1].

In the proposed COFM model [4, 5] the conservation of momentum is applied to the whole spray as a physical body. In other words, the main difference be-

tween the proposed COFM model and the Lagrangian-Eulerian approach is that the conservation of momentum is applied to whole spray for the former rather than to separate droplet parcels for the latter.

The experimental mass flow rate is used as an input data into the COFM model, and the model predictions are validated against laser diagnostics data. The experimental setup is described below.

Experimental apparatus and procedures

The experimental apparatus is a rapid compression machine based on Ricardo *Proteus* single cylinder two-stroke test engine with a specially designed head for optical access for spray visualisation. The spray chamber within the optical head has a cylindrical shape of radius 25 mm and 80 mm in height; this prevents any wall impingement for the spray [5].

A second generation common rail system was used with a maximum injection pressure of 160 MPa. The injectors used for this study were a valve covered orifice (VCO) nozzle with a 3 holes (diameter of 0.2 mm, Bosch) and a 7 holes nozzle (diameter of 0.135 mm, Delphi).

To characterise the liquid spray penetration, a Phantom V7.1 high-speed video camera was used. The processing of the video images for measurements of the spray penetration was performed by purpose developed software [2].

Fig.1 shows measured spray tip penetration at different injection pressures for Bosch and Delphi injectors. It should be kept in mind that the optical access into *Proteus* window is possible only up to 45 mm of spray penetration.

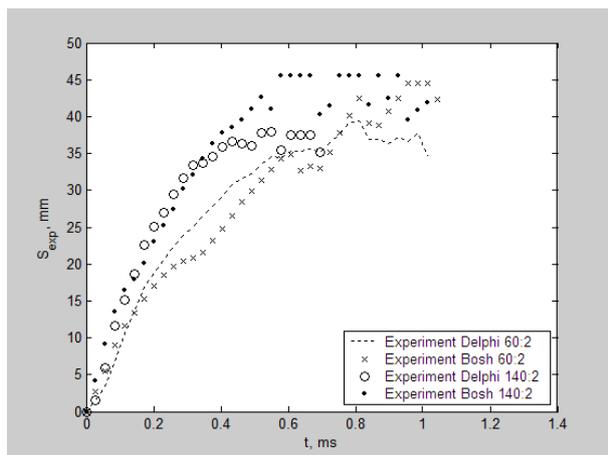


Fig. 1. Comparison between Bosch and Delphi spray tip penetration experiments; ambient pressure 2 MPa; injection pressure 60 MPa and 140 MPa

A long-tube technique was used to measure the instantaneous mass flow rate. Liquid fuel was injected into a long tube containing the same working fluid under pressure [3]. A pair of strain gauges measuring variation in the internal pressure is fitted to the tube immediately downstream of the injector nozzle [4].

Fig. 2. shows the measured mass rate at different injection pressures for Delphi and Bosch injectors.

COFM model for spray penetration of diesel fuel

The equations for momentum conservation for the spray can be written as [4, 5]:

$$\frac{d(mu)}{dt} = \rho_l A_n u_{inj}^2(t) - \frac{1}{2} C_D \rho_g A(t) \beta^2 u^2 \quad (1)$$

where m is injected mass; t is time from the start of injection; u is velocity of centre mass of the spray; ρ_l is liquid fuel density; A_n is nozzle (hole) exit area; $u_{inj}(t)$ is instantaneous injection velocity; c_D is drag spray coefficient; ρ_g is ambient gas density; $A(t)$ is frontal spray area; β is the ratio of spray tip penetration to the position of centre of mass.

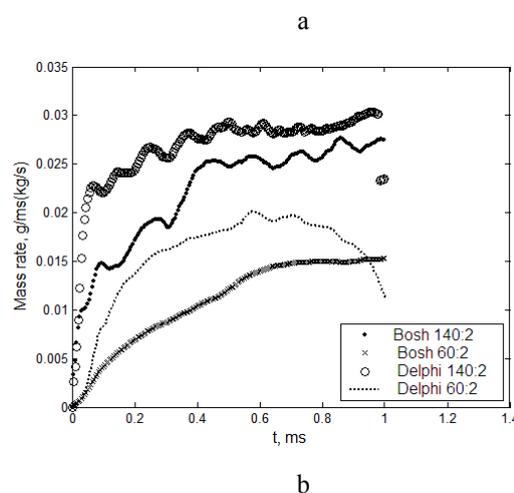
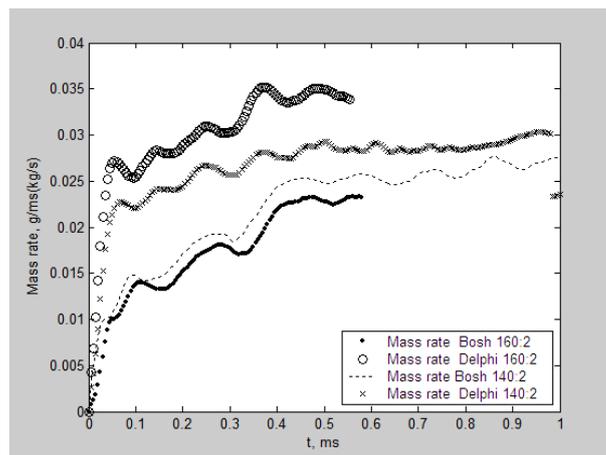


Fig. 2. Mass rate for Delphi and Bosch injectors; ambient pressure 2 MPa; a – injection pressure 140 MPa and 160 MPa; b – injection pressure 60 MPa and 140 MPa

In this study the drag spray coefficient $C_D = 1.54$.

Instantaneous injection velocity $u_{inj} = u_{inj}(t)$ was de-

defined from transient experimental mass profile \dot{m} as:

$$u_{inj} = \frac{\dot{m}}{\rho_l A_n n} \quad (2)$$

where \dot{m} is mass flow rate of fuel injection; n is number of injector nozzles.

As it was shown based on the experimental data [4,5], the spray tip penetration S_{tip} can be linked with good accuracy to the position of centre-of-mass

$s(t)$ as $s_{ip}(t) = \beta s(t)$ where β is a constant in the range 1.3 to 1.9.

In the present model it is assumed that the shape of the injection spray until cluster shedding is a cone with the height S_{ip} and frontal spray area $A(t)$. The expression of the volume of the spray cone can be written as

$$V(t) = \frac{1}{3} A(t) \beta s(t), \quad (3)$$

where $S(t)$ is the spray penetration based of distance travelled by the centre of mass of the spray (COFM).

The velocity of COFM of the spray is:

$$u = \frac{dS}{dt}, \quad (4)$$

where $S = S(t)$.

The volume occupied by the spray consists of injected fuel and entrained air. The liquid fraction of the spray is defined as the ratio of liquid volume in the spray to the total volume of the spray:

$$\varepsilon = \frac{m(t)}{\rho_l V(t)}, \quad (5)$$

where ε is the liquid fraction in the spray,

$m(t)$ is injected fuel mass; $V(t)$ is the volume of the spray; this is including both injected fuel and entrained air.

Hence the frontal spray area can be estimated from (3) and (5) as

$$A(t) = \frac{3}{\beta s(t)} \frac{m(t)}{\rho_l \varepsilon}. \quad (6)$$

It was suggested [4] that the decrease of liquid fraction in the spray due to air entrainment can be written as

$$\varepsilon(t) = \varepsilon_0 \exp\left(-\frac{t + t_{OD}}{\tau}\right), \quad (7)$$

where $\varepsilon_0 = 1$ is the liquid fraction in the spray before the commencement of injection process; t_{OD} is injector delay time, τ is the characteristic dispersion time.

The model aims to predict spray penetration from the experimental mass flow rate profile, with the adjustable model parameter, the dispersion time τ . The injector delay time is estimated in the experiment.

The equations (1), (2), (4), (6), (7) can be rewritten as a system of two differential equations with two variables: velocity (u) and spray penetration of COFM (S):

$$\begin{aligned} du/dt &= A_1 \times u^2 / S + A_2 \times u + A_3 \\ dS/dt &= u \end{aligned} \quad (8)$$

where A_1, A_2, A_3 - coefficients depending on time.

System (8) was solved based on an explicit Runge-Kutta method using bespoke COFM program in Matlab 6.5 [6]. The input data of program are $\rho_l = 800 \text{ kg/m}^3$, $\rho_g = 19.9 \text{ kg/m}^3$; nozzle exit diameter $D_n = 0.2 \text{ mm}$, $n = 3$, (Bosch); $D_n = 0.135 \text{ mm}$, $n = 7$ (Delphi).

Model validation against experiments

Analyses of experimental data show that spray penetration between Bosch and Delphi injectors are rather close in the initial stage of Fig 1. The same tendency is observed in Fig 3 which shows the results of calculations using the COFM model (8).

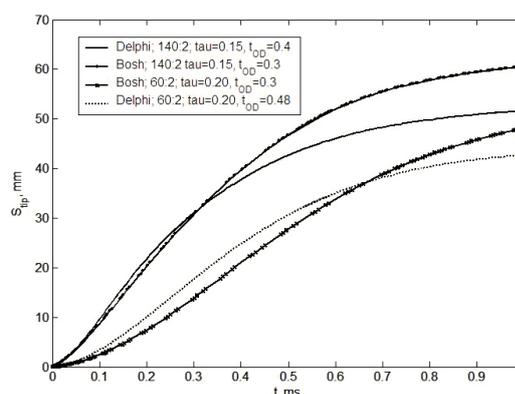
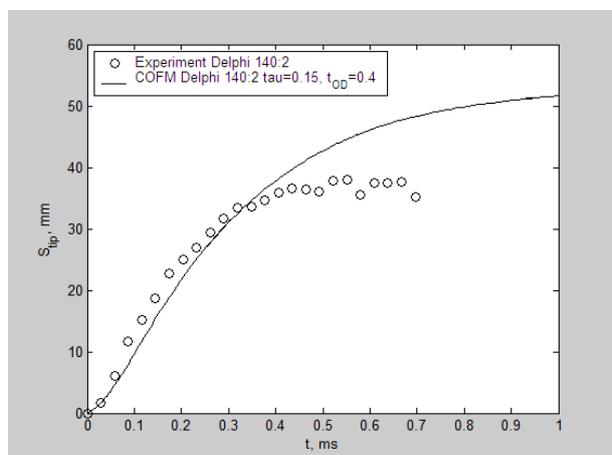


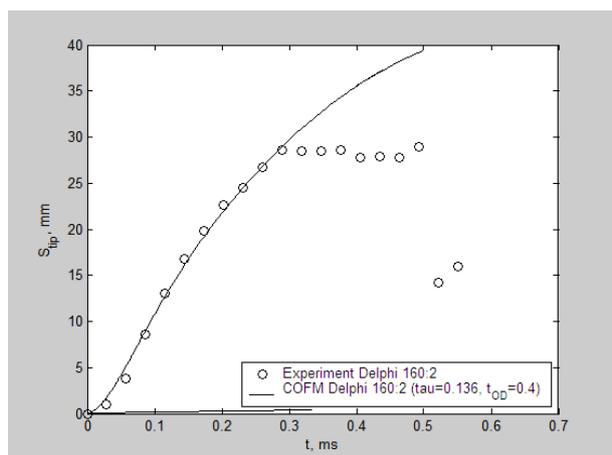
Fig. 3. Spray tip penetration for Delphi and Bosch injectors; ambient pressure 2 MPa; injection pressure 60 MPa ($\beta = 1.6$) and 140 MPa ($\beta = 1.3$)

The COFM model is shown to produce a good agreement with the experimental data for spray penetration until major spray instability (cluster shedding [5]) occurs.

Fig. 4. shows the comparison between the measured and predicted spray tip penetration at injection pressures 140 and 160 MPa.



(a)



(b)

Fig. 4. Spray tip penetration for Delphi injector; ambient pressure 2 MPa ($\beta = 1.3$);

- a) injection pressure 140 MPa, $\tau=0.15$ ms;
b) injection pressure 160 MPa, $\tau=0.136$ ms

As it was found by fitting the model predictions to the experimental data on spray penetration, the dispersion time τ is increasing when injection pressure is decreasing. For ambient pressure 2 MPa, the tuning parameter τ is equal to 0.138, 0.15, and 0.20 ms for injection pressure 160, 140 and 60 MPa correspondingly.

For Bosch injector, the same values of τ can be accepted within experimental accuracy. It should be kept in mind that the parameter β was assessed from Delphi data but it is used for Bosch data for an approximate study.

It is relevant to try to link the observed tendency in spray dispersion time τ with the conventional concept of spray breakup time; this will be done in the following section.

Empirical correlations of breakup time

Traditionally breakup time (the time when liquid core breaks up) is assessed by the correlation proposed by Hiroyasu (Heywood, p 530):

$$t_b = 29 D_n \rho_l / (\Delta P \rho_g)^{0.5}, \quad (9)$$

where ΔP is pressure difference.

It gives breakup time of 0.06 ms in case of Delphi 160:2 and 0.08 ms in case of Bosch 160:2 (injection pressure of 160 MPa, ambient pressure of 2 MPa).

COFM model has the characteristic time for exponential decay of liquid fraction τ as an adjustable parameter. Although the concepts of dispersion time τ and breakup time are defined in a different way, a qualitative correlation between them can be expected. Indeed they show the same trends in the dependence on injection pressure. Breakup time decreases with growth of injection pressure as can be seen from Eqn. (9). The same trend is observed in the values of dispersion times obtained by fitting the model predictions to the experimental data. Summarising it, the dispersion time is $\tau=0.138$ for 160 MPa injection pressure; it is 0.15 ms for 140 MPa and 0.2 ms for 60 MPa.

The COFM model is based on the first principles (momentum conservation) being applied to experimental mass flow rate input data, whilst the Hiroyasu correlation is an empirical one. A qualitative agreement between these two different approaches is encouraging.

Conclusions

1. Diesel spray penetration has been investigated experimentally and modelled theoretically using the COFM model for injecting pressures 60, 140 and 160 MPa and ambient pressure 2 MPa for Bosch and Delphi injectors.

2. The COFM model is shown to produce a reasonable agreement with the experimental data for the initial stage of penetration until spray instability (cluster shedding).

3. For the cases under consideration τ was equal 0.138, 0.15 and 0.20 ms at injection pressure of 160, 140 and 60 MPa correspondingly, for both Delphi and Bosch injectors. The qualitative dependency of τ on injection pressure is close to that reported in the literature for spray breakup times.

References:

1. Abramchuk F.I., Marchenko A.N., Razleytsev N.F. *Modern diesel: the increasing of fuel economy and durability*. Kiev. Technique; 1992. In Russian. 2. Crua C. УДК 621.43.013 *Combustion Process in a Diesel Engine*. PhD thesis. University of Brighton. 2002. 3. Karimi K. *Characterisation of Multiple-Injection Diesel Sprays at Elevated Pressures and Temperatures*. PhD thesis. University of Brighton. 2007. 4. Karimi K., Crua C., Heikal M.R. and Sazhina, E.M. *Split injection strategy for diesel sprays: Experiment and modelling*. In: PTNSS Kongres 2007, 20-23 May 2007, Kraków, Poland. 5. Karimi K., Sazhina E.M., Abdelgaffar W. A., Crua C., Cowell T., Heikal M.R., Gold M.R. 2006. *Development in diesel spray characterisation and modelling*. Thiesel 2006 Conference on Thermo-and Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines. 6. Kolodnytska R.V., Karimi K., Crua C., Heikal M.R., Sazhina E.M. *Modelling of Spray penetration in diesel engines by tracking centre of mass (COFM model)*. // X International Automotive Conference. Sevastopol, Ukraine. 2008. (In Press). 7. Roisman V.I, Araneo. L, Tropea. C, 2007. *Effect of ambient pressure on penetration of a diesel fuel*. International journal on multi-phase flow 33, pp. 904-920. 2007. 8. Sazhin S. Crua K, Kennaird D, Heical M. *The initial stage of fuel spray penetration*. Fuel 2003, 82: 875-885. 9. Sazhin S.S, Martynov S.B., Kristyadi T., Crua C., Heikal M.R. *Diesel fuel spray penetration, heating, evaporation and ignition: modelling versus experimentation*. (In press). 10. Yi Y, Reitz R.D. *Modeling the primary breakup of high-speed jets*. Atomization and Sprays. 2004; 14.

Е.П. Воропаев, инж.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ВНЕШНЕЙ СКОРОСТНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГАТЕЛЯ СПОРТБАЙКА SUZUKI GSX-R750

Введение

Применение трехмерных газодинамических моделей в проектировании поршневых ДВС позволяет серьезным образом оптимизировать характеристики газоздушного тракта. Однако верификация этих моделей и их конкретных программных реализаций требует трудоемких экспериментальных исследований. Вместе с тем, о достоверности модели можно также судить по характеристикам конечных интегральных параметров двигателя (например, коэффициент наполнения η_v), протекание которых существенным образом зависит от моделируемого процесса. Для этих целей наиболее предпочтительны гоночные двигатели, т.к. у них наиболее широкий диапазон режимов работы. Последнее влечет за собой образование существенно отличающейся картины колебаний в газоздушном тракте на режимах. Это обстоятельство будет предъявлять к модели более высокие требования.

Анализ последних достижений и публикаций

На сегодняшний день, в части моделирования газодинамических процессов в ДВС известна работа [1]. Из данной работы следует, что авторами предлагается модель, описывающая 3-х мерные течения теплопроводного вязкого газа. В своих исследованиях авторы больше останавливаются на тщательном моделировании отдельных элементов газоздушного тракта.

В настоящей публикации используется модель, изначально разрабатывавшаяся для моделирования всего газоздушного тракта, включая все цилиндры, объединенные общей впускной, или выпускной системой. Предлагаемая модель не учитывает теплоперенос и вязкостные эффекты, однако эти упрощения

позволили проводить оптимизационные расчеты всего двигателя в приемлемые, для инженерной практики, сроки.

Постановка задачи

Целью данного исследования является моделирование внешней скоростной характеристики двигателя спортбайка SUZUKI GSX-R750 с последующим анализом и сравнением результатов с экспериментальными данными. Двигатель спортбайка – четырехтактный, четырехцилиндровый, с четырьмя клапанами на цилиндр и с системой распределенного впрыска топлива. Рабочий объем двигателя – 0,7492 л. Номинальная частота вращения – 12000...13000 мин⁻¹. Номинальная мощность, указываемая производителем – 88...103 кВт (в зависимости от года выпуска модели). Система выпуска оснащена нейтрализатором, установленным в глушителе, и системой подачи дополнительного воздуха.

Для сравнительного анализа использовалась стендовая внешняя характеристика, опубликованная в журнале SuperBike Nov/1999 [2]. Её значения занесены в табл. 1. Хочется сразу высказать следующие соображения: 1) замер характеристики на стенде (максимальная мощность – 87,5 кВт) наверняка проводился без обеспечения скоростного напора воздуха; 2) мощность, указываемая производителем, наверняка дается с использованием скоростного напора. Моделирование производилось в условиях испытания на стенде – без скоростного напора.

Модель газодинамики – 3-мерная, решение системы уравнений – по методу крупных частиц [3,4].

Геометрические параметры газоздушного тракта и других необходимых деталей двигателя были сняты с реального мотоцикла. Принимая во вни-

мание «экстремальность» двигателя, сеточная модель формировалась с особой тщательностью, например: были «выложены» входные леминискаты впускных патрубков, в выпускной системе была выполнена соответствующая перемычка между первичными трубами 2-го и 3-го цилиндров, а модель головки цилиндров была реально 16-клапанной. В сеточной модели была в точности повторена также разница в 30 мм в длинах впускных патрубков для внутренних и наружных цилиндров.

Расчетная область включала в себя: воздушный фильтр, полость воздушного фильтра, впускные патрубки, четыре цилиндра, выпускные трубы, первая камера глушителя с нейтрализатором.

Мощность расчетной сетки составила 2,436 млн. ячеек. Размер ячейки составил 2x2x2 мм. Время счета одного цикла (два оборота коленчатого вала) на микропроцессоре Core 2 Duo 6300 составило: от 7 часов на 12000 мин⁻¹ до 47 часов на 2000 мин⁻¹.

Фазы газораспределения – 25 и 73 град п.к.в. для впуска, 59 и 37 для выпуска – соответствуют указанным в описании. Предполагаемые профили кулачков и диаграмма газораспределения были получены расчетным путем.

Результаты моделирования

Был выполнен расчет двенадцати режимов внешней скоростной характеристики: от 2000 – до 13000 мин⁻¹. Основные результаты моделирования сведены в табл. 1, рис. 1, а некоторые диаграммы процессов газообмена – на рис. 2÷8.

Использованы следующие обозначения: N_e – эффективная мощность, $G_{s, \text{выбр}}$ – количество смеси, выброшенной обратно из цилиндра в конце впуска, $G_{s, \text{забр}}$ – количество отработавших газов, заброшенных во впускной коллектор в начале открытия впу-

ского клапана, $G_{г. \text{возвр}}$ – количество отработавших газов, вернувшихся обратно в цилиндр перед закрытием выпускного клапана, $\Delta P_{\text{ВП}}$ – разрежение во впускном коллекторе, $\Delta P_{\text{ГЛ}}$ – давление перед глушителем, $T_{\text{ГЛ}}$ – средняя температура газов перед глушителем, N_m и η_m – мощность механических потерь и механический КПД, P – давление в цилиндре, $P_{\text{ВП}}$ и $P_{\text{ВЫП}}$ – средние давления в сечениях перед впускным клапаном и за выпускным клапаном, $P_{\text{ГЛ}}$ и $P_{\text{ВФ}}$ – средние давления в сечениях перед глушителем и за воздушным фильтром.

Во время моделирования, при переходе от режима к режиму, изменялись только три параметра: коэффициент избытка воздуха α , параметры сгорания и степень подогрева воздуха на впуске $\Delta T_{\text{ВП}}$.

Степень подогрева воздуха на впуске отличается от нуля только на режимах от 5000 мин⁻¹ и ниже, причем с уменьшением оборотов – возрастает.

Расчет процесса сгорания производился по специальной методике [5]. Параметры, характеризующие процесс сгорания – момент максимальной скорости тепловыделения «FI(dx/dφ)max» (град. п.к.в.) и доля выгоревшего топлива к моменту прохода поршнем примерно одну треть пути от ВМТ «x(S=1/3)» – приведены в табл. 1.

По продолжительности сгорания $\phi_{\text{сгор}}$ видно, что процесс сгорания начинает затягиваться уже с 7000 мин⁻¹. Это объясняется тем, что вся система газообмена оптимизирована под режим 12000 мин⁻¹. В частности это касается больших проходных сечений каналов. На малых же режимах, это приводит к значительному уменьшению скоростей потока на впуске и как следствие – к уменьшению турбулентности к началу воспламенения.

Таблица 1. Результаты моделирования внешней скоростной характеристики

n , мин ⁻¹	2000	3000	4000	5000	6000	7000	8000	9000	10000	11000	12000	13000		
N_e замер, кВт	8,09	15,5	22,1	30,9	35,3	46,0	57,4	64,7	79,8	83,9	87,5	80,9		
ΔN_e , %	10,9	-5,1	1,3	5,1	2,0	-10,8	-8,0	-2,6	-1,7	2,3	1,6	-1,2		
И С Х О Д Н Ы Е Д А Н Н Ы Е П О Р Е Ж И М А М														
α	0,85	0,87	0,88	0,89	0,90	0,91	0,92	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93		
$\varphi_{сгор}$	140	130	110	100	93	93	87	83	80	77	77	77		
$Fl(dx/d\varphi)_{max}$	26	27	22	21	17	17	14	12	11	10	10	10		
$x(S=1/3)$, %	89,5	91,7	97,4	99,1	99,7	99,7	99,8	99,8	99,8	99,8	99,8	99,8		
$\Delta T_{ВП}$, °С	16	10	6	3	0	0	0	0	0	0	0	0		
Р Е З У Л Ь Т А Т Ы М О Д Е Л И Р О В А Н И Я														
N_e , кВт	среднее	8,97	14,66	22,36	32,46	36,01	40,98	52,78	63,06	78,41	85,74	88,52	79,91	
	№ цил.	1	9,12	13,57	22,53	32,69	35,59	41,41	54,01	61,34	80,20	86,82	92,12	78,07
		2	8,87	15,72	22,17	32,30	36,33	40,49	51,47	64,66	76,08	84,25	85,80	82,41
		3	8,83	15,85	22,35	32,32	36,51	40,49	51,20	66,50	77,04	85,72	86,53	82,04
		4	9,04	13,52	22,42	32,57	35,67	41,62	54,53	59,86	80,43	86,31	89,77	77,19
g_e , г/кВт*ч	319,6	299,5	273,3	260,3	254,0	257,1	250,4	246,9	247,9	251,8	262,5	281,1		
η_v	среднее	0,709	0,740	0,782	0,873	0,797	0,796	0,883	0,935	1,050	1,061	1,046	0,933	
	№ цил.	1	0,720	0,691	0,790	0,878	0,789	0,800	0,897	0,910	1,076	1,071	1,084	0,916
		2	0,702	0,788	0,777	0,868	0,805	0,787	0,861	0,955	1,018	1,040	1,017	0,950
		3	0,702	0,792	0,774	0,872	0,805	0,794	0,871	0,981	1,028	1,065	1,020	0,954
		4	0,714	0,690	0,787	0,875	0,790	0,804	0,903	0,892	1,078	1,067	1,064	0,913
γ	среднее	0,072	0,060	0,045	0,023	0,034	0,044	0,041	0,036	0,025	0,025	0,025	0,028	
	№ цил.	1	0,068	0,079	0,039	0,024	0,038	0,048	0,041	0,032	0,020	0,023	0,024	0,029
		2	0,074	0,041	0,049	0,022	0,030	0,040	0,042	0,039	0,030	0,027	0,025	0,027
		3	0,072	0,039	0,049	0,022	0,030	0,039	0,042	0,037	0,030	0,027	0,025	0,027
		4	0,073	0,083	0,041	0,025	0,038	0,048	0,040	0,034	0,020	0,023	0,025	0,030
$G_{s,выбр}$, %	среднее	12,95	11,14	12,21	7,10	12,99	12,71	6,80	6,90	4,31	1,18	0,32	0,19	
	№ цил.	1	11,87	12,60	10,80	6,83	12,25	10,66	7,34	6,84	6,23	1,17	0,36	0,00
		2	12,85	9,54	13,59	7,39	14,07	14,54	6,23	7,25	2,49	1,17	0,25	0,40
		3	14,67	10,09	13,54	7,60	13,58	14,60	6,58	6,81	2,47	1,22	0,28	0,36
		4	12,40	12,33	10,90	6,58	12,05	11,06	7,04	6,71	6,07	1,16	0,39	0,02
$G_{s,зобр}$, %	среднее	3,23	1,56	0,22	0	0,09	0,31	0,53	0,18	0	0,08	0	0,01	
	№ цил.	1	3,48	2,83	0,19	0	0,19	0,64	0,40	0,09	0	0,06	0	0,02
		2	2,87	0,13	0,26	0	0,02	0,00	0,71	0,33	0	0,11	0	0,00
		3	2,90	0,11	0,20	0	0,02	0,00	0,69	0,17	0	0,09	0	0,00
		4	3,68	3,18	0,24	0	0,13	0,60	0,33	0,14	0	0,07	0	0,03
$G_{г,выбр}$, %	среднее	3,72	2,38	1,10	0,04	0,02	0,61	0,73	0,46	0,28	0,08	0	0	
	№ цил.	1	3,70	3,40	1,23	0,03	0,04	0,91	0,69	0,45	0,09	0,00	0	0
		2	3,66	1,20	0,97	0,03	0,00	0,33	0,81	0,50	0,49	0,17	0	0
		3	3,78	1,15	0,98	0,05	0,00	0,30	0,78	0,41	0,47	0,14	0	0
		4	3,73	3,76	1,22	0,04	0,03	0,91	0,65	0,49	0,09	0,00	0	0
$G_{топш}$, кг/ч	2,87	4,39	6,11	8,44	9,14	10,5	13,2	15,6	19,4	21,6	23,2	22,5		
$\Delta P_{ВП}$, кПа	1,257	1,716	1,561	1,827	2,063	2,475	3,192	4,353	6,724	7,107	8,169	8,151		
$P_z * 10$, МПа	32,5	33,1	37,3	43,8	44,4	45,4	56,0	62,8	74,7	78,6	78,5	69,0		
$\Delta P_{ГЛ}$, кПа	1,017	1,023	1,050	1,073	1,071	1,105	1,166	1,206	1,321	1,393	1,464	1,454		
$T_{ГЛ}$, °С	338	285	584	517	503	554	633	658	674	683	708	721		
N_m , л.с.	0,85	1,67	2,82	4,34	6,28	8,69	11,62	15,11	19,22	23,98	29,46	35,69		
η_m	0,935	0,922	0,915	0,910	0,886	0,865	0,861	0,850	0,847	0,829	0,803	0,753		

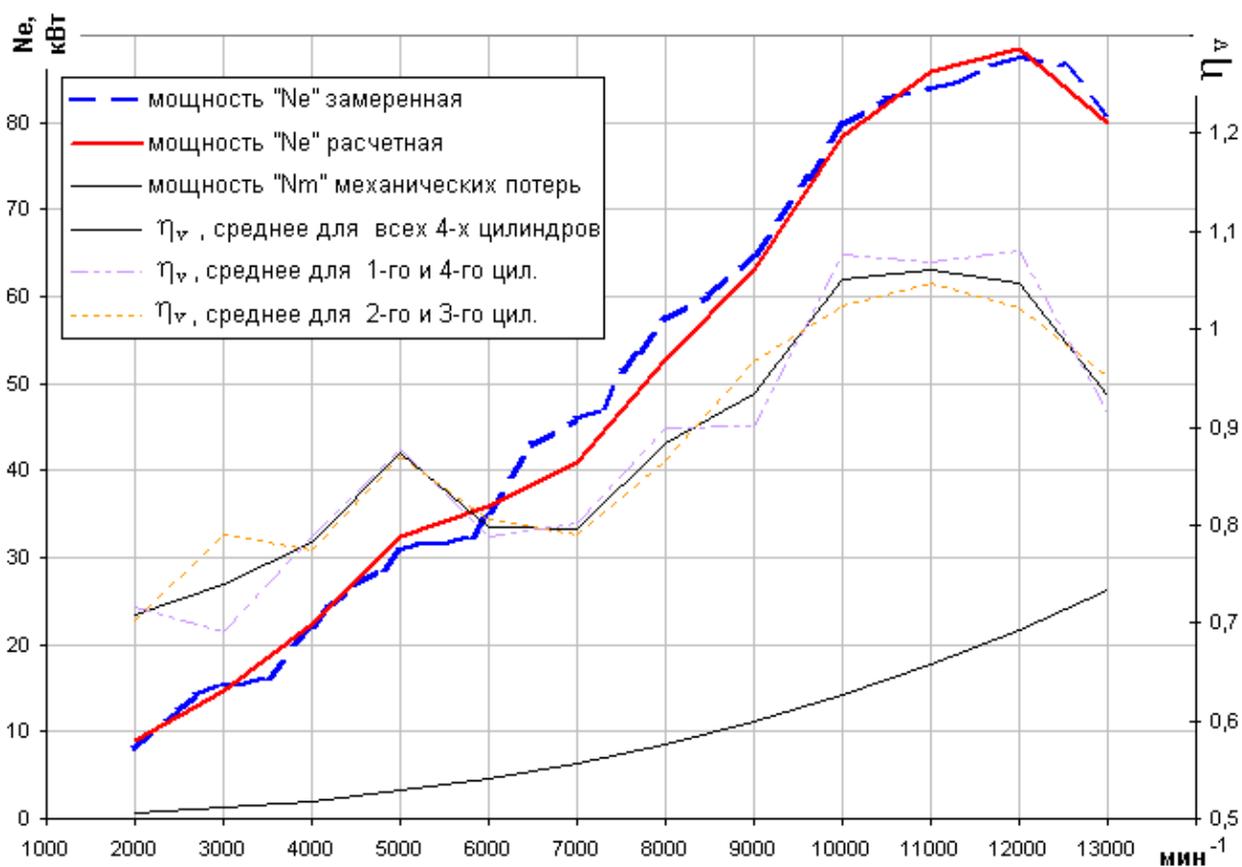


Рис. 1. Внешняя скоростная характеристика

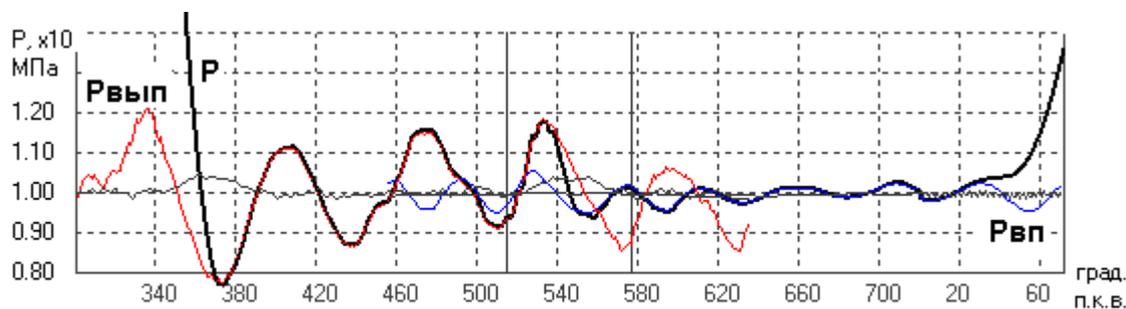


Рис. 2. Диаграмма газообмена, $n=2000 \text{ мин}^{-1}$, 1-й и 4-й цилиндры

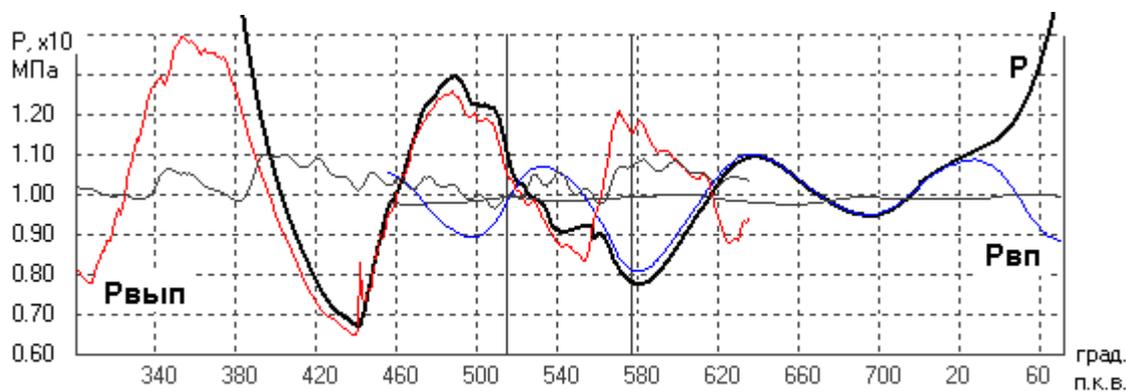


Рис. 3. Диаграмма газообмена, $n=5000 \text{ мин}^{-1}$, 1-й и 4-й цилиндры

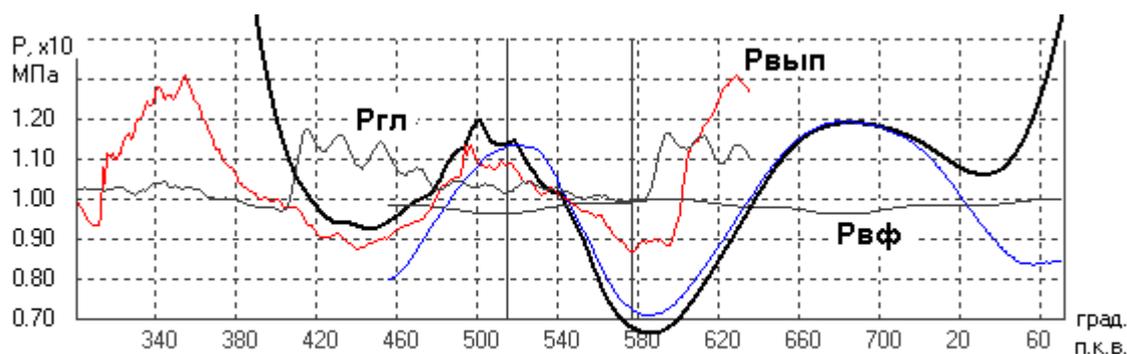


Рис. 2. Диаграмма газообмена, $n=7000 \text{ мин}^{-1}$, 2-й и 3-й цилиндры

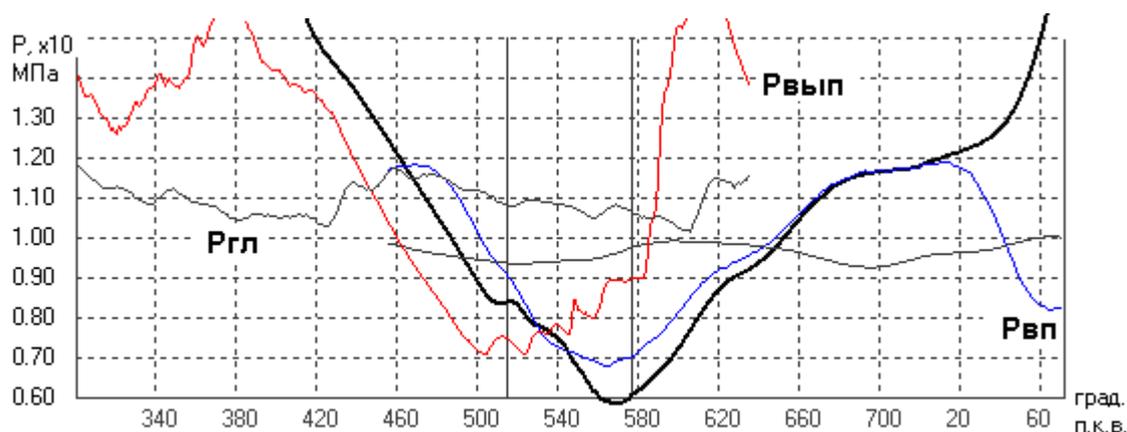


Рис. 5. Диаграмма газообмена, $n=9000 \text{ мин}^{-1}$, 1-й и 4-й цилиндры

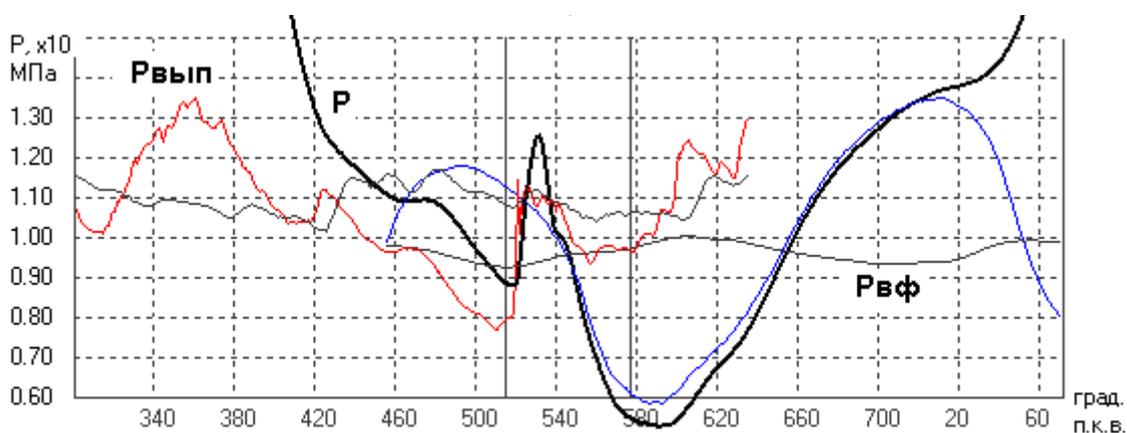


Рис. 6. Диаграмма газообмена, $n=9000 \text{ мин}^{-1}$, 2-й и 3-й цилиндры

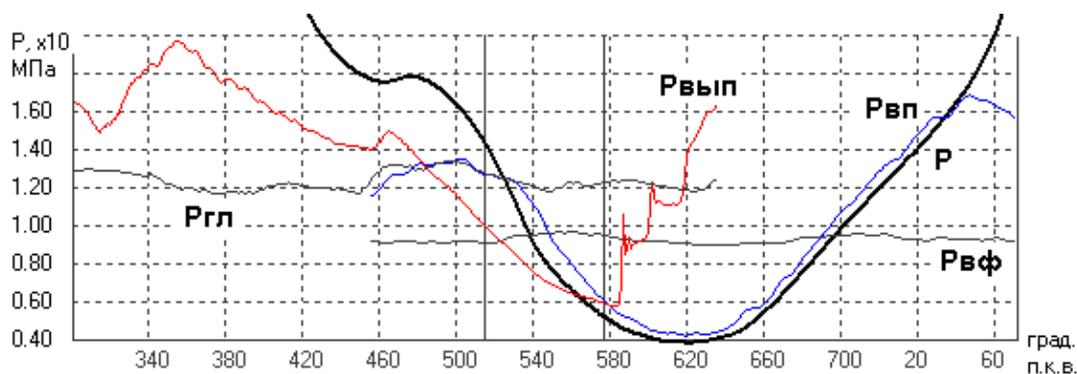


Рис. 7. Диаграмма газообмена, $n=12000 \text{ мин}^{-1}$, 1-й и 4-й цилиндры

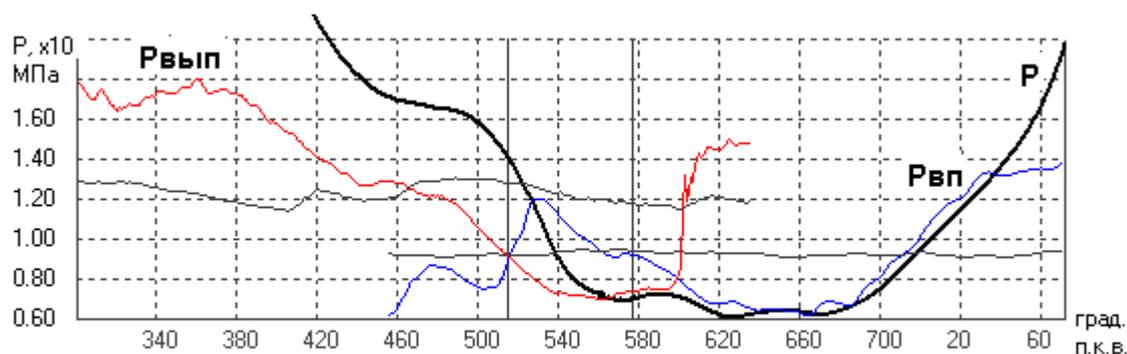


Рис. 7. Диаграмма газообмена, $n=13000 \text{ мин}^{-1}$, 2-й и 3-й цилиндры

По характеристике протекания коэффициента наполнения (см. рис. 1) отчетливо видно, что на частотах вращения ($10000 \div 12000 \text{ мин}^{-1}$) этот показатель превышает единицу. Это объясняется и пониженным давлением за выпускными клапанами ($0,07 \text{ МПа}$), и соответствующей волновой настройкой впускных патрубков (см. рис. 7).

Расхождения между экспериментальной характеристикой и расчетной по мощности ΔN_e (см. табл. 1) лежат в пределах от $1,3 \%$ до 10% (среднее – $4,4$). Нельзя, конечно, говорить о полном совпадении, но: 1) для такого широкого рабочего диапазона – это тоже удовлетворительный результат; 2) для более детального моделирования – недостаточно исходных и экспериментальных данных.

Заключение

Представленная модель показала качественно правильное моделирование характеристики столь высокооборотного двигателя: полное совпадение номинальных оборотов, виден характерный для го-

ночных двигателей прогиб характеристики. Количество – средние по характеристике расхождения мощности на участке от 2000 до 7000 мин^{-1} составляют $5,8 \%$, от 7000 до 13000 мин^{-1} – $2,9 \%$. Вместе с тем, надо обратить более пристальное внимание процессам с наложением волн (малые и средние частоты вращения).

Список литературы:

1. Солодов В.Г., Стародубцев Ю.В., Хандримайлов А.А. Численная модель течения вблизи впускного клапана ДВС // Двигатели внутреннего сгорания. – 2004. - №2. – С. 81-84.
2. SuperBike magazine. – Issue 11 November 1999. – Link House Magazines. – С. 43.
3. Белоцерковский О.М., Давыдов Ю.М. Метод крупных частиц в газовой динамике. – М.: Наука. Гл. редакция физ.-мат. литературы, 1982, – 392 с.
4. Воропаев Е.П. Трехмерная газодинамическая модель четырехтактного четырехцилиндрового поршневого ДВС // Двигатели внутреннего сгорания. – 2006. - №2. – С. 54-59.
5. Воропаев Е.П. Модель тепловыделения в поршневом ДВС с принудительным воспламенением для широкого диапазона режимов работы // Вестник двигателестроения. – 2004. - №1. – С. 35-39.

УДК 621.436

*А.М. Левтеров, канд. техн. наук, Л.Л. Левтерова, инж., Н.Ю. Гладкова, инж.***ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ДВИГАТЕЛЯ С ИСКРОВЫМ ЗАЖИГАНИЕМ, РАБОТАЮЩЕГО НА БЕНЗОЭТАНОЛЬНЫХ ТОПЛИВНЫХ КОМПОЗИЦИЯХ**

Растущий интерес к использованию и производству альтернативных видов топлива (спиртов, эфиров, биогаза) ставит ряд задач перед их производителями и потребителями. Топлива из спиртового ряда, которые, сейчас особенно, находятся в фокусе внимания, могут использоваться в основном в двигателях с искровым зажиганием, и поэтому поведение энергетических преобразователей этого типа, оптимизация их рабочего цикла являются весьма актуальными, а многообразие альтернативных энергоносителей выдвигает задачу прогнозирования характеристик двигателя внутреннего сгорания (ДВС), использующего новые топлива. Обеспечение масштабов исследований, сокращения временного фактора и количества стендовых испытаний возможно с помощью математического моделирования.

Из многообразия математических моделей рабочих процессов ДВС, которое объясняется разноплановостью целей моделирования [1], для поставленной задачи качественного анализа достаточно выбрать квазиэнергетическую термодинамическую модель, позволяющую получить основные выходные характеристики двигателя и состав продуктов сгорания в отработавших газах, дать представления о качестве и экономичности рабочего цикла в формализованном виде для топлив различного состава. Для расчетов использовалась модель, разработанная в ИПМаш НАН Украины [2,3]. Базой расчетной модели рабочего цикла служит двухзонное математическое моделирование процесса сгорания с учетом пониженной стехиометрии, диссоциации продуктов сгорания, эмиссии монооксида азота на основе кинетики химических реакций. Двухзонная модель процесса сгорания построена на основе гипотезы абсолютного не смешения веществ зоны свежего заряда и зоны про-

дуктов сгорания, масса которых задается по одному из известных эмпирических и полуэмпирических законов выгорания топливовоздушной смеси, таких как зависимость Вибе И.И. или [4]. В обеих зонах предполагается присутствие идеального газа, однородность давления и отсутствие пространственного градиента температур. Основой термодинамического анализа служат уравнения сохранения энергии и массы для обеих зон. Термодинамическая система при таких допущениях разрешима относительно T_1 (температура свежего заряда), T_2 (температура процесса сгорания) и P (давление в цилиндре двигателя). Алгоритм 2-х зонной модели сгорания $(u, s, v, \chi, g_1, g_2) \rightarrow (T_1, T_2, P)$, где u – удельная внутренняя энергия, s – удельная энтропия, v – удельный объем, χ – доля выгоревшего топлива в соответствии с законом выгорания, g_1 – вектор состава свежего заряда, g_2 – вектор состава продуктов сгорания, реализуется специальной программой. Величины u и s определяются интегрированием дифференциальных уравнений I и II законов термодинамики, v – известно на каждом шаге интегрирования как функция угла поворота коленчатого вала двигателя, надпоршневого пространства и массы рабочего вещества. Для определения теплофизических свойств составляющих компонентов топлива и продуктов сгорания используются полиномиальные зависимости. Кроме того, модель сгорания дополнена комбинацией систем уравнений, определяющих равновесный состав продуктов сгорания ($N, O, H, N_2, O_2, H_2, OH, CO, CO_2$), образующихся в результате шести равновесных обратимых реакций, и кинетикой образования монооксида азота в соответствии с механизмом Зельдовича [5].

Пакет специальных подпрограмм [3] позволяет выполнять быстрый расчет рабочего цикла двигателя с большим диапазоном изменения входных параметров и получением на выходе показателей экономичности, токсичности, значений максимальной температуры и давления в цилиндре двигателя, прочих сопутствующих показателей.

Адекватность используемой для численных исследований методики моделирования проверялась на быстроходном автомобильном двигателе типа 4Ч 79/80, работающем на бензине и на смеси бензина с 10 процентной добавкой этанола на режиме максимального крутящего момента. Разница расчетных и экспериментальных данных не превышала 3...4 %.

Хорошо известно, что на показатели двигателя решающее влияние оказывают – соотношение топлива и воздуха (коэффициент избытка воздуха α), установка момента зажигания (угол опережения зажигания ψ), степень сжатия (ϵ), нагрузка, конструктивные параметры двигателя и параметры окружающей среды. Взаимное влияние этих параметров, нестационарность рабочих процессов двигателя, объясняют сложность достижения оптимальной его работы. Хорошие экономические показатели (малый удельный расход топлива (g) и высокий коэффициент полезного действия (КПД, η)) обеспечиваются высокой скоростью сгорания топливовоздушной смеси и характером тепловыделения, оптимально согласованным с ходом поршня. В свою очередь, максимальная скорость сгорания связана с составом рабочей смеси и организацией процесса сгорания. Считается, что максимальное тепловыделение должно наступать приблизительно через 5–10 градусов угла поворота коленчатого вала двигателя после ВМТ [6]. Благодаря максимальной скорости сгорания, максимальный крутящий момент и более равномерную работу двигателя позволяют получить богатые смеси, что однако сопровождается увеличением концентраций оксида углерода (СО), углеводо-

родов (СН) в отработавших газах и повышенным удельным расходом топлива. Сгорание обедненных смесей на режимах частичной нагрузки обеспечивает топливную экономичность, но расширение пределов обеднения связано с увеличением эмиссии монооксидов азота и дополнительными требованиями, обеспечивающими снижение этой эмиссии [6,7]. Непосредственное влияние на качество процесса сгорания оказывает степень сжатия, рост этого показателя благотворно сказывается на топливной экономичности.

С учетом вышеизложенного и были выбраны параметры двигателя, изменение которых в заданных пределах, позволили получить характер их качественного влияния на экономичность и токсические показатели двигателя, работающего на бензоэтанольных воздушных смесях. Исследованию подвергались бензоэтанольные топливные композиции с содержанием этанола (G_2) в массе рабочей смеси (G_{Σ}) от 0 до 100% с дискретностью 10%. Изменение коэффициента избытка воздуха задавалось на интервале $0,8 \leq \alpha \leq 1,9$ с дискретностью 0,025; угла опережения зажигания – на интервале $40^{\circ} \leq \psi \leq 10^{\circ}$ до ВМТ с дискретностью 2 градуса поворота коленчатого вала двигателя; степени сжатия – на интервале $8 \leq \epsilon \leq 12$ с дискретностью 0,5 по всем видам топлива заданного состава. Расчетные исследования проводились на режиме максимального крутящего момента ($n = 3000 \text{ мин}^{-1}$). Кроме того, для значений частоты вращения коленчатого вала в интервале $2000 \leq n \leq 5500$ и изменений нагрузки от 0% до 100% получены внешние скоростные и нагрузочные характеристики двигателя, работающего на чистом бензине и на бензоэтаноле с 20% добавкой этанола. Использование топлива такого состава (и с меньшим содержанием этанола) не требует конструктивных изменений бензинового базового двигателя.

Основным результатом проведенного численного моделирования являются графики в координа-

тах $X-U$, свидетельствующие о качественном влиянии управляющего воздействия (α , ψ , ϵ , n , нагрузка) на выходные характеристики рабочего цикла двигателя – средние индикаторные показатели, эмиссию составляющих отработавших газов. Количественное описание подобных влияний возможно только с помощью многомерных моделей, использование которых крайне дорого и обременительно в плане подготовки и проведения расчетов, да и целесообразность таких расчетов оправдывается, как правило, только в случае проектирования новых двигателей.

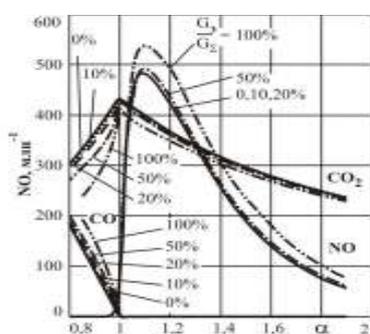


Рис. 1. Показатели токсичности двигателя

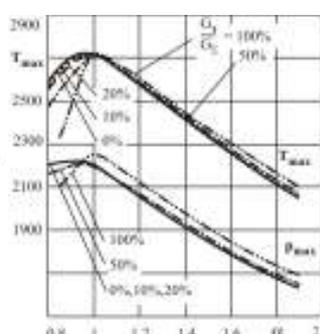


Рис. 2. Максимальные показатели цикла

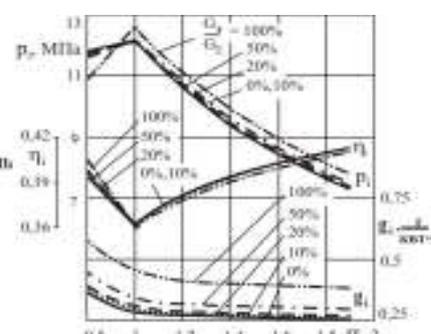


Рис. 3. Экономические показатели двигателя

Характер зависимости КПД (η_i) и эмиссии оксида азота (NO) от угла опережения зажигания (рис. 4) отражает свойственную ДВС многокритериальность при выборе оптимального параметра. Рисунок хорошо демонстрирует оптимальную область угла опережения зажигания, отвечающую поиску компромисса. Подобная картина характерна для всех исследуемых бензоэтанольных смесей.

Внешняя скоростная характеристика двигателя по всем заявленным отношениям (G_3/G_2) представлена на рис. 5. График сравнения нагрузочных характеристик (рис. 6) отвечает расчетным данным, полученным для чистого бензина и 20% бензоэтанольной смеси. Такая добавка этанола практически не изменяет показателей двигателя: разница значений p_i в расчетных точках составляет ~ 2000 Па, а разница значений η_i – тысячные доли.

На рис. 1 – 3 отражены полученные расчетным путем в зависимости от коэффициента избытка воздуха максимальная температура (T_{max}), среднее индикаторное давление (p_i), индикаторный КПД (η_i), удельный расход топлива (g_i), основные составляющие выхлопных газов (NO, CO, CO₂) для всех исследуемых смесевых топлив при фиксированных значениях степени сжатия и угла опережения зажигания, выбор которых определен конструкцией двигателя (степень сжатия) и компромиссом между эмиссией монооксида азота и экономичностью (η_i).

Анализ полученных результатов расчета теоретического цикла двигателя говорит о небольшом росте в отработавших газах монооксида азота и оксида углерода, который пропорционален увеличению в топливе содержания этанола. Интегральные значения монооксида азота достигают своего максимума при $\alpha = 1.1$, образование их увеличивается с увеличением видимого угла продолжительности сгорания, расширение которого на 10 % дает увеличение NO на 2 – 3 %.

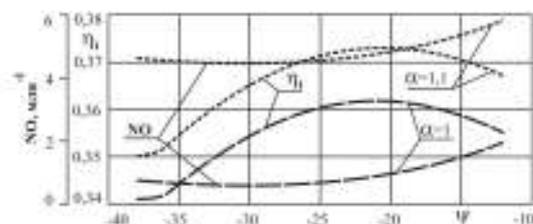


Рис. 4. Выбор оптимального угла опережения зажигания

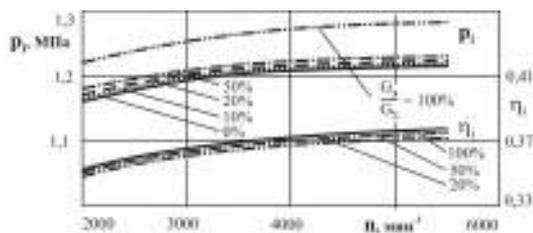


Рис. 5. Внешняя скоростная характеристика двигателя

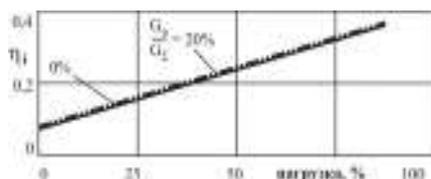


Рис. 6. Нагрузочная характеристика двигателя

Увеличение NO на 10 – 15 % для смесевых топлив на основе легких спиртов отмечают в работе [8]. Правда, в публикации [9] приводятся выводы противоположного характера: для метанольно-топливных композиций с содержанием метанола до 30% отмечают уменьшение NO в отработавших газах от 10–44% до 65-75% в зависимости от числа оборотов двигателя. В обоих случаях ссылаются на одну методику расчета процесса сгорания, разработанную в ПЛТД МАДИ.

Содержание этанола в топливовоздушной смеси стимулирует некоторый рост показателей процесса сгорания, а увеличение степени сжатия положительно сказывается на показателях экономичности (Рис. 7). Эта тенденция сохраняется на всех исследуемых режимах работы двигателя.

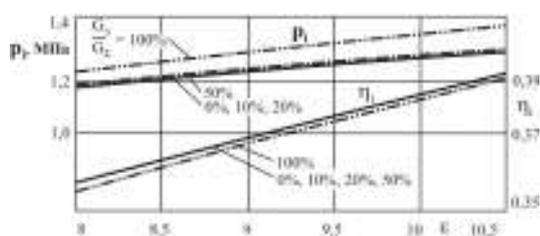


Рис. 7. Влияние степени сжатия на показатели экономичности

Максимальные значения расчетного КПД цикла и среднего индикаторного давления остаются на уровне показателей традиционного топлива. Несколько нетрадиционный вид зависимости $\eta_i=f(\alpha)$ при $\alpha \leq 1$, с точки зрения авторов, можно объяснить тем, что обогащение горючей смеси до определенных пределов ведет к увеличению скорости и температуры сгорания. Это подтверждается решением большого количества задач химической кинетики горения при различных значениях коэффициента избытка воздуха в соответствии со схемой реакций горения легких углеводородов В. Я. Басевича, дополненной реакциями распада тяжелых углеводородов и окисления азота воздуха. Скорость выделения тепла за счет химических реакций возрастает с уменьшением α и приближается к наибольшей с $\alpha \approx 0.8-0.85$ [8]. Сгорание обогащенной смеси протекает быстрее, а, следовательно, и эффективнее, что обеспечивает лучшие мощностные показатели работы двигателя [10]. Кроме того, при $\alpha < 1$ образование NO фактически отсутствует (достоверность расчета монооксида азота в соответствии с механизмом Зельдовича признана и используется в пропрограммных комплексах моделирования ДВС ведущих моторостроительных фирм), и можно предположить, что кислород воздуха идет в этом случае на окисление углеводородов и, так называемое недогорание топлива, объясняется сугубо организацией рабочего цикла двигателя на богатых смесях.

Заключение

Таким образом, расчетные исследования позволяют сделать вывод, что работа быстроходного двигателя на бензоэтанольных воздушных смесях не вызывает значительных изменений его мощности, экономических и токсических показателей. Это особенно характерно для смесей с содержанием этанола, не превышающим 20%, а именно такая добавка не

требует конструктивных изменений двигателя. Скорость протекания процесса сгорания определяется быстротой нагрева и испарения топлива, склонностью топлива к образованию активных центров. Бензоэтанольные смеси характеризуются более низким по сравнению с бензином цетановым числом и соответственно более высоким значением энергии активации окисления топлива. Это предопределяет особое внимание к организации процесса сгорания с целью обеспечения показателей рабочего цикла двигателя при использовании бензоэтанольных смесей, не уступающих аналогичным показателям цикла на бензине. Уточненную оценку использования добавок этанола к традиционному топливу можно будет сделать после серии стендовых испытаний, учитывающих и приведенные расчетные исследования.

Список литературы:

1. Левтеров А.М., Левтерова Л.И. Выбор модели рабочего процесса ДВС, работающего на топливах растительного происхождения // Вестник Национального технического университета «ХПИ». – 2006. – №26. – С. 13 – 118. 2. Куценко А.С., Левтерова Л.И. Прогнозирование техникоэкологических

характеристик ДВС на водородосодержащих топливных смесях // Проблемы машиностроения. – 1992. – Вып. 38. – С. 86 – 89. 3. Куценко А.С. Моделирование рабочих процессов двигателей внутреннего сгорания на ЭВМ. – К.: Наук. думка, 1988. – 100 с. 4. Blumberg P., Kummer J.T. Combust. Sci. Technol. – 1971. – №4. – P.73 – 96. 5. Зельдович Я.Б., Садовников П.Я., Франк-Каменецкий Д.И. Окисление азота при горении. – М.: Изд. АН СССР, 1947. – 145 с. 6. BOSCH, Автомобильный справочник: Перевод с английского. – 1е изд. – М.: ЗАО «ЮЖИ» За рулем, 2002. – 895 с. 7. Чесноков С.А., Кузьмин И.В., Соколова С.С. Моделирование динамики поверхности горения на основе химической кинетики реакций неоднородной бензовоздушной смеси // Фундаментальные и прикладные проблемы совершенствования поршневых двигателей: Материалы IX Междунар. науч.-практ. конф. – Владимир, 2003. – С. 186 – 189. 8. Матиевский Д.Д., Куманак С.П. Применение смесевых спиртовых топлив в дизелях автотракторного типа / http://aomai/sesna/ru:8080/Books/Files/Vestn_2000_02/11/11/htm. 9. Лиханов В.А., Плотников С.А. Особенности процесса сгорания метанолатопливной эмульсии в тракторном дизеле // Двигателестроение. – 1996. – №1. – С. 26 – 28. 10. Карасев В.А., Смирнов О.В. Влияние массового отношения топлив на динамику сгорания в двигателе с двухстадийным, послойным сгоранием // Фундаментальные и прикладные проблемы совершенствования поршневых двигателей: Материалы IX Междунар. науч.-практ. конф. – Владимир, 2003. – С. 200 – 203.

УДК 621.56

А.И. Крайнюк, д-р техн. наук, А.А. Крайнюк, канд. техн. наук, М.А. Брянцев, инж.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ПРИНЦИПОВ КАСКАДНОГО ОБМЕНА ДАВЛЕНИЕМ В РАБОЧЕМ ЦИКЛЕ ГАЗОВЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

Введение

Значительная составляющая общего потребления энергоресурсов современной цивилизации связана с производством холода технологического и бытового назначения. Развитие криогенных технологий сепарации, очистки и сжижения нефтяного и природного газов, извлечения углеводородов из свалочного, шахтного и биологических газов, наряду с глобализацией производства продуктов питания, укрупнением рынков животноводства и морепродуктов порождают растущую потребность в мощных установках низкотемпературного охлаждения.

В настоящее время возобновляется интерес к использованию воздушных (газовых) холодильных установок (ВХУ), имеющих большой потенциал низкотемпературного охлаждения без использования низкокипящих рабочих тел.

Формулирование проблемы

Холодильный коэффициент воздушных установок при относительно небольших отношениях температур окружающей среды и охлаждаемого объекта уступает показателям парокompрессионных установок, однако в области глубокого охлаждения рабочий цикл воздушной ВХУ с регенерацией реализует более высокую энергетическую эффективность. Немаловажным является экологический аспект привлекательности ВХУ воздушных машин, особенно в свете решения Монреальского совещания, запрещающего использование в качестве хладагентов озоноразрушающих веществ.

Вместе с тем, получающие распространение воздушные установки на базе турбодетандеров дорогостоящи в изготовлении и ввиду высокой частоты вращения ротора турбины имеют ограниченный ресурс, требуют высокого уровня технического обслуживания.

Возможность удешевления ВХУ связывается с использованием в качестве детандера–компрессора волнового обменника давления (ВОД), аналогичного по конструкции агрегату воздухообеспечения системы наддува ДВС “Comprex”.

В роторе ВОД в процессе непосредственного обмена энергией между сжимающей и сжимаемой средами наряду с охлаждением газового (воздушного) потока осуществляется сжатие до 25...30 % хладагента. Большая часть хладагента сжимается в отдельной, основной ступени компрессора, приводимого от внешнего источника механической энергии.

К преимуществам волнового турбодетандера–компрессора относится простота и надежность конструкции устройства, а также более низкая относительно турбоагрегата частота вращения ротора (6500...10000 мин⁻¹).

Следует заметить, что несмотря на лаконичность устройства, работа ВОД характеризуется сложностью газодинамических процессов, протекающих в напорообменных каналах ротора. Волновой характер обмена энергией предопределяет высокую чувствительность рабочего процесса ВОД к картине взаимодействия первичных волн с передними кромками газораспределительных окон. Отклонение режима работы ВОД от расчетных условий по частоте вращения ротора, давлению и температуре рабочих сред сопровождается резким ухудшением

показателей его работы как вследствие рассогласования фаз движения первичных волн, так и вследствие неполноты вытеснения сжатого воздуха из ячеек ротора. Увеличение доли сжатого воздуха, оставшегося в ячейке в момент ее разобшения с окнами высокого давления, вызывает почти пропорциональное снижение к.п.д., аналогично негативному эффекту так называемого «мертвого» объема в поршневом компрессоре. Кроме того, неизбежные диссипативные явления в процессах формирования и взаимодействия сильных ударных волн ограничивает к.п.д. лучших образцов волновых обменников давления на расчетных режимах значениями 0,55...0,56 [1].

К недостаткам ВОД следует отнести практическое ограничение, по критерию эффективности обменных процессов, степени повышения давления в одной ступени значениями $\pi_k = 2,5 \dots 2,8$.

Решение проблемы

Более широкую перспективу совершенствования эксплуатационных показателей ВХУ раскрывает использование в качестве детандера, а также в качестве основного компрессора принципиально новой разновидности энергообменных устройств – каскадного обменника давления (КОД) [2].

В разработанном на кафедре ДВС ВНУ им. В.Даля КОД обмен энергией осуществляется в условно стационарных статических многоступенчатых процессах массообмена с формированием волн незначительной эффективности. Поэтому рабочий процесс характеризуется более высокой эффективностью и меньшей чувствительностью к рассогласованию частоты вращения ротора.

Принцип действия КОД иллюстрируется рисунком 1, где схематизирована развертка ячеек ротора относительно газораспределительных окон и массообменных каналов статора.

Активная среда, поступающая из окна ГВД в ячейку ротора, «досжимает» предварительно сжатый воздух до уровня сопротивления сети и вытесняет его через окно ВВД к потребителю.

Потенциальная энергия рабочих сред после разобшения с окнами высокого давления полезно используется для предварительного сжатия свежего воздуха в период последовательно сообщения рассматриваемой ячейки посредством напорообменных каналов с ячейками участка сжатия. При этом в процессе каскадного массообмена давление в каждой из ячеек в период её движения на участке расширения ступенчато снижается, а на участке сжатия – ступенчато повышается.

При подключении ячейки к окнам низкого давления ГНД и ВНД осуществляется принудительная продувка свежим зарядом.

В идеализированном цикле КОД имеет место примерное равенство объемных расходов сжимаемого воздуха и сжимающего газа, поэтому отношение массовых расходов этих сред близко обратному отношению их температур. Отмеченное является косвенным подтверждением более высокого к.п.д. КОД относительно ВОД, практически реализующего в составе системы наддува ДВС равенство массовых расходов сжимаемой и сжимающей сред.

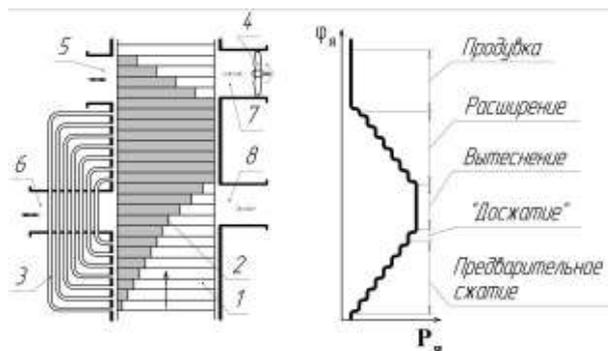


Рис. 1. Схема развертки ротора КОД относительно окон и каналов статора:

1 – ячейки ротора; 2 – условная контактная граница сжимающей и сжимаемой сред; 3 – массообменные каналы статора; 4 – продувочный вентилятор; 5 – окно газов низкого давления (ГНД); 6 – окно газов высокого давления (ГВД); 7 – окно воздуха низкого давления (ВНД); 8 – окно воздуха высокого давления (ВВД)

Замечательная особенность рабочего цикла КОД заключается в незначительном влиянии неполноты вытеснения сжатого воздуха из ячеек ротора к потребителю («мертвого» объема) на эффективные показатели обменника. Причина такой нечувствительности вполне объяснима. Энергия сжатого воздуха, оставшегося в ячейке после разобшения с окном ВВД, участвует в процессе каскадного массообмена и, следовательно, наряду с энергией сжимающего газа в ячейке непосредственно расходуется на последующее сжатие свежего заряда.

К эксплуатационным преимуществам КОД относится возможность осуществления рабочего процесса при более низких частотах вращения ротора ($1500...3000 \text{ мин}^{-1}$) относительно частоты вращения ротора ВОД ($8000...12000 \text{ мин}^{-1}$).

Испытания ряда опытных образцов подтвердили эффективность обменных процессов в КОД в диапазоне рабочих режимов до $\pi_k = 4...4,2$. На режиме $\pi_k = 2,5$ при отношении температур сжимающего и сжимаемого газов $\Theta = 1,82$ (частота вращения ротора – 2750 мин^{-1}) коэффициент полезного действия КОД достигает значе- ний 0,82.

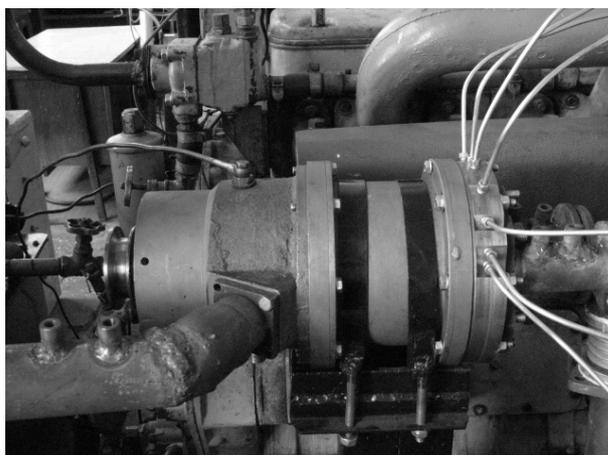


Рис. 2. Опытный образец КОД

Отмеченные выше свойства КОД позволяют осуществлять рабочий цикл газовой (воздушной) холодильной машины без использования компрессора основной ступени сжатия хладагента.

В разработанном авторами устройстве бескомпрессорной ВХУ с КОД (см. рис. 3, 4) один из каскадных обменников (КОД1) выполняет функции детандера-компрессора, другой – КОД2 – умножителя расхода сжатого в КОД1 воздуха.

В простейшем устройстве ВХУ КОД без регенерации сжатый воздух через окно 1 поступает в КОД1, где расширяясь охлаждается, одновременно совершая работу сжатия воздуха, подводимого в КОД1 через окно 4 из холодильной камеры. Холодный воздух из КОД1 через окно 3 непосредственно подается в холодильную камеру.

Сжатый в ячейках ротора КОД1 воздух посредством циркуляционного вентилятора ЦВ проталкивается через утилизационные теплообменники ТА₂, ТА₃ и источник подвода теплоты НВ, где подогревается.

В результате повышения температуры объемный расход сжатого в КОД1 воздуха значительно увеличивается, что обеспечивает соответствующее повышение производительности КОД2, сжимающего воздух, поступающий через окно 8 из окружающей среды.

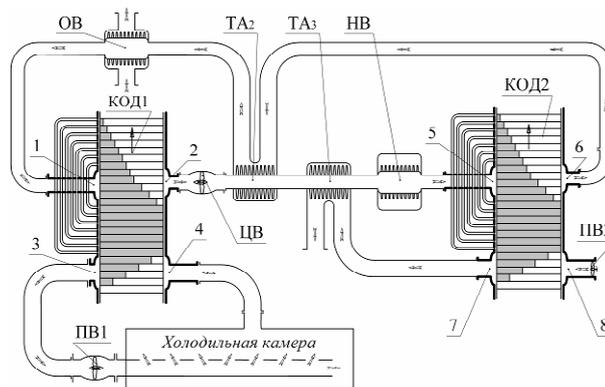


Рис. 3. Принципиальная схема воздушно-холодильной установки на базе КОД без регенерации

1, 2 – соответственно окна подвода и отвода высокого давления детандера-компрессора; 3, 4 - соответственно окна отвода и подвода низкого давления детандера-компрессора; 5, 6 - соответственно окна подвода и отвода высокого давления умножителя расхода; 7, 8 - соответственно окна отвода и подвода низкого давления умножителя расхода; КОД1 - детандер-компрессор; КОД2 – умножитель расхода; ЦВ – циркуляционный вентилятор; ПВ1, ПВ2 – соответственно продувочные вентиляторы КОД1 и КОД2; ОВ – охладитель воздуха; НВ – нагреватель воздуха

Сжатый в КОД2 воздух через окно 6 под действием перепада давления, создаваемого циркуляционным вентилятором ЦВ, направляется в охлаждающий радиатор ОВ и далее подводится к окну 1 КОД1.

Давление сжатого в КОД2 воздуха и, следовательно, степень его расширения и глубина охлаждения в КОД1 зависят от уровня подогрева потока в источнике подвода теплоты НВ, повышаясь с увеличением последней.

Более высокий к.п.д. при увеличении глубины охлаждения обеспечивает ВХУ КОД с регенерацией.

В устройстве, показанном на рис. 4, воздух из холодильной камеры посредством специального вентилятора ПВ1 направляется к регенерационному теплообменнику ТА₁, благодаря которому осуществляется дополнительное охлаждение воздуха, расширяющегося в КОД1. Далее воздух, частично подогретый в регенераторе ТА₁, используется в качестве сжимаемой среды, подводимой в КОД1 через окно 4.

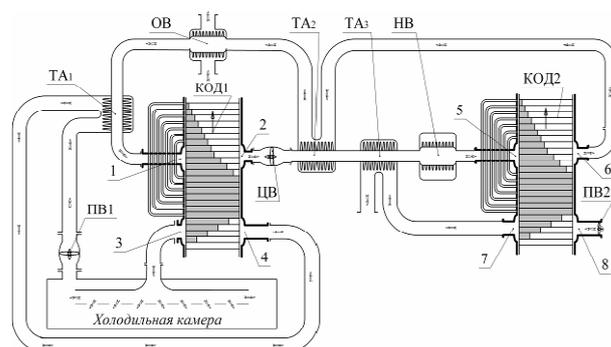


Рис. 4. Принципиальная схема воздушной холодильной установки на базе КОД с регенерацией.

$ТА_1, ТА_2, ТА_3$ – утилизационные теплообменники

Остаточная температура расширенного в КОД2 воздуха, отводимого через окно 7, а также остаточная температура сжатого в КОД2 воздуха, отводимого через окно 6, используется для предварительного подогрева нагнетаемого КОД1 воздуха посредством утилизационных теплообменников $ТА_2$ и $ТА_3$.

Основным потребителем механической энергии в рассмотренных устройствах (рис. 3, 4) является циркуляционный вентилятор ЦВ, обеспечивающий необходимый перепад давлений в линиях высокого давления двух КОД. Причем с увеличением общего перепада давлений, создаваемого циркуляционным насосом, скорость течения потоков в линиях высокого давления КОД1 и КОД2 и, следовательно, производительность холодильной установки возрастают.

Основные показатели работы ВХУ КОД с различной глубиной охлаждения представлены в таблицах 1 – 2.

Таблица 1. ВХУ КОД для низкотемпературного морозильника длительного хранения пищевых продуктов

Параметр	Значение
Хладопроизводительность, кВт	6
Температура в холодильной камере, °С	-20
Температура подаваемого в холодильную камеру воздуха, °С	-60
Объемный расход воздуха, м ³ /мин	6,5
Суммарная электрическая мощность приводов вентиляторов и роторов КОД, кВт	0,7
Количество подводимой теплоты, кДж/с	18,4
Габаритные размеры КОД (длина x диаметр), м	0,23 x 0,35

Таблица 2. ВХУ КОД среднетемпературной заморозки морепродуктов

Параметр	Значение
Хладопроизводительность, кВт	30
Температура в холодильной камере, °С	-40
Температура подаваемого в холодильную камеру воздуха, °С	-86
Объемный расход воздуха, м ³ /час	6010
Суммарная электрическая мощность приводов вентиляторов и роторов КОД, кВт	4,7
Количество подводимой теплоты, кДж/с	162

Анализ полученных результатов в сопоставлении с известными характеристиками работы ВХУ с турбодетандером или волновым обменником давления показывает более высокую энергетическую эффективность рабочего цикла ВХУ КОД. Главным энергетическим источником работы ВХУ КОД является тепловая энергия, стоимость которой, особенно в условиях автономной эксплуатации установки (с учетом потерь преобразования теплоты сгорания топлива в теплосиловой установке и электрогенераторе), значительно ниже стоимости механической или электрической энергии.

В настоящее время продолжают работы по дальнейшему повышению эффективного к.п.д. представленной и перспективных схем ВХУ КОД, прежде всего, за счет оптимизации степени регенерации теплоты в различных контурах установки.

Заключение

С учетом более низкой стоимости тепловой энергии относительно механической и электрической, особенно в условиях автономной эксплуатации установки, рабочий цикл ВХУ КОД позволяет реализовать существенно более высокие по сравнению с традиционными схемами ВХУ экономические показатели производства низкотемпературного холода.

Более подробная информация может быть получена при непосредственно контакте с авторами. Тел. +38 (066) 212 80 77, e-mail: ljangar@rambler.ru.

Список литературы:

1. Крайнюк А.И., Сторчеус Ю.В. Системы газодинамического наддува. Монография. – Луганск: Изд-во Восточноукраинского гос. ун-та, 2000. – 224 с. 2. Каскадний обмінник тиску. Патент України №77261А, МПК7 F 02 В 33/00/ Крайнюк О.І., Крайнюк А.О. - №20040806986; Заявл. 21.08.2004; Опубл. 15.11.2006, Бюл.№11.

УДК 621.436

Н.Д. Чайнов, д-р техн. наук, М.И. Раенко, С.П. Мягков, канд. техн. наук

ВОПРОСЫ ПРОЧНОСТИ КРЫШЕК ЦИЛИНДРОВ СРЕДНЕОБОРОТНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Введение

Современные требования по повышению удельной мощности, экономичности и долговечности среднеоборотных дизелей определяют дальнейшее форсирование рабочего процесса, что неминуемо повышает тепломеханическую напряженность деталей, образующих камеру сгорания. Для деталей, работающих в области неизотермического малоциклового нагружения, актуальна задача расчета долговечности.

Формулирование проблемы

В работах по исследованию поведения конструкции при неизотермическом малоцикловом нагружении [1] отмечается, что для оценки долговечности можно использовать расчетные данные. При этом необходимо решать задачи термопластичности в циклической температурно-временной постановке для чего в первую очередь в качестве исходных, необходимо иметь данные по тепловому состоянию конструкции, соответствующие характерным режимам работы двигателя. Расчет полноразмерной крышки цилиндра методом конечных элементов в такой постановке практически невозможен без существенного упрощения модели, даже при использовании современных ЭВМ. Расчет всей конструкции и не требуется, поскольку область неупругих деформаций имеет локальный характер. Учитывая тот факт, что рассмотрение отдельной области конструкции без учета влияния отдаленной части (например, при расчете температурных полей) приводит к большим погрешностям, была разработана концепция расчета, позволяющая учитывать влияние отдаленной части [2]. Концепция расчета основана на методе декомпози-

ции матрицы жесткости конструкции, в основе которого лежит процесс редуцирования по Гайану, часто применяющийся в методе суперэлементов. Для неупругого расчета выделяется центральная часть или нижняя плита (огневое днище), что позволяет учесть все зоны концентрации напряжений в огневом днище крышки. После этого, полученные данные используются для определения опасного состояния и вероятности его достижения при заданном количестве циклов с использованием деформационно-кинетических критериев [1,4,8].

Экспериментальное решение проблемы оценки долговечности

В настоящее время на Коломенском заводе для оценки работоспособности крышек цилиндров применяется методика, основанная на получении остаточных напряжений в детали после некоторой нагрузки (около 25% моторесурса). Остаточные напряжения получают методом разрезки элементов огневого днища крышки (межклапанных перемычек) с предварительно наклеенными на них тензодатчиками (Рис.1).

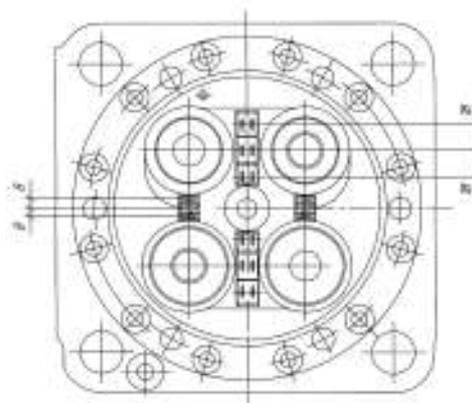


Рис. 1. Эскиз расположения тензодатчиков и линий разреза для измерения остаточных напряжений

Практически полное отсутствие достоверных методов неразрушающего контроля остаточной напряженности конструкций предопределило использование метода выделения и тензометрирования наиболее нагруженных элементов детали. Несмотря на существенное развитие неразрушающих методов контроля остаточных напряжений таких как – магнитные, электрические, вихретоковые, радиоволновые, тепловые, оптические, радиационные, акустические и капиллярные – ни один из них не позволяет получить достоверные сведения о количественном характере распределения макронапряжений (напряжений I рода). В статье «Проблемы измерения характеристик напряженно-деформированного состояния конструкционных материалов сложных технических объектов» проф. Дубров А.А. отмечает, что неразрушающие методы являются косвенными, поскольку измеряют не напряжения (или деформации) непосредственно, а изменение параметров физической среды, пропускаемой через деталь в нагруженном и разгруженном состоянии. Разгрузить конструкцию от напряжений не всегда удается, поэтому применяют образцы-эталон, сопоставимые с деталью по геометрическим параметрам. И в том, и в другом случае вносится погрешность неизвестной величины, поэтому достоверность количественной картины распределения остаточных напряжений оценить сложно. Кроме того, неразрушающие методы контроля предназначены в основном для измерения напряжений II и III родов – напряжений на микро уровне и субмикро уровне (в пределах кристаллической решетки), которые не оказывают существенного влияния на прочность и выносливость конструкции.

Методу разрезки также присущ ряд существенных недостатков. Помимо полного вывода из строя дорогостоящей детали, сложности метрологического обеспечения, неприменимости для проектируемых конструкций, метод не позволяет оценить распреде-

ление остаточной деформации в объеме. Также важен тот факт, что эксперимент фактически уникален, ввиду невозможности его повторного проведения на одной и той же детали, что не позволяет установить тенденцию накопления и перераспределения напряжений в конструкции на различных этапах эксплуатации. Кроме того, метод основан на предположении «упругой разгрузки», то есть уровень фактических остаточных напряжений на момент измерения не должен превышать предел пропорциональности материала.

По техническим условиям на дизель крышка цилиндра должна безотказно работать до первого капитального ремонта двигателя. За это время конструкция выдерживает до 150000 и выше (в зависимости от назначения двигателя) эквивалентных макроциклов теплового нагружения. Квазиупругое деформирование материала, необходимое для обеспечения высоких показателей долговечности, может быть обеспечено только за счет явления приспособляемости, когда в процессе неупругого деформирования в начальный период, происходит упрочнение материала, что при последующем нагружении снижает долю неупругих деформаций в цикле нагружения [5]. Проследить тенденцию накопления остаточных напряжений с течением времени можно по диаграмме, полученной в результате накопленных на Коломенском заводе экспериментальных данных для крышек цилиндров дизелей ЧН26/26 (Рис 2).

С помощью диаграммы можно косвенно оценить вид цикла неупругого деформирования. Если на момент измерения предельный уровень остаточных напряжений в межклапанных перемычках крышки (200 МПа) не превышен, или превышен незначительно, можно говорить о достаточном запасе по долговечности, который представляет собой отношение числа циклов, накапливаемых конструкцией в эксплуатации к числу циклов до разрушения. Вид кривых (Рис 2) зависит от температуры на поверхно-

сти детали. Так кривая 1, полученная при температуре 355⁰С асимптотически приближается к линии предельных напряжений, что говорит о высоком уровне долговечности. Кривая 3, полученная при 465⁰С показывает превышение допустимого уровня. В этом случае приспособляемость материала невозможна [5], что приводит к быстрому разрушению конструкции. Для достижения заданного уровня долговечности крышек цилиндров из высокопрочного чугуна с шаровидным графитом размах пластической деформации в цикле нагружения (ширина петли неупругого гистерезиса) не должен превышать 0,003% [6]. Как видно из диаграммы, температура играет решающую роль в механизме образования остаточных напряжений, следовательно, для повышения долговечности, в первую очередь, необходимо стремиться к ограничению её максимального уровня.

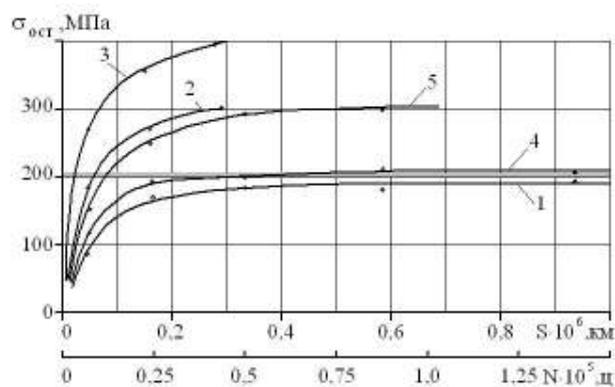


Рис. 2. График нарастания остаточных напряжений в крышках цилиндров по мере увеличения наработки в зависимости от температуры

Очевидно, что оценка долговечности невозможна без получения экспериментальных данных по поведению материала при циклическом воздействии температур, температурной выдержки (релаксации напряжений и ползучести), а также статических характеристик материала при нормальной и повышенной температуре.

Не менее важна оценка количества и типа циклов нагружения, выдерживаемых конструкцией в период её эксплуатации, и их анализ с точки зрения

повреждаемости, вносимой в структуру металла [3]. Данные по количеству циклов получают в ходе хронометража в виде изменений мощности дизеля по времени, с дальнейшим пересчетом в температуры деталей камеры сгорания. Хронометраж в течение всего срока эксплуатации для данного класса двигателей практически неосуществим, к тому же получить идентичные данные вряд ли удастся, поскольку каждый двигатель эксплуатируется на существенно различных нагрузочных режимах. Примером может служить нагрузочная (по позициям контроллера) диаграмма для тепловозного дизеля на ограниченном участке дороги (Рис 3а и б). Зависимость эффективной мощности от положения контроллера приведена в таблице 1. В условиях идентичного веса состава, квалификации машиниста и погодных условий, диаграммы различаются для прямого и обратного направления движения локомотива. Как видно, отдельной важной задачей для оценки долговечности становится анализ количества и режимов теплового нагружения. При этом для обоснования вида расчетного цикла необходимо получение некоторого усредненного (эквивалентного) цикла для дизелей одного класса.

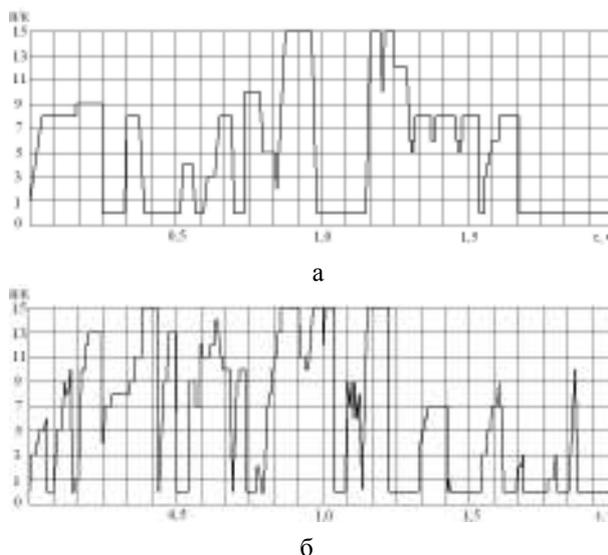


Рис. 3. График зависимости положения контроллера тепловоза от времени движения состава а – в прямом направлении движения; б – в обратном направлении движения

Таблица 1. Зависимость эффективной мощности от положения контроллера

п/к	0	1	2	3
Моощность,кВт	134	306	430	558
п/к	4	5	6	7
Моощность,кВт	676	812	960	1104
п/к	8	9	10	11
Моощность,кВт	1220	1400	1552	1770
п/к	12	13	14	15
Моощность,кВт	1965	2160	2340	2540

Заключение

Применение методов математического моделирования для оценки поведения материала в рабочих условиях, как видно, имеет ряд преимуществ. Главным из них является возможность получения непосредственно диаграммы (σ - ϵ) практически на любом этапе эксплуатации, в том числе для проектируемых конструкций. Кроме того, метод математического моделирования обладает большей оперативностью, позволяя в более короткие сроки и с меньшими затратами обрабатывать большее число конструкторских вариантов.

Прогноз долговечности с использованием расчетных данных осуществляется путем анализа опасных сечений с учетом особенностей поведения материала при циклическом деформировании за пределами упругости, а также с учётом влияния температурно-временных эффектов [1,4]. Наиболее полно современной концепции расчетно-экспериментальной оценки долговечности крышек

цилиндров отвечает работа [7]. Располагая кривыми деформирования материала от рабочей нагрузки можно оценить степень поврежденности конструкции на данном этапе и при последующих нагружениях. Уровень остаточных напряжений в детали после некоторого количества циклов также может использоваться для оценки приближения конструкции к опасному состоянию.

Список литературы:

1. Гусенков А.П., Котов П.И. Длительная и неизотермическая малоцикловая прочность элементов конструкций. – М.: Машиностроение, 1988. – 264 с.
2. Чайнов Н.Д., Салтыков М.А., Раенко М.И., Мяжков С.П. Особенности математического моделирования НДС крышки цилиндра форсированного среднеоборотного дизеля. Двигателестроение №4, 2006, С. 8-11.
3. Сальников М.А., Салтыков М.А. Влияние сменности режимов работы в эксплуатации тепловозных дизелей на ресурс деталей цилиндропоршневой группы. Конструирование и эксплуатация оборудования. Двигатели внутреннего сгорания №10, 1983, С. 1-3.
4. Серенсен С.В. Шнейдерович Р.М. Гусенков А.П. и др. Прочность при малоцикловом нагружении. Основы методов расчета и испытаний. Издательство «Наука», 1975. – 284 с.
5. Уравнения состояния при малоцикловом нагружении. Махутов Н.А., Гаденин М.М., Гохфельд Д.А., Гусенков А.П., и др. М.: Наука, 1981. – 243 с.
6. Александров И.И. Исследование условий термической прочности литых материалов для деталей камеры сгорания: Диссертация канд. техн. наук. – Коломна, 1972. –196с.
7. F. Zieher, F.Langmayr, A. Jelatancev, K. Wieser. Thermal Mecyanical Fatigue Simulation of Cast Iron Cylinder Heads. SAE 2005 World Congress. Detroit. p.12.
8. Дульнев Р.А., Котов П.И. Термическая усталость металлов. – М.:Машиностроение, 1980. – 200 с.

*А.П. Марченко, д-р техн. наук, В.О. Пильов, д-р техн. наук,
В.В. Шаповський, канд. техн. наук., Пильов В.В., студ.*

АНАЛІЗ ВИСОКОЧАСТОТНИХ КОЛИВАНЬ ТЕМПЕРАТУРИ В ПОВЕРХНЕВОМУ ШАРІ ПОРШНЯ З ТЕПЛОІЗОЛЮЮЧИМ ПОКРИТТЯМ

Забезпечення прогресивних питомих показників, насамперед – мінімально можливих витрати палива та викидів шкідливих речовин спонукає дослідників до пошуків таких конструкцій деталей камери згоряння (КЗ), які значно підсилюють відомі або утворюють нові ефекти впливу на робочий процес двигунів внутрішнього згоряння. Протягом тривалого часу на цьому шляху, окрім іншого, звертається увага на створення двигунів з теплоізолюючими елементами КЗ. Певні позитивні результати щодо підвищення паливної економічності при застосуванні низькотеплопровідних покриттів в різні часи подано в значній кількості робіт, наприклад [1-3]. Однак усі згадані роботи фактично було припинено внаслідок низької довговічності теплоізолюючого шару поверхонь КЗ, яка часто не перевищувала тривалість експериментальних досліджень.

Розробка в НТУ „ХПІ” високоефективної технології утворення на деталях з алюмінієвих сплавів поверхневого корундового шару керованої товщини та позитивні результати ресурсних випробувань поршнів з таким покриттям в реальних умовах експлуатації [4] дозволили розпочати новий етап комплексного наукового пошуку.

Спираючись на загальні теоретичні положення щодо впливу температури поверхні КЗ поршня на показники якості робочого процесу [5-7], одним з напрямів означених досліджень є аналіз впливу матеріалу поверхні на рівень високочастотних коливань температури. У роботі [8] нами встановлено, що утворення на теплосприймаючій високотеплопровідній поверхні КЗ низькотеплопровідного слою певної товщини дозволяє при значному зростанні мак-

симальної миттєвої температури поверхні (понад 100°C) отримати ефект зменшення мінімальної миттєвої її температури при практично незмінному рівні середньоциклової. З цього приводу роботам з аналізу впливу високочастотних коливань температури поверхні КЗ на показники робочого процесу повинні передувати дослідження щодо обґрунтованого вибору можливих параметрів низькотеплопровідного слою.

Метою даної роботи є аналіз високочастотних коливань температури в поверхневому теплоізолюючому покритті поршня та в основному високотеплопровідному його матеріалі під покриттям.

Відповідно до поставленої мети в роботі вирішувалась задача визначення зміни температурного стану матеріалу поверхневого шару поршня на глибині x в залежності від кута повороту колінчастого вала φ та товщини теплоізолюючого покриття δ , $T(\delta, x, \varphi) \Big|_{0 \leq x \leq \delta; x > \delta}$, в умовах високочастотного циклічного теплового навантаження поверхні КЗ на стаціонарному режимі роботи двигуна. Задача вирішувалась у формулюванні виду

$$\frac{\partial T}{\partial \varphi} = \frac{1/6n}{\rho(x) \cdot c(x, T(x, \varphi))} \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda(x, T(x, \varphi)) \frac{\partial T}{\partial x} \right) \quad (1)$$

з граничними умовами третього роду $\alpha = f_1(\varphi)$, $T_\infty = f_2(\varphi)$, прийнятими по даним [6] відповідно до теплового навантаження поршня дизеля 6ЧН13/11,5 при $N_e = 130$ кВт та $n = 2100$ хв⁻¹.

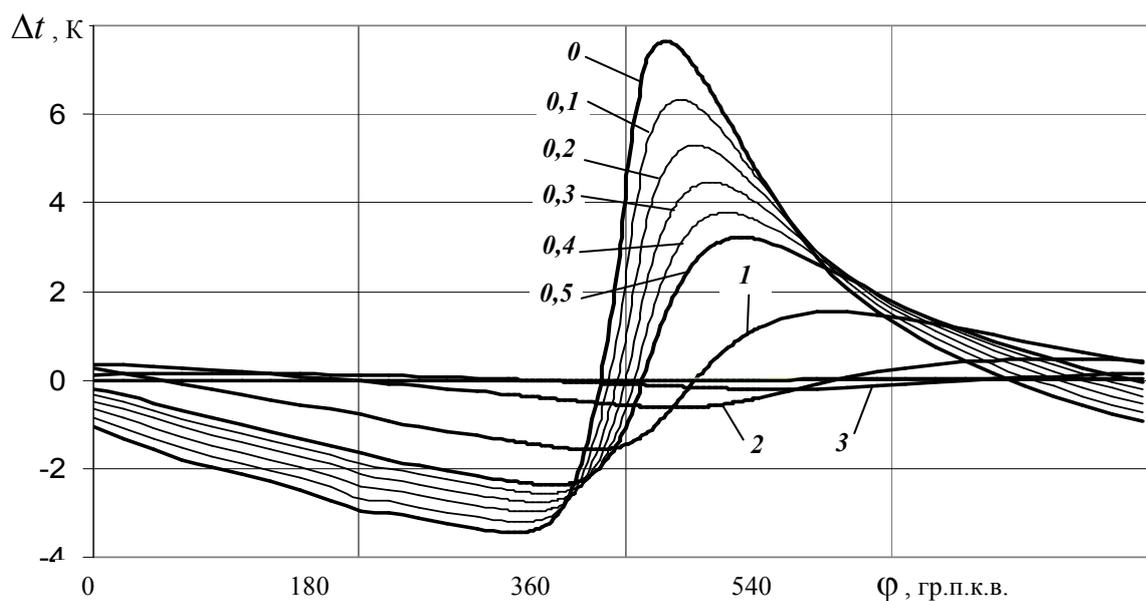
В чисельному експерименті за основний високотеплопровідний матеріал обрано поршневий сплав АЛ25. З метою визначення можливого ефекту від

застосування низькотеплопровідного покриття коефіцієнт його теплопровідності було прийнято $\lambda = 1$ Вт/(м·К). Інші теплофізичні властивості матеріалів відповідали даним роботи [8]. Дослідження проведено для стінки товщиною 16 мм. Товщина теплоізолюючого покриття δ варіювалась в діапазоні від 0 (поверхня поршня без покриття, базове рішення) до 0,55 мм.

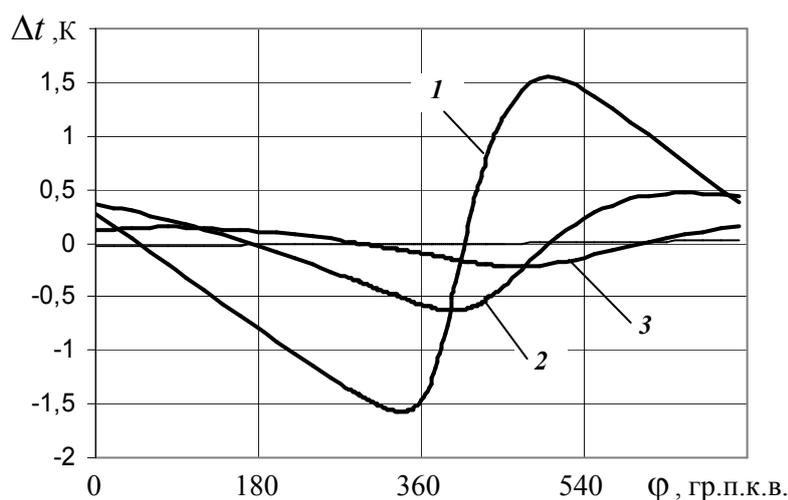
Розв'язання поставленої задачі здійснювалось на основі використання різницевого рівняння явної схеми. Крок розрахунку по координаті x на даному

етапі було прийнято 0,1 мм. Відповідно до умови забезпечення стійкості рішення крок по куту повороту колінчастого вала $\Delta\phi$ не перевищував 1 гр.п.к.в.

На рис.1 подано результати розрахунків для матеріалу поршня без покриття. Тут і далі, на рис.1-4, цифри біля кривих відповідають досліджуваній глибині X в мм. За нульове значення температурної вісі прийнята середньоциклова температура матеріалу на вказаній глибині.



а



б

Рис. 1. Високочастотне коливання температури в поверхневому шарі поршня зі сплаву АЛ25

З рис.1а видно, що на поверхні матеріалу маємо повне коливання температури протягом циклу роботи дизеля, яке дорівнює 11К. При цьому мінімальне значення температури відповідає 285, а максимальне – 385 гр.п.к.в. Просідання і закид температури відповідно дорівнюють –3,45К та 7,65К. Миттєве значення температури поверхні збігається з середньоцикловим її значенням в 343 та 620 гр.п.к.в. Ці дані є достатньо близькими до результатів роботи [6].

Також видно, що в околі точки $\phi=385$ гр. п.к.в., де температура поверхні є максимальною, на глибині $x=1$ мм миттєве значення температури практично збігається з середньоцикловим ($\Delta t \approx 0$ К), а на глибині $x=2$ мм вже маємо максимальне просідання температури. Таким чином, в поверхневому шарі поршня існує достатньо складний високочастотний хвильовий процес зміни температурного стану. При цьому для подальшого аналізу звернемо увагу на

класичний результат – амплітуда високочастотного коливання температури швидко зменшується з глибиною, а саме коливання практично має місце до величини $x < 3$ мм (див. рис.1б).

При наявності низькотеплопроводного покриття товщиною $\delta = 0,05$ мм закид температури поверхні збільшується на 20% і досягає 9,2К при $\varphi = 380$ гр.п.к.в. Просідання температури поверхні, що досліджується, а також закони коливання температури при $x \geq 0,1$ мм тут практично не відрізняються від даних рис.1.

Разом з тим фізична картина хвильового високочастотного процесу суттєво змінюється вже при $\delta = 0,15$ мм. Ці розрахункові результати подано на рис 2.

З рис. 2а видно, що закид температури поверхні збільшується до значення 248К, що відповідає величині $\varphi = 366$ гр.п.к.в. Просідання температури в цьому температурному циклі досягає величини $\Delta t = -37$ К. Водночас рис. 2б свідчить, що в зоні контакту низькотеплопроводного покриття з основним високотеплопроводним матеріалом з боку першого (тобто при $x=0,1$ мм) маємо таку максимальну температуру високочастотного циклу, яка є близькою до відповідної температури базової конструкції, $\Delta t = 6,3$ К. При цьому з боку основного матеріалу, при $x=0,2$ мм, має місце закид температури $\Delta t = 4,4$ К, що на 1К менше, ніж у базової конструкції.

Таким чином, введення низькотеплопроводного покриття тут вагомо змінило характеристики поверхневої температурної хвилі та несуттєво вплинуло на високочастотне коливання температури в поверхневому шарі основного матеріалу.

Збільшення товщини покриття до $\delta = 0,25$ мм приводить до подальшої якісної зміни досліджуваного процесу. Тут у порівнянні з попереднім варіантом маємо практично незмінну поверхневу високочастотну температурну хвилю (див. рис.3а) та суттєве зменшення амплітуди коливань температури в зоні контакту покриття з основним матеріалом (рис.3б). Так на глибині $x=0,2$ мм амплітуда температурного коливання складає тільки 2,2К, а при $x=0,3$ мм – 1,8К.

Подальше збільшення товщини покриття веде до практично повного гасіння температурної хвилі саме в матеріалі покриття (див рис.4).

Повертаючись до рис. 3а слід відзначити, що при $\delta = 0,25$ мм миттєве значення температури поверхні збігається з середньоцикловим її значенням в 323 та 520 гр.п.к.в. Це відповідно на 20 та 100 гр.п.к.в менші величини, ніж у базової конструкції.

Останнє свідчить про те, що низькотеплопровідне покриття скорочує інтервал перевищення миттєвої температури поверхні над середньоцикловою, при одночасному фазовому зсуві поверхневої температурної хвилі в бік менших кутів повороту колінчастого вала.

Важливо, що при $\delta = 0,35$ мм миттєве значення температури поверхні збігається з середньоцикловим її значенням вже при 323 та 500 гр. п.к.в., а надалі, навіть при $\delta = 0,55$ мм, ці параметри температурної хвилі залишаються незмінними. Це означає, що при обраних в чисельному експерименті вхідних даних товщина покриття в інтервалі 0,25–0,35 мм являється граничною величиною щодо впливу поверхневого теплоізолюючого шару на високочастотну температурну хвилю поверхні КЗ.

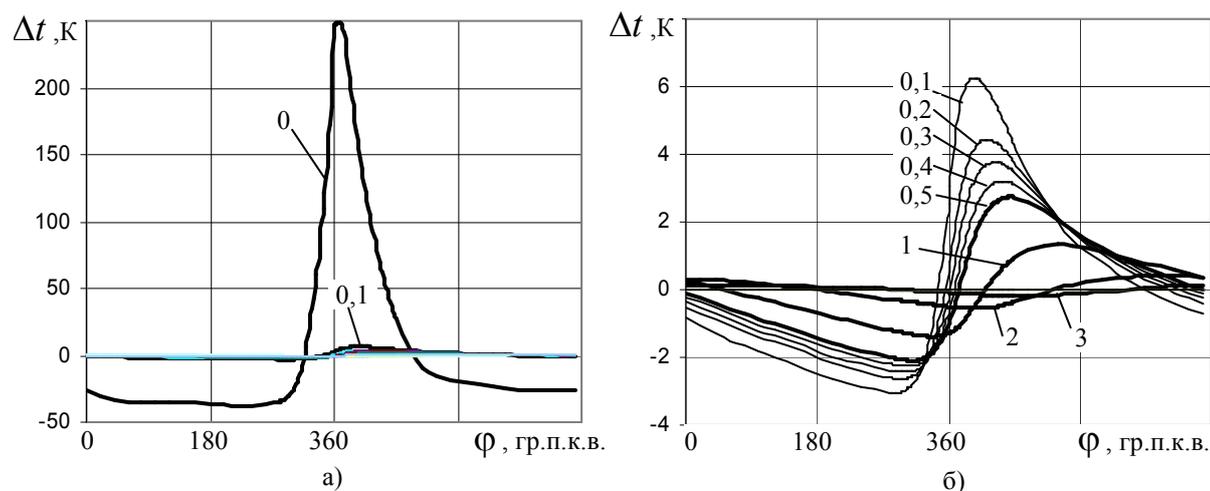


Рис. 2. Високочастотне коливання температури в поверхневому шарі поршня при товщині низькотеплопровідного покриття $\delta = 0,15$ мм

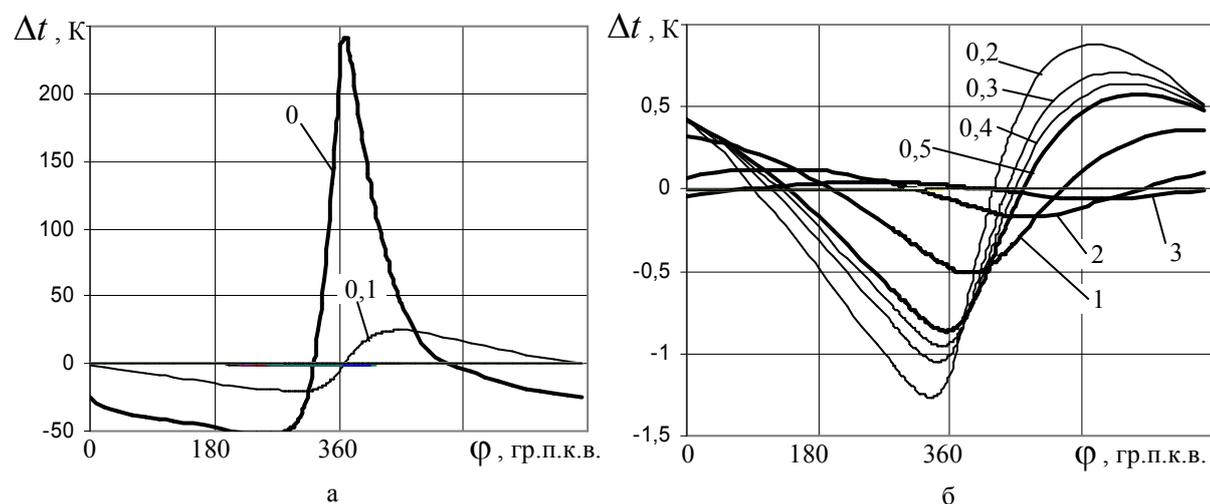


Рис. 3. Високочастотне коливання температури в поверхневому шарі поршня при товщині низькотеплопровідного покриття $\delta = 0,25$ мм

Разом із вказаним вище, застосування покриття приводить до фазового зсуву температурної хвилі в товщі матеріалу покриття та в основному матеріалі поршня в бік більших кутів повороту колінчастого вала. Так, наприклад, з рис. 4 добре видно, що в околі кута повороту колінчастого вала, що відповідає максимальній температурі поверхні, вже на глибині $x=0,1$ мм миттєва температура матеріалу дорівнює середньоцикловій. При цьому на глибині $x=0,2$ мм і більше маємо максимум просідання температури.

Вказані хвильові характеристики суттєво впливають на зміни абсолютних значень температури в

циклі високочастотного теплового навантаження поверхні поршня з покриттям. Так на рис.5 подано порівняння розрахункових значень температур поверхні поршня в циклі високочастотного теплового її навантаження для базової конструкції та при зміні товщини покриття δ в інтервалі 0,15-0,35 мм.

Видно, що при достатньо малих товщинах низькотеплопровідного покриття миттєві значення температури його поверхні протягом тактів газообміну можуть бути меншими за відповідну температуру для базової конструкції. За результатами аналізу рис. 2-4 цей ефект має місце саме тоді, коли товщина по-

криття не перевищує глибину затухання температурної хвилі. З іншого боку, на ділянках згоряння-розширення маємо вагоме зростання температури

поверхні. При цьому збільшення товщини покриття приводить до випереджаючого зростання температури під час розширення та випуску.

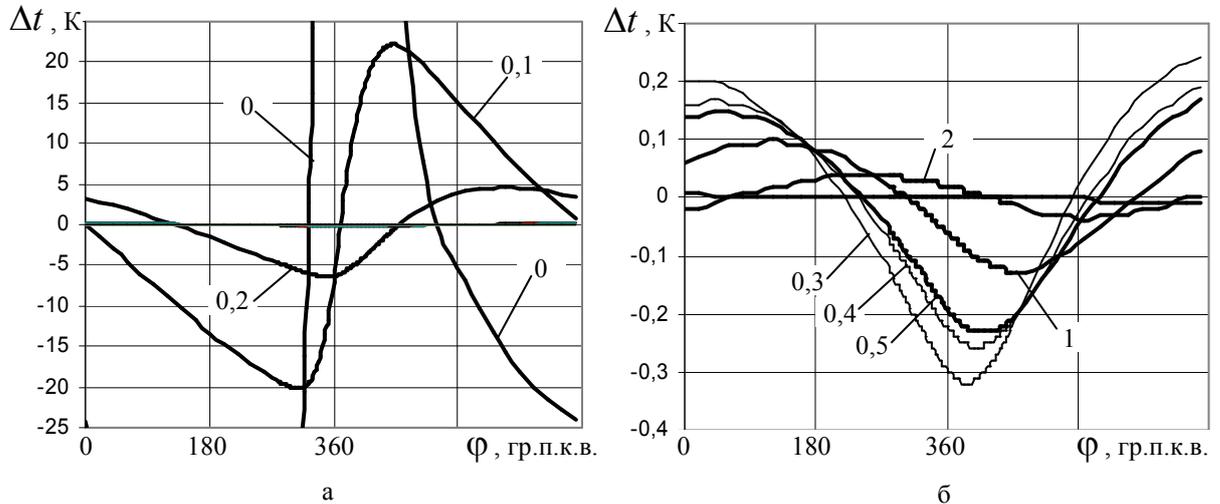


Рис. 4. Високочастотне коливання температури в поверхневому шарі поршня при товщині низькотеплопровідного покриття $\delta = 0,35$ мм

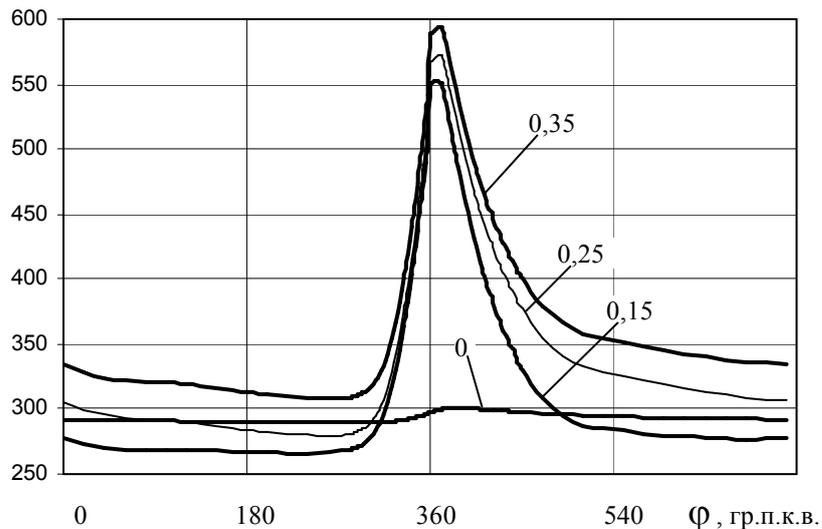


Рис. 5. Високочастотне коливання температури поверхні поршня (цифри біля кривих – товщина теплоізолюючого покриття)

У цілому на основі отриманих результатів можна заключити, що шуканому покращенню показників робочого процесу за рахунок впровадження низькотеплопровідного покриття буде відповідати певна товщина останнього, як результат добору оптимальної високочастотної температурної хвилі на поверхні поршня протягом повного циклу роботи двигуна.

Висновки:

1. На основі даних чисельного експерименту з моделювання високочастотного коливання температури в поверхневому шарі матеріалу поршня з низькотеплопровідним покриттям визначено характеристики температурної хвилі при збільшенні товщини покриття до повного гасіння температурної хвилі в останньому.

2. Встановлено, що миттєві значення температури поверхні КЗ поршня з низькотеплопровідним покриттям в процесі газообміну можуть бути меншими відповідної температури конструкції без покриття тоді, коли товщина низькотеплопровідного покриття не перевищує глибини затухання температурної хвилі.

Подальший напрямок робіт пов'язано з аналізом теплових потоків в поверхневому шарі поршня з низькотеплопровідним покриттям та експериментальною оцінкою впливу теплоізолюючого шару поршня малої товщини на якість протікання робочого процесу дизеля.

Список літератури:

1. Чепиль В.С., Гордиенко Я.И. Исследование влияния термоизолирующего покрытия доньшка камеры сгорания в поршне на параметры рабочего процесса и тепловое состояние двигателя Д20 // Двигатели внутреннего сгорания. Вып. 10. – Харьков: Изд-во ХГУ, 1970. – С. 46-52. 2. Никитин М.Д., Кулик А.Я.

Захаров Н.И. Теплозащитные и износостойкие покрытия деталей дизелей. – Л.: Машиностроение, 1977. – 165 с. 3. Чигиринова Н.М., Чигиринов В.В., Чигиринов В.Е. Оксидные керамические покрытия – эффективная тепловая защита рабочих поверхностей деталей ЦПГ // Автомобильная промышленность. – 2004. – № 6. – С. 30-34. 4. Шпаковский В.В., Марченко А.П., Парсаданов И.В. и др. Повышение ресурса цилиндро-поршневой группы тепловозного дизеля образованием корундового слоя на поверхности поршней // Локомотив информ. – 2007. – С. 28-30. 5. Grot K., Thiemann W. Beitrag zur Brennraumisolierung bei Viertakt Dieselmotoren // Motortechnische Zeitschrift. – 1983. – P. 287-298. 6. Современные дизели: повышение топливной экономичности и длительной прочности / Ф.И.Абрамчук, А.П.Марченко, Н.Ф.Разлейцев и др. / Под общ. ред. А.Ф.Шеховцова. – К.: Техника, 1992. – 272 с. 7. Кавтарадзе Р.З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях. – М.: Изд-во МГТУ им.Н.Э.Баумана, 2001. – 592 с. 8. Марченко А.П., Пылев В.А., Шпаковский В.В., Пылев В.В. Эффект влияния малых толщин теплозащитного покрытия поршня на его мгновенную поверхностную температуру // Фундаментальные и прикладные проблемы совершенствования поршневых двигателей. Матер. XI Междунар. научн.-практ. конф. – Владимир: ВГУ, 2008. – С. 220-223.

УДК 621.431

А.В. Грицюк, канд. техн. наук, С.В. Пилипенко, канд. техн. наук, А.А. Мотора, инж.

ИССЛЕДОВАНИЯ НАГРУЖЕННОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ ГАЗОВОГО СТЫКА ДВИГАТЕЛЯ 2ДТ

Эксплуатационная надёжность газового стыка дизелей в системе «блок – головка блока» определяется рядом факторов, в частности:

- равномерностью распределения монтажных удельных давлений по плоскости стыка (конструктивной жёсткостью системы);
- работоспособностью материала прокладки и её приспособленностью к рабочим поверхностям;
- влиянием динамических и квазистатических нагрузок на распределение удельных давлений в стыке;
- порядком и величиной усилия затяжки силовых шпилек.

После выявления в ходе стендовых испытаний случаев нарушения герметичности газового стыка двигателей 2ДТ возникла необходимость в исследовании жёсткостно-прочностных характеристик элементов газового стыка двигателя и назначения условий затяжки, обеспечивающих его работоспособность.

Исследования проводились в двух направлениях:

1. Определение прочности силовых шпилек.
2. Оценка деформативности уплотнённого пакета деталей по уровню усилия и его распределения по стыку "блок - головка".

В исследованиях первого направления решались следующие задачи:

- определение усилия и места разрушения при статическом нагружении шпильки;
- получение жёсткостной характеристики шпильки;
- оценка усталостной прочности шпильки;

- изучение влияния трения в резьбовом соединении на осевое усилие затяжки стыка.

Для определения прочностных характеристик шпилек две из них были подвергнуты испытаниям на растяжение на универсальной испытательной машине УРС 20/6000 с записью диаграммы (рис. 1). Усреднённые значения усилий появления текучести материала и разрушения шпильки составили, соответственно $9,1 \cdot 10^4$ Н и $11,2 \cdot 10^4$ Н, что соответствует пределу текучести шпильки $\sigma_{02} = 805$ МПа и пределу прочности $\sigma_B = 991$ МПа. Материал шпилек сталь 18Х2Н4МА. При этом, одна из шпилек разрушилась в зоне проточки под уплотнительное резиновое кольцо, а вторая – по резьбовой части.

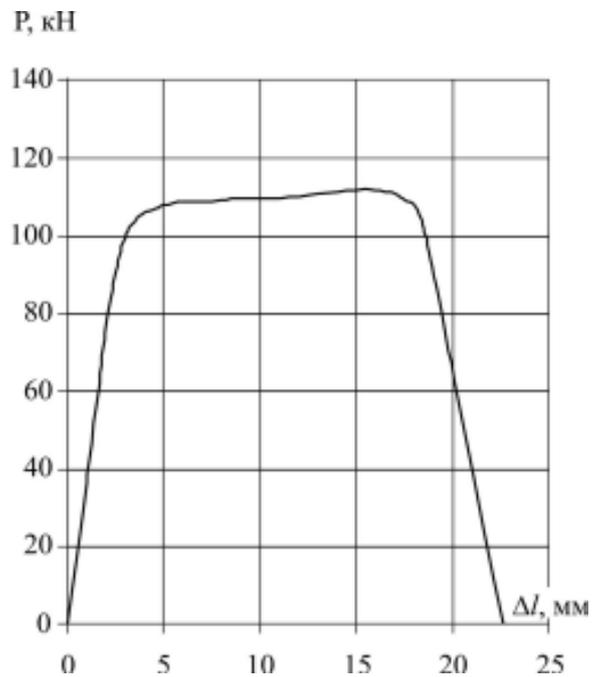


Рис. 1. Диаграмма растяжения шпильки силовой

Для оценки жёсткостных характеристик силовых шпилек, их комплект был препарирован тензорезисторами КФ4-5×100 и протарирован на испыта-

тельной машине УРС 20/6000 с использованием тензومترической системы фирмы "Брюль и Кьер" 1526; 1544; 1545. Предельное значение тарировочного усилия шпильки соответствовало 60 кН и принималось из следующих соображений. Давление газов в цилиндре составляет $P_z = 12$ МПа, при этом нагрузка от вспышки на одну шпильку равна 15 кН (число шпилек воспринимающих P_z - четыре). С учётом рекомендаций [1] (усилие затяжки шпильки должно в 3,2 раза превышать соответствующее усилие от P_z), усилие в шпильках от затяжки гаек должно превышать 48 кН, а с учётом температурных деформаций элементов стыка это усилие может достичь 60 кН.

Полученное усреднённое значение жёсткости шпильки составило 40 кН/мм.

Усталостные испытания шпилек проводились на машине УРС 20/6000 по знакопостоянному синусоидальному циклу. Исходя из полученных выше расчётно-экспериментальных значений нагрузки на шпильку и деталей стыка с учётом коэффициента основной нагрузки, рассчитанного по экспериментально полученным значениям податливостей шпильки, был выбран следующий режим испытаний: статическая составляющая – 60 кН, динамическая – 7 кН. Частота нагружений составляла 50 Гц. Было испытано 3 шпильки. Все они выдержали 6 млн. циклов нагружений без разрушения.

На последнем этапе исследований по первому направлению была определена величина крутящего момента затяжки шпилек, обеспечивающего получение осевой силы, равной 48 кН и оценено влияние смазки резьбы и трущихся торцевых поверхностей на величину осевой силы. Получено, что необходимая величина осевой силы ($P = 48$ кН) обеспечивается при крутящем моменте $M_{зат} = 10$ кГм и смазке вышеупомянутых поверхностей графитовой смазкой. При смазке моторным маслом и при промывке в бен-

зине величина осевой силы, соответственно, в 2 и 3 раза меньше.

Исследования второго направления посвящены решению следующих задач:

- определению неравномерности обжатия прокладки;
- исследованию влияния эксплуатационных нагрузок и температур на работу газового стыка.

Распределение контактных давлений по привалочным плоскостям головки и блока определялось двумя методами:

- методом цветоотдачи;
- методом пластических индикаторов.

Метод цветоотдачи позволяет получить достаточно полную картину распределения давлений по плоскости контакта. Суть метода заключается в том, что между контактирующими поверхностями укладывается копировальная бумага (цветоотдающая) и белая бумага (цветопринимающая), а затем поверхности сжимают заданным усилием в течение 2...5 часов. По интенсивности полученного оттиска на белой бумаге судят о распределении контактных давлений по поверхности.

В настоящих экспериментах цветоотдающая бумага устанавливалась по обеим сторонам газоплотнительной прокладки. Исследовались различные приёмы и схемы затяжки шпилек. Наилучшей в отношении распределения контактных давлений по плоскостям оказалась затяжка шпилек в три приёма, последовательно, крутящим моментом 5, 8 и 10 кГм по схеме EBFCDА. Результирующие отпечатки, полученные при такой затяжке шпилек, представлены на рис. 2 и 3.

Отпечаток стыка "блок - прокладка" (рис. 2) позволяет сделать вывод о различном выступании цилиндров над поверхностью блока и о неравномерности величины контактных давлений в окружном направлении. Неравномерность распределения контактных давлений по плоскости головки видна из

отпечатка, полученного по стыку "головка - прокладка" (рис. 3). Максимальные значения контактных давлений реализуются по буртам цилиндров в направлении оси коленчатого вала по торцевым сторонам блока. Минимальные значения контактных давлений возникают по перемычке между цилиндрами и в зоне вихревых камер обоих цилиндров.

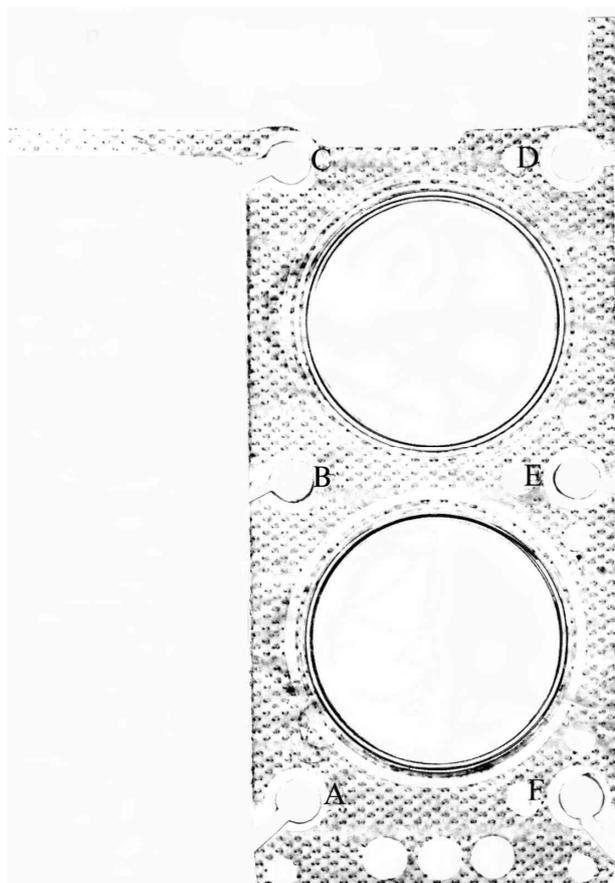


Рис. 2. Распределение контактных давлений по стыку "блок - прокладка"

Результаты, полученные методом цветоотдачи, были проверены (с целью получения числовых значений неравномерности деформаций) методом пластических индикаторов. В прокладке были просверлены 17 отверстий, диаметром 3 мм (рис. 4), в которые после установки её на блок двигателя были помещены свинцовые шарики, диаметром 2 мм.

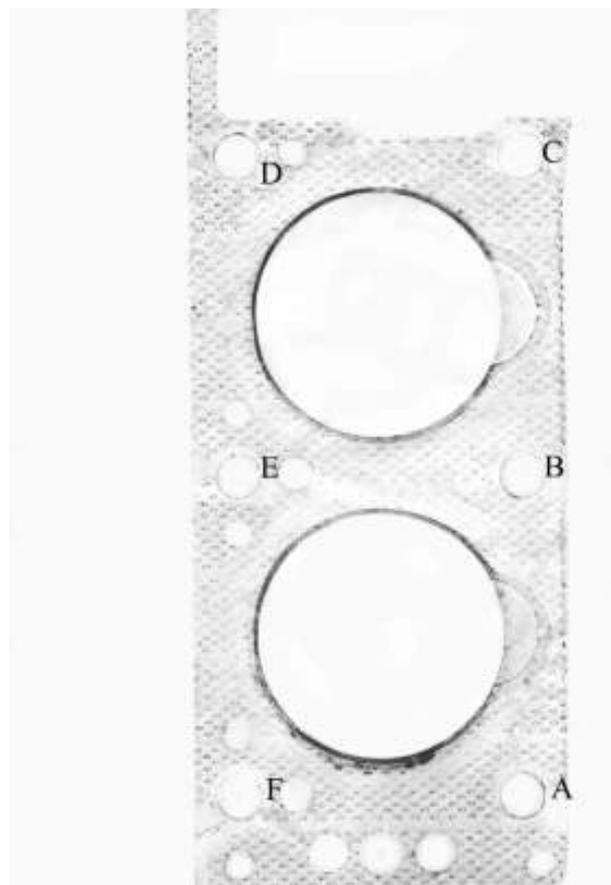


Рис. 3. Распределение контактных давлений по стыку "головка - прокладка"

При затяжке силовых шпилек шарики деформировались головкой блока. Полагая, что упругая деформация свинца отсутствует, по измеренной толщине деформированных головкой шариков можно судить о деформации уплотняемого пакета в каждой точке замера.

Полученные результаты для наглядности нанесены на схему расположения мест установки шариков (рис. 4).

На этом рисунке в радиальном направлении от центральной оси цилиндра отложены толщины сплюснутых шариков. Как видно из представленных годографов, они, в целом, подтверждают результаты исследования контактных давлений методом цветоотдачи – наибольшие толщины шариков (наименьшие значения контактных усилий) соответствуют

зонам перемычки между цилиндрами и расположении вихревых камер.

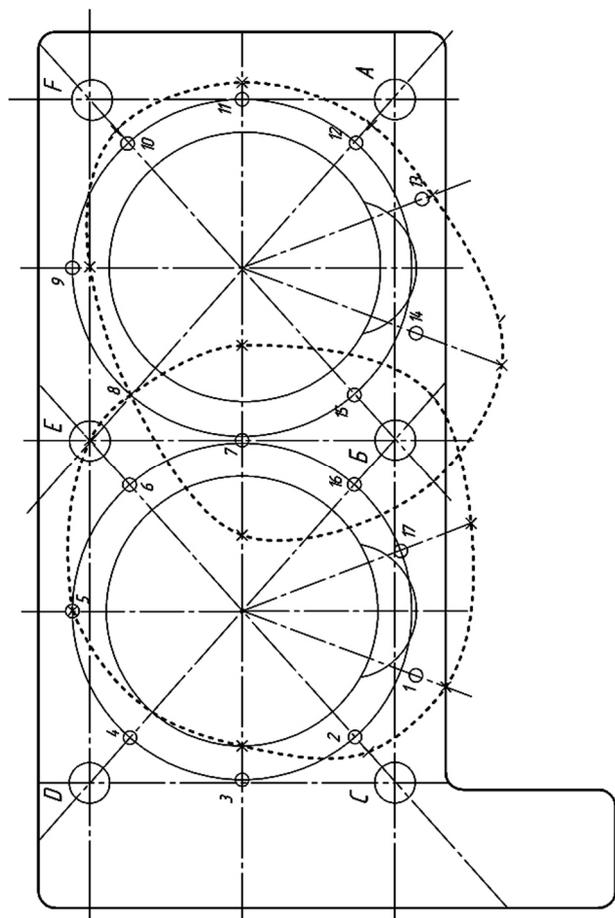


Рис. 4. Места установки пластических индикаторов и годографы контактных усилий по периметру газового стыка

Оценка влияния рабочих нагрузок и температур на работу газового стыка выполнялась на работающем двигателе. С этой целью двигатель был собран с препарированными тензорезисторами шпильками, затяжка которых производилась по рекомендованной схеме – ЕБФСДА, в три этапа, последовательно, кру-

тящим моментом 5 – 8 – 10 кгМ. Деформация шпильки регистрировалась с использованием тензостанции 4АНЧ осциллографом Н115. Испытания проводились в диапазоне частот вращения двигателя 1200...2200 мин⁻¹, при температуре масла 99⁰С. Начальная температура составила 20⁰С. Установлено, что при таком изменении температуры осевое усилие в шпильке возрастает на 4100...5200 Н в зависимости от места расположения шпильки в блоке. Пересчёт на предельную температуру масла – 110⁰С показывает, что это усилие может дополнительно увеличиваться на 600...700 Н.

Измеренная динамическая нагрузка на каждую шпильку от давления вспышки составляет 600...800 Н, что хорошо согласуется с расчётным значением динамической составляющей нагружения, принятым при усталостных испытаниях шпилек.

Выводы

1. Разработанная конструкция блока и головки блока обеспечивает надежность газового стыка.
2. Назначенные условия монтажа головки блока, обеспечивающие прочность силовых шпилек и повышенную надежность газового стыка, что было подтверждено последующей стендовой и объектовой эксплуатацией двигателей 2ДТ.

Список литературы:

1. Отчёт по теме "Исследование работоспособности газового стыка высокофорсированных двигателей", № Госрегистрации 75051601, ИНДМАШ АН Белоруссии, Минск, 1975 г.

УДК 621.43.016

*А.В. Тринёв, канд. техн. наук, А.Г. Косулин, канд. техн. наук,
В.Т. Коваленко, канд. техн. наук, А.Н. Авраменко, инж., Обозный С.В., инж.*

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ ДЕТАЛЕЙ КЛАПАННОГО УЗЛА АВТОТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ НА НЕСТАЦИОНАРНЫХ РЕЖИМАХ НАГРУЖЕНИЯ

Введение

В последнее время для моделирования теплонапряженного состояния (ТНС) деталей ДВС широкое распространение получили программные комплексы, использующие метод конечных элементов (МКЭ). Возможности этих комплексов позволяют существенно сократить затраты времени на подготовку исходных данных, необходимых для расчетного анализа, связанные, главным образом, с заданием геометрии исследуемой детали, разбивкой расчетной области на конечные элементы (КЭ), графическим сопровождением решения задачи. Однако определяющую роль в постановке задачи теплопроводности и механики, как и ранее, играют корректно заданные граничные условия, которые должны отображать реальные условия теплообмена и нагружения детали. Уточнить граничные условия можно только на основе результатов экспериментальных исследований и, в частности, термометрии.

Дополнительные сложности возникают при термометрии подвижных деталей, связанные с необходимостью использования прерывистого токосъема. Сложность эксперимента при этом еще более возрастает при термометрии переходного, сравнительно короткого по продолжительности процесса, что связано с необходимостью фиксировать одновременно через короткие промежутки времени (секунды) термо-э.д.с. от нескольких термопар. В статье рассмотрен один из возможных вариантов решения поставленной задачи, практически реализованный в ходе стендовых испытаний быстроходного дизеля СМД – 18Н на кафедре ДВС НТУ “ХПИ”.

Анализ публикаций

Вопросы измерения температуры деталей ДВС в ходе испытаний рассматривались многократно. Полный, системный анализ термометрии можно, например, найти в книге И.Я. Райкова [1].

Как отмечается в [1], основным средством контроля температурного состояния деталей ДВС являются термопары и термометры сопротивления, позволяющие с достаточной точностью фиксировать местную температуру деталей при условии обеспечения надежного контакта их термочувствительного элемента и исследуемой деталью и удовлетворительной организацией токосъема, особенно в случаях измерения температуры подвижных деталей в быстроходных ДВС.

В работе [1] детально проанализированы условия заделки термопар, рассмотрены схемы их установки, обоснован выбор типа токосъемного устройства, приводится схема измерений термо-э.д.с. при периодическом токосъеме для клапанного узла. В последнем случае для регистрации сигнала от нескольких термопар используются переключатель и милливольтметр.

Необходимо отметить, что указанная схема применима только для контроля температурного состояния клапана на установившихся режимах нагружения и не может быть использована на переходных режимах, играющих значительную роль в появлении и накоплении повреждений деталей ДВС в эксплуатации.

Цель и постановка задачи:

Цель – повышение точности расчетного моделирования нестационарного ТНС деталей клапанного узла с использованием современных программных комплексов.

Задачи:

- разработка методики термометрии клапана на нестационарных режимах;
- получение на основе результатов термометрии эмпирических функциональных зависимостей, описывающих динамику теплового состояния клапана;
- уточнение граничных условий задачи теплопроводности при расчетном моделировании нестационарного ТНС.

Методика термометрирования клапана на нестационарных режимах

В качестве термоэлектродов для термопар использовалась пара хромель-алюмель. Диаметр электродов – 0.3 мм, диаметр шарика спая – 0.7 – 0.8 мм. Термопара вставлялась в стальную втулку с наружным диаметром 4 мм и с внутренним – 0.6 мм. Шарик спая вставлялся в стальную втулку и обжимался перед установкой на клапан. Расстояние горячего спая от наружной поверхности клапана после зачеканки капсулы с шариком в тело клапана выдерживалось в пределах 1.0 – 1.3 мм (рис.1). Термопары были установлены в 4-х контрольных точках, клапаны дообрабатывались механически и с применением электроэрозионного прожигания каналов под установку термопар, разнесенных по различным меридиональным сечениям. Рассмотрим некоторые особенности проведенного эксперимента, связанные с конструкцией токосъемного устройства, а также способом регистрации первичного сигнала от датчика (хромель-алюмелевая термопара). При длительных экспериментах с термометрированием, проводимых на быстроходном дизеле, успешное проведение ис-

пытаний в значительной степени зависит от надежности токосъема, который, как правило, при рабочем числе оборотов двигателя $n > 1500 \text{ мин}^{-1}$ выполняется с периодической связью термодатчика с регистрирующим прибором [1]. Конструкция токосъемника, апробированная в ходе испытаний проведенных автором [2] представлена на рис.2.

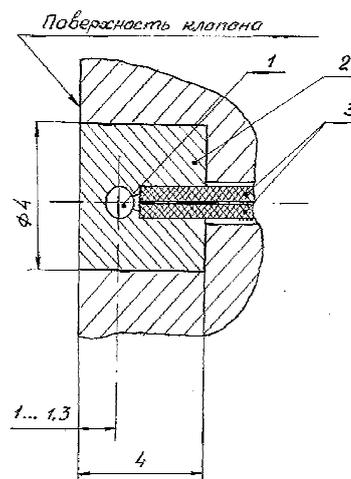


Рис.1. Схема заделки термопар в клапане
1- горячий спай термопары; 2- капсуль;
3- электроды

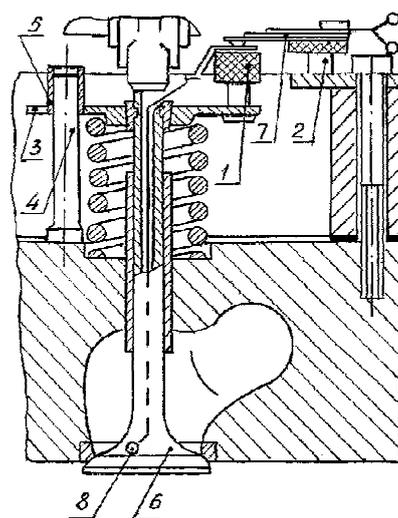


Рис. 2. Токосъемное устройство

- 1- подвижная колодка; 2- неподвижная колодка; 3- специальная пластина-тарелка клапана; 4- установочный штифт; 5- направляющая втулка; 6- клапан; 7- пластинчатые контакты; 8- место установки

термопары

Токосъемное устройство с периодическим включением состоит из подвижной 1 и неподвижной 2 колодок. Подвижная контактная колодка 1, соединенная с выводами термопар, монтируется на специальной пластине 3, выполняющей функции тарелки клапана.

При этом используются серийные клапанные пружины и сухарики. Установочный стержень 4, сопрягающийся с пластиной 3 посредством направляющей втулки 5, обеспечивает строго вертикальное (без проворотов) перемещение пластины 3 и клапана 6. Неподвижная контактная пластина 2 закреплена на головке цилиндров. На ней размещены хромелевые и алюмелевые пластинчатые составные пружины (рессоры) 7, контактирующие при закрытом клапане 6 соответственно с хромелевыми и алюмелевыми контактами на подвижной колодке 1. Максимальный прогиб рессоры 7 при замыкании не превышал 1.5 - 2 мм, что обеспечивалось предварительным подбором регулировочных пластин, устанавливаемых под одну из колодок при монтаже. Токосъем обеспечивал термометрирование клапана по 4-м контрольным точкам.

Обработка первичных сигналов (термо-э.д.с.) от термопар производилась при помощи тензометрической системы

СИИТ-3 [4], доукомплектованной специальной приставкой для термометрирования.

Основные характеристики системы СИИТ-3: быстродействие - 20 измерений в секунду, число каналов: 100 при одном активном тензорезисторе; номинальная цена деления при измерении температуры 0.01 мВ.

При замыкании контактов токосъема происходит зарядка конденсатора С до напряжения термо-э.д.с. горячего спая, а при размыкании контактов указанное напряжение на обкладках конденсатора

измеряется и записывается системой СИИТ-3. Для того, чтобы за время одного замыкания контактов конденсатор С полностью зарядился (допускаемая абсолютная погрешность $\Delta \approx 1\%$) емкость конденсатора подбирается из условия:

$$\tau_3 \cong 4RC, \quad (1)$$

где τ_3 - время замкнутых контактов; R - сопротивление цепи термопар.

Время τ_3 , рассчитанное для номинального рабочего числа оборотов $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$, составило 0.0432 с ($\sim 467^\circ \text{п.к.в.}$), а емкость конденсатора - 0.000164 Ф, что соответствует сопротивлению цепи термопары $R = 64 \text{ Ом}$.

Система СИИТ-3 позволяет одновременно регистрировать термо-э.д.с. от 20 термопар с выдачей информации на печать через каждую секунду, что особенно важно в экспериментах со сбросами и набросами нагрузки, когда продолжительность переходного процесса ограничивается, как правило 3 - 6 минутами.

Оценка погрешности измерения температуры выпускного клапана

Для оценки погрешности измерения температуры клапана использованы теоретические положения и практические рекомендации, изложенные в работах [3, 5, 6].

Согласно принятой в теории измерений классификаций, измерения температуры клапана, проведенные по вышеизложенной методике, следует отнести к прямым измерениям. При оценке погрешности прямых измерений используются следующие основные критерии: предельная абсолютная ошибка измерительной системы; предельная относительная ошибка измерительной системы; абсолютная среднеквадратичная ошибка результата измерения; коэффициент вариации.

Предельная абсолютная ошибка Δx результата

однократного прямого измерения определяется допустимой погрешностью прибора, задаваемой классом точности прибора.

Предполагая нормальный закон распределения случайных ошибок при измерении температуры, а также учитывая то, что абсолютная ошибка

$$\Delta x = 3\sigma, \quad (2)$$

где σ - среднеквадратичная (стандартная) ошибка, доверительная вероятность того, что экспериментальные значения не выходят за пределы Δx , составляет $\beta = 0.997$ [7].

За предельную относительную ошибку соответственно принимается величина

$$\delta X = \frac{\Delta X}{X_{изм}} \cdot 100\% \quad (3)$$

За абсолютную ошибку результата прямого измерения, выполненного с помощью измерительной системы, состоящей из нескольких элементов, принимаем среднеквадратичную ошибку σ_x , вычисляемую по формуле

$$\sigma_x = \pm \sqrt{\Delta x_1^2 + \Delta x_2^2 + \dots + \Delta x_n^2}, \quad (4)$$

где $\Delta x_1, \Delta x_2, \dots, \Delta x_n$ - абсолютные предельные погрешности элементов измерительной системы.

Коэффициент вариации определяется по формуле

$$W = \frac{\sigma_x}{X_{изм}} \cdot 100\%, \quad (5)$$

Применительно к методике регистрации температуры выпускного клапана с помощью системы СИИТ-3 формула (4) принимает вид:

$$\sigma_x = \pm \sqrt{\Delta t_{ин}^2 + \Delta t_T^2 + \Delta t_{хс}^2 + \Delta t_{тс}^2 + \Delta t_c^2}, \quad (6)$$

где $\Delta t_{ин}$ - погрешность, обусловленная тепловой инерционностью термопары; Δt_T - погрешность тарировки; $\Delta t_{тс}$ - погрешность, вносимая прерыви-

стым токосъемником; Δt_c - погрешность системы СИИТ-3.

Предельная относительная погрешность, обусловленная тепловой инерционностью термопары, рассчитывается по формуле

$$\sigma_{ин} = \frac{1}{2} \left(\frac{\omega}{\omega_0} \right)^2, \quad (7)$$

где $\omega = \frac{1}{T_d}$ - частота изменения нагрузки (T_d - время переходного процесса двигателя);

$\omega_0 = \frac{1}{T_0}$ - собственная частота колебаний температуры термопары.

Погрешности, вносимые токосъемником, можно разделить на два основных вида [8]:

1. Это погрешности, вызванные разностью температур контактов, установленных на тарелке клапана (подвижных) и установленных на головке цилиндров (неподвижных). В нашем случае указанная погрешность полностью исключается, т.к. соответствующие контакты на подвижной и неподвижной частях токосъемника изготовлены из одного и того же материала (хромель, алюмель). При этом возникающая в термопаре ЭДС не зависит ни от температурного градиента и распределения температуры вдоль проводника, ни от изменения его сечения, а определяется только разностью температур холодного и горячего спая термопары.

2. Погрешности, связанные с несовершенством механического контакта токосъемного устройства в момент замыкания (несинхронная работа обоих контактов термопары, вибрация контактов, их загрязнение и окисление). Для аналогичных конструкций токосъемных устройств, использующих в качестве контактов наборы (рессоры) хромелевых и алюмелевых пластин, предельная относительная погрешность составляет $\delta_{тс} = \pm 0.5\%$ [8]. Следовательно, для рабочего диапазона температур выпускного кла-

пана (0 – 750 °С) величина предельной абсолютной погрешности составит $\Delta t_c = 3.75$ °С. Относительная погрешность системы СИИТ-3 определяется выражением [4].

$$\delta_c = \left[0.1 + 0.003 \cdot \left(\frac{N}{N_i} - 1 \right) \right] \% , \quad (8)$$

где N - значение верхнего предела шкалы системы (9999); N_i - текущее значение наблюдаемого результата (для выпускного клапана $N_i = 5493$).

Таким образом, для термопары выпускного клапана

$$\delta_c = \left[0.1 + 0.003 \cdot \left(\frac{9999}{5493} - 1 \right) \right] = 0.125\% .$$

Абсолютная погрешность системы СИИТ-3 при регистрации температуры выпускного клапана в рабочем диапазоне температур 0 ÷ 750 °С,

$$\Delta t_c = \frac{0.125 \cdot 750}{100} = 0.9375^\circ\text{C}$$

Если пренебречь величиной погрешности $\Delta t_H = 0.825 \cdot 10^{-4}$, ввиду ее малости, то общая среднеквадратичная погрешность регистрации температур выпускного клапана

$$\sigma_t = \pm \sqrt{0.1^2 + 0.1^2 + 3.75^2 + 0.937^2} ,$$

$$\sigma_t = \pm 3,86^\circ\text{C}$$

при коэффициенте вариации

$$W_t = \pm \frac{3,86}{750} \cdot 100\% = \pm 0.515\%$$

Полученные значения оценочных критериев погрешности свидетельствуют о достоверности результатов термометрирования.

Для уменьшения влияния неизбежных в экспе-

Таблица. Построение эмпирических зависимостей по результатам термометрии

рименте случайных ошибок на получаемые результаты исследования данные эксперимента обрабатываются с использованием известных математических методов.

Рассмотрим построение эмпирической формулы, задающей закон изменения температуры выпускного клапана от времени в переходных процессах сброса и наброса нагрузки. Функциональная зависимость, описывающая этот процесс, имеет вид

$$t = t_k - (t_k - t_H) e^{-\kappa \tau} . \quad (9)$$

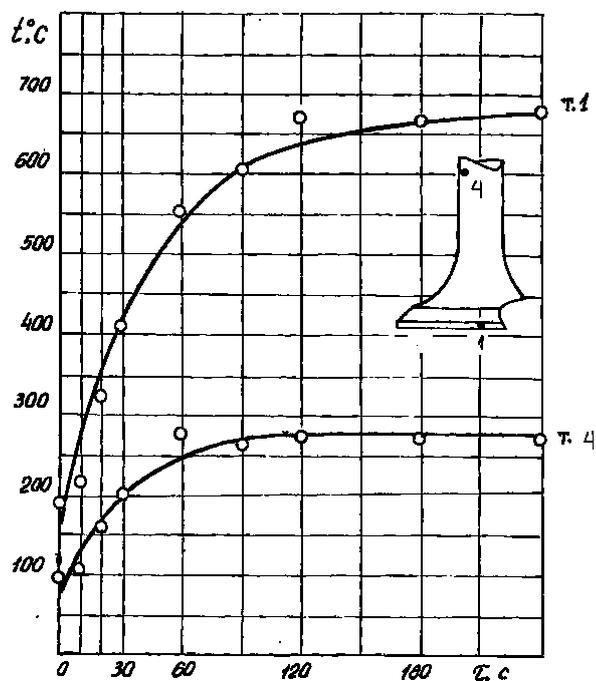
Формула (9) содержит три постоянных параметра, подлежащих определению: t_H , t_k - температуры соответственно начала и конца процесса; κ - показатель экспоненты. Для нахождения указанных величин и построения эмпирической формулы применялась методика, изложенная в [9], использующая метод наименьших квадратов для решения систем линейных уравнений и позволяющая, в результате, построить эмпирическую формулу для функциональной зависимости любого сложного вида, а не только для простых линейных, степенных и др. зависимостей.

В таблице приведены некоторые результаты проведенной термометрии выпускного клапана дизеля СМД – 18Н на переходном режиме наброса нагрузки ($n_{xx} = 800 \text{ мин}^{-1}$ до $N_e = 66.3 \text{ кВт}$, при $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$), а также полученные в результате обработки эмпирические зависимости для контрольных точек [2]. График изменения температуры для указанных точек 1 и 4 представлен на рис. 3.

t, °С	Время переходного процесса τ , с											Эмпирическая формула
	0	10	20	30	60	90	120	180	240	300	360	
1	189	226	328	416	551	602	627	630	633	634	638	$670 - (670 - 159) \cdot e^{-0.0239\tau}$
4	95	105	158	200	224	265	275	270	273	271	274	$279 - (279 - 76) \cdot e^{-0.0301\tau}$

Рис.3. Изменение температуры в контрольных точках клапана при набросе нагрузки, [2]

Выводы



Разработанная методика термометрии клапана быстроходного дизеля на нестационарных режимах нагружения позволяет получить динамические характеристики теплового состояния клапана, что в свою очередь является основой для назначения граничных условий в задаче теплопроводности для режимов сброса-наброса нагрузки.

Таким образом, экспериментальная методика, повышая достоверность и точность расчетных моделей, расширяет их возможности.

Список литературы:

1. Райков И.Я. Испытания двигателей внутреннего сгорания. – М., 1975. 180 с. 2. Тринёв А.В. Улучшение напряженно-деформированного состояния выпускных клапанов форсированных тракторных дизелей: Дисс. канд. техн. наук. - Харьков, 1995. – 217 с. 3. Розенблит Г.Б. Особенности расчета и задания граничных условий при моделировании температурных полей в клапане и крышке цилиндра дизеля. / Г.Б. Розенблит // Двигательное строительство. – 1982. – Вып. 9. - С. 21-24. 4. Система измерительная тензометрическая СИИТ-3. Руководство по эксплуатации 4Т2. 739. 004. РЭ. 78 с. 5. Туричин А.М. и др. Электрические измерения неэлектрических величин. - Л., 1975. 567 с. 6. Геращенко С.А. Температурные измерения. Справочник / С.А. Геращенко, А.Н. Гордонов, А.К. Еремина. - К., 1989. 704 с. 7. Зайдель А.Н. Ошибки измерений физических величин. Л., 1974. 108 с. 8. Перлов М.Л. Оценка погрешности измерений температуры поршня дизеля прерывистым токосъемником / М.Л. Перлов, А.В. Соснин, Е.И. Шельцова // Тракторы и сельхозмашины. 1977. Вып. 9. – С. 14 – 16. 9. Березин И.С. Методы вычислений, том 1. / И.С. Березин, И.П. Жидков. - М., 1966. 632 с.

УДК 621.436

**В.Т. Турчин, інж., В.О. Пильов, д-р техн. наук, І.Г. Омельченко, магістр,
М.В. Прокопенко, канд. техн. наук**

ВПЛИВ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ ДВИГУНА НА РЕСУРСНУ МІЦНІСТЬ ПОРШНЯ

Одним з вирішальних напрямків розвитку сучасного двигунобудування є розробка нових ефективних підходів, методів, методик щодо створення перспективних транспортних ДВЗ з прогресивними питомими показниками, у тому числі – з максимально можливими літровою потужністю й відношенням міцності до маси за умов забезпечення високої надійності. Фахівці вітчизняних та закордонних конструкторських бюро, без винятку всі провідні фірми-виробники двигунів внутрішнього згорання мають значний доробок наукових знань та практичний досвід щодо постійного підвищення довговічності теплонапружених деталей камери згорання (КЗ). Однак подальше форсування двигунів, незважаючи на значне покращення властивостей матеріалів, технологій виготовлення деталей та удосконалення їх конструкцій постійно викликає нові труднощі щодо забезпечення безвідмовної роботи та необхідного ресурсу.

Розв'язання вказаної проблеми все гостріше спонукає дослідників переходити до нової концепції проектування двигунів як забезпечення гранично можливих показників теплонапруженості складної технічної системи, на зміну концепції достатності забезпечення ресурсу технічного об'єкта.

На практиці існує суттєва множина критеріїв оцінки теплонапруженості деталей КЗ, від умовно-постійних показників якості [1,2] до фактичних значень межі ресурсу [3-6]. При цьому відповідно до загальної теорії САПР найбільш ефективні технології проектування за вимогою мінімізації часу виконання останнього передбачають застосування саме умовно-постійних даних. За приклад використання такого підходу можна навести застосування в проек-

тних процедурах критерію Взорова, як відношення ефективної циліндрової потужності до діаметра циліндра:

$$N_D = \frac{N_e}{z \cdot D} \leq [N_D], \quad (1)$$

Однак, використання умовно-постійних критеріїв має якнайменше два основних недоліки.

Перше. Четверть століття тому було встановлено, що для тракторних дизелів при діаметрі циліндра до 130 мм повинна виконуватись умова $N_D \leq 0,15$ кВт/мм. На сьогодні цей показник складає величину $N_D = 0,18 - 0,21$ кВт/мм. Видно, що значення розглянутого умовно-постійного критерію змінюється в часі неприпустимо швидко – в середньому до 2% на рік. При цьому ясно, що використання підходу (1), який відповідає концепції забезпечення гарантованого ресурсу, не дозволяє перевершити показники кращих зразків-аналогів, тобто системно закладає в САПР технологію постійного відставання від останніх.

Друге. Призначення двигуна функціонально не враховується в залежності (1), а мінімум конструктивних параметрів (тут – діаметр циліндру) не дозволяють реалізувати перехід до нової концепції проектування.

Ліквідування вказаних недоліків передбачає використання менш економічних стратегій проектування, які засновані наприклад на використанні виваженого підходу Петрова [7]:

$$f^{opt} \leftarrow \mu_x - x, \quad \Xi, \quad (2)$$

де μ_x – множина математичних моделей, призначених для пошуку оптимального значення вектору кри-

теріїв якості f^{omn} за вектором конструктивних параметрів x об'єкту проектування та моделлю його експлуатації Ξ . Остання є множиною j характерних режимів навантаження, $\Xi = \{\xi_1, \xi_2, \dots, \xi_j\}$.

Відповідні моделі μ_x щодо визначення ресурсної міцності теплонапружених деталей теплових двигунів розроблені Ф.І.Абрамчуком, М.Д.Симбірським, М.Д.Чайновим, А.Ф.Шеховцовим та іншими вченими. Нестационарні моделі експлуатації двигунів транспортного та сільськогосподарського призначення розроблено, наприклад, у [8]. Таким чином, існує практична можливість реалізації підходу (2) щодо встановлення граничного рівня теплонапруженості деталей КЗ. Водночас для підтримки ефективного проходження проекту в САПР необхідно мати багаторівневе математичне забезпечення [9,10] та функціональний зв'язок між фактичними значеннями межі ресурсу конструкцій та умовно-постійними показниками їх теплонапруженості.

Враховуючи актуальність означеного вище, метою роботи є визначення межі ресурсної міцності поршнів форсованих швидкохідних дизелів різного технологічного призначення та відповідних значень умовно-постійного критерію їх теплонапруженості.

Для потрібного узагальнення результатів нами виконано розрахунки ресурсної міцності поршня дизеля типу 4ЧН12/14 в діапазоні рівнів форсування $N_n = 18,5 \dots 30$ кВт/л. Розглядалися нестационарні моделі експлуатації двигунів: тракторного 3-ї та 4-ї категорій, автомобільного та комбайнового. Розрахунки виконано для двох варіантів масляного охолодження поршня: струминне охолодження днища поршня маслом та галерейне охолодження.

Визначення величини накопичених пошкоджень d_{fs} виконано з використанням методики [11], в основу якої покладено вираз:

$$d_{fs} = d_f + d_s = \sum_j \sum_k \frac{1}{N_{jk}} \Big|_j + \frac{1}{U^*} \sum_j \sum_k \sum_i \sum_l (\dot{\epsilon}_{n,l} \sigma_l \tau_l) \Big|_{i,k,j} \quad (3)$$

де d_f – доля пошкоджень утоми; d_s – доля пошкодження повзучості; N_{jk} – кількість циклів до руйнування матеріалу в умовах k -го циклу складного високо- та низькочастотного навантаження деталі; U^* – критична величина питомої енергії розсіювання за умов повзучості; $\dot{\epsilon}_n$ – швидкість повзучості матеріалу; σ – дійсне значення напруження в особливо термонавантаженої зоні деталі, що розглядається; τ – поточне значення часу навантаження деталі; j – кількість нестационарних режимів роботи двигуна в моделі його експлуатації; k – кількість циклів навантаження в кожному з j перехідних процесів; i – кількість ділянок кусково-лінійної моделі k -го циклу навантаження; l – кількість інтервалів розбиття i -ї ділянки кусково-лінійної моделі.

Відповідно до вказаної методики прогнозування величини накопичених пошкоджень в матеріалі поршня двигуна певного технологічного призначення Ξ здійснюється на заданий час його експлуатації P і дозволяє встановити момент руйнування деталі за умови $d_{fs} = 1$ при заданому рівні форсування.

В табл.1 за приклад наведено результати розрахунку величини накопичених пошкоджень в зоні кромки КЗ поршня для рівня форсування дизеля $N_n = 25$ кВт/л на розрахунковій базі $P = 10000$ год.

Тут колонки 2-4, 6-8, 10-12 та 14-16 представляють теоретичну модель нестационарного експлуатаційного навантаження двигунів: тракторного 3-ї та 4-ї категорій, автомобільного та комбайнового. Нестационарний режим в моделі формується з опису умов зміни навантаження \tilde{N}_{ei} та частоти обертання \tilde{n}_i в перехідному процесі з одного стаціонарного ре-

жиму на інший; часу роботи двигуна \tilde{P}_j за цих умов. В колонках 5,9,13,17 наведено результати розрахунку величини накопичених пошкоджень d_{fs} на j -му режимі з урахуванням накопичення пошкоджень на попередніх $j-1$ режимах.

З табл.1 видно, що знайдена величина d_{fs} суттєво відрізняється в залежності від технологічного призначення двигуна.

На рис. 1 наведено процес накопичення руйнуючих пошкоджень в матеріалі поршня дизеля типу 4ЧН12/14 в діапазоні рівня форсування $N_d = 18,5...30$ кВт/л на незмінній порівняльній ресурсній базі $P = 10000$ год. Граничний рівень працездатності конструкції встановлюється за виконання умови $d_{fs} = 1$. Видно, що при використанні струминного охолодження днища поршня маслом граничний рівень форсування для тракторного двигуна 4-ї категорії досягається при $N_d = 23,5$ кВт/л. Він відповідає найнижчому граничному рівню форсування, серед обраних моделей експлуатації. Відповідно граничне форсування двигуна вантажного автомобіля обмежується рівнем $N_d = 25,6$ кВт/л. Граничні рівні форсування для тракторного двигуна 3-ї категорії та комбайнового розташовуються між вище визначеними рівнями форсування. Це чітко відповідає стратегії проектування (2) і свідчить, що в залежності від призначення двигуна маємо інше значення критерію f^{om} при іншому оптимальному конструктивному рішенні x^{om} .

При використанні галерейного охолодження поршня граничний рівень форсування тракторного двигуна 4-ї категорії збільшується до $N_d = 26,4$ кВт/л, а автомобільного – до $N_d = 28,5$ кВт/л.

У цілому видно, що використання галерейного охолодження дозволяє підвищити рівень форсування

швидкохідних автотракторних двигунів в середньому на 12%.

В табл. 2 наведено результати оцінок теплового навантаження сучасних двигунів різного технологічного призначення за критерієм Взорова (1) та теплового навантаження двигуна 4ЧН12/14 за отриманим граничним рівнем форсування за методикою (3). Тут у рядку 1 наведено діапазон, а у рядку 2 – середнє значення теплового навантаження сучасних швидкохідних дизелів різного технологічного призначення.

Отримані результати (рядок 3) у порівнянні з даними рядків 1-2 свідчать, що величини накопичених пошкоджень в матеріалі поршня якісно повністю відповідають практиці досягнутих рівнів форсування сучасних двигунів. Так найнижчий рівень теплового навантаження мають двигуни тракторного призначення, найвищий – автомобільні двигуни.

Результати виконаної оцінки для поршня обраного двигуна за критерієм (1) подані в рядку 4 табл.2. Вони встановлюють гранично-припустимий рівень теплового навантаження двигунів за їх призначенням. Відповідно до [9] при визначенні гранично-допустимого рівня форсування двигуна необхідно враховувати розкид фізичних властивостей матеріалу, який для поршня алюмінієвого сплаву може досягати 20% - 30%, $[N_D] = N_D / 1,2$. З урахуванням вище зазначеного у рядку 5 табл.2 наведено допустиме теплове навантаження поршня дизеля 4ЧН12/14. Саме ці значення $[N_D]$ й потрібно закладати в моделі нижчих рівнів САПР поршня ДВЗ з подальшою перевіркою розрахунків за моделями вищих рівнів складності, наприклад [2,3].

Висновок:

Відповідно до поставленої мети роботи проведено комплекс чисельних експериментів по визначенню величини накопичених пошкоджень в поршні дизеля 4ЧН12/14 для тракторного комбайнового та автомобільного двигунів.

Таблица 1. Результаты расчета ресурсной мощности поршня дизеля типа 4ЧН12/14 для разного технологического признака при $N_n = 25$ Вт/л

Решение j	Технологические признаки признака															
	Тракторный 3-й категории				Тракторный 4-й категории				Автомобильный				Комбайновый			
	Параметры переходного процесса		d^{fs}		Параметры переходного процесса		d^{fs}		Параметры переходного процесса		d^{fs}		Параметры переходного процесса		d^{fs}	
	\tilde{N}_{ej}	\tilde{n}_j	\tilde{P}_j , час		\tilde{N}_{ej}	\tilde{n}_j	\tilde{P}_j , час		\tilde{N}_{ej}	\tilde{n}_j	\tilde{P}_j , час		\tilde{N}_{ej}	\tilde{n}_j	\tilde{P}_j , час	
1																
2	0,0825-1,045	0,825-0,95	0,040	0,796	0,0825-1,045	0,825-0,95	0,034	0,6842	0,0623-0,942	0,415-0,915	0,082	0,4477	0,171-0,950	0,570-1,0	0,034	0,203792
3	0,0975-1,045	0,975-0,95	0,026	1,28	0,0975-1,045	0,975-0,95	0,070	1,984	0,0623-0,894	0,415-0,8125	0,020	0,4882	0,207-0,950	0,690-1,0	0,070	0,552625
4	0,0975-0,9487	0,975-0,825	0,012	1,325	0,0975-0,9487	0,975-0,825	0,022	2,0657	0,083-0,894	0,550-0,8125	0,074	0,6393	0,207-0,982	0,690-0,970	0,022	0,646742
5	0,0975-0,9075	0,975-0,825	0,024	1,367	0,1075-0,9487	0,1075-0,825	0,014	2,118	0,103-0,894	0,685-0,8125	0,034	0,7106	0,207-0,850	0,690-1,0	0,014	0,658218
6	0,0975-0,9	0,975-1,0	0,046	1,435	0,1075-0,9075	1,075-0,825	0,014	2,14	0,150-0,894	0,8125-0,8125	0,016	0,7464	0,228-0,850	0,570-1,0	0,014	0,670005
7	0,1045-0,855	1,075-1,0	0,152	1,69	0,1075-0,9	1,075-1,0	0,146	2,36	0,173-0,894	0,9375-0,8125	0,074	0,9143	0,240-0,850	0,80-1,0	0,146	0,789852
8	0,2475-0,855	0,825-0,95	0,040	1,71	0,2475-0,9	0,825-1,0	0,044	2,44	0,187-0,859	0,415-0,9375	0,030	0,9511	0,285-0,850	0,570-1,0	0,044	0,828681
9	0,2475-0,7425	0,825-0,825	0,032	1,75	0,2925-0,9	0,975-1,0	0,056	2,56	0,187-0,754	0,415-0,685	0,036	0,9570	0,331-0,850	0,69-1,0	0,056	0,881361
10	0,2925-0,7425	0,975-0,825	0,026	1,761	0,2925-0,855	0,975-0,95	0,028	2,58	0,248-0,754	0,550-0,685	0,116	0,9769	0,331-0,825	0,69-0,97	0,028	0,898959
11	0,2925-0,7175	0,975-1,025	0,066	1,768	0,315-0,855	1,05-0,95	0,016	2,59	0,297-0,754	0,415-0,685	0,028	0,9823	0,345-0,825	0,69-0,97	0,016	0,907967
12	0,315-0,7175	1,05-1,025	0,114	1,77	0,315-0,7425	1,05-0,825	0,036	2,6	0,308-0,754	0,685-0,685	0,060	0,9938	0,345-0,715	0,69-0,90	0,036	0,913108
13	0,4125-0,665	0,825-0,95	0,062	1,771	0,4125-0,7175	0,825-1,025	0,056	2,612	0,366-0,745	0,685-0,8125	0,008	0,9953	0,345-0,758	0,69-1,01	0,062	0,923468
14	0,475-0,5775	0,95-0,825	0,050	1,772	0,475-0,7175	0,95-1,025	0,066	2,617	0,366-0,672	0,8125-0,9375	0,018	0,99545	0,350-0,758	1,0-1,01	0,056	0,932927
15	0,475-0,5125	0,95-1,025	0,020	1,7725	0,5125-0,7175	1,025-1,025	0,026	2,62	0,380-0,628	0,415-0,685	0,050	0,996	0,450-0,758	1,0-1,01	0,026	0,950222
16					0,5125-0,665	1,025-0,95	0,072	2,62	0,380-0,605	0,415-0,550	0,124	0,9968	0,514-0,758	0,97-1,01	0,072	0,966040
17					0,5125-0,5775	1,025-0,825	0,046	2,622	0,394-0,605	0,550-0,550	0,048	0,997	0,560-0,758	0,80-1,01	0,046	0,977018
18									0,422-0,605	0,9375-0,550	0,016	0,99712	0,560-0,728	0,80-0,970	0,046	0,983180
19									0,422-0,582	0,9375-0,8125	0,024	0,9974	0,566-0,728	1,01-0,970	0,046	0,989412
20									0,452-0,582	0,430-0,8125	0,010	0,99745	0,566-0,720	1,01-0,80	0,046	0,994752
21									0,452-0,504	0,430-0,550	0,046	0,9981	0,566-0,657	1,01-1,01	0,046	0,996281
22									0,452-0,490	0,430-0,685	0,026	0,9982	0,621-0,657	0,690-1,01	0,046	0,997972
23													0,630-0,657	0,90-1,01	0,046	0,999691
24													0,631-0,657	0,97-1,01	0,046	1,001414

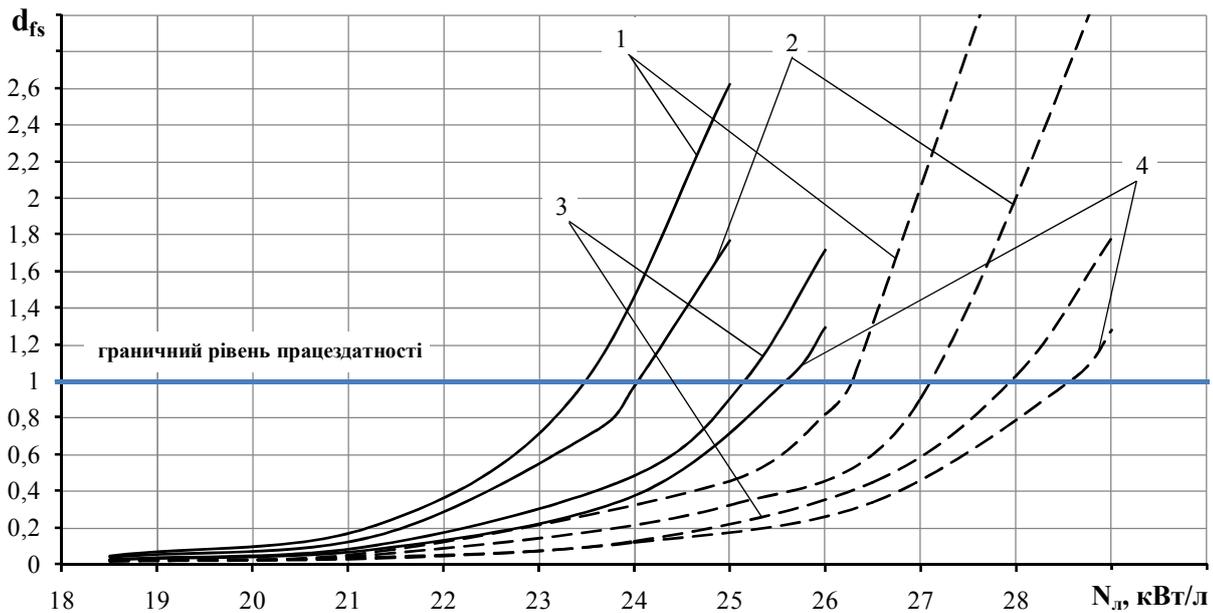


Рис. 1. Залежність величини накопичених пошкоджень в матеріалі поршнів різного конструктивного виконання від рівня форсування двигуна певного технологічного призначення

————— — струминне масляне охолодження дна поршня;
 - - - - - — галерейне охолодження поршня;

1 — тракторний дизель 4-ї категорії навантаження; 2 — тракторний дизель 3-ї категорії навантаження;
 3 — комбайновий дизель; 4 — дизель вантажного автомобіля

Таблиця 2. Оцінки граничного теплового навантаження сучасних двигунів різного технологічного призначення та об'єкту дослідження за умовно-постійним критерієм та граничною величиною накопичених пошкоджень

№ п/п	Найменування параметра	Призначення двигуна		
		тракторний	комбайновий	автомобільний
1	Рівень теплового навантаження швидкохідних дизелів N_D , кВт/мм	0,18 – 0,21	0,17 – 0,27	0,23 – 0,34
2	Середнє теплове навантаження швидкохідних дизелів N_{Dcp} , кВт/мм	0,195	0,22	0,285
3	Граничний розрахунковий рівень форсування двигуна 4ЧН12/14, $N_{л}$, кВт/л	23,5 / 27,2	25,2 / 28	25,5 / 28,5
4	Граничне теплове навантаження для граничного рівня форсування двигуна 4ЧН12/14, $N_{Дрозр.}$, кВт/мм	0,31 / 0,36	0,33 / 0,37	0,34 / 0,38
5	Допустиме теплове навантаження поршня двигуна 4ЧН12/14 з урахуванням розкиду властивостей матеріалу $[N_D]$, кВт/мм	0,25 / 0,29	0,26 / 0,30	0,27 / 0,31

Отримані результати щодо величини накопичених пошкоджень в матеріалі поршня якісно збігаються з даними по рівню теплового навантаження сучасних швидкохідних дизелів за умовно-постійним

критерієм: найнижчий рівень теплового навантаження мають дизелі тракторного призначення, найвищий — автомобільні дизелі.

Встановлено граничні рівні форсування дизеля

4ЧН12/14 по величині накопичених пошкоджень при наявності струминного охолодження днища поршня та варіанту з галерейним охолодженням.

З використанням розрахунково-експериментальної моделі оцінки ресурсної міцності поршнів запропоновано методику отримання допустимих значень умовно-постійних критеріїв теплового навантаження поршня.

Встановлено допустиме значення умовно-постійного критерію теплового навантаження поршня для реалізації в економічних моделях оцінки ресурсної міцності в САПР.

Список літератури:

1. Тракторные дизели: Справочник / Под общей ред. В.А. Вгорова. – М.: Машиностроение, 1981. – 535 с.
2. Двигуни внутрішнього згорання: Серія підручників.
Т.4. Основи САПР ДВЗ. / За ред. проф. А.П. Марченка. – Харків: Прапор, 2004. – 336 с.
3. Шеховцов А.Ф., Абрамчук Ф.И., Левтеров А.А. Оценка накопленных повреждений в поршнях быстроходных форсированных дизелей / Двигатели внутр. сгорания. – Харьков: ХГПУ. – 1997. – Вып. 56-57. – С.44-50.
4. Шеховцов А.Ф. Метод расчетной оценки термоусталостной прочности поршней ДВС // Двигателес-

троение. – 1979. – №11. – С.15-19.
5. Чайнов Н.Д., Тимохин А.В., Иванченко А.Б. Оценка усталостной долговечности поршня транспортного дизеля при циклическом нагружении // Двигателестроение. – 1991. – №11. – С.14-15.
6. Симбирский Д.Ф., Олейник А.В., Филяев А.В. и др. Комплекс программно-методических средств для эксплуатационного мониторинга выработки ресурса основных деталей авиационного двигателя Д-18Т // Авиационно-космична техніка і технологія: Зб. наук. праць Держ. аеро-косм. ун-т. – Харків: ХАІ. – 2003. – Вып. 42/7. – С.96-101.
7. Краснощеков П.С., Петров А.А. Принципы построения моделей. – М.: МГУ, 1983. – 156 с.
8. Пылёва Т.К., Турчин В.Т. Разработка теоретических нестационарных моделей нагружения машин различного назначения // Двигатели внутр. сгор. – 2007. – №1. – С. 125-132.
9. Пильов В.О. Автоматизоване проектування поршнів швидкохідних дизелів із заданим рівнем тривалої міцності: Монографія. – Харків: Видавничий центр НТУ «ХПИ», 2001. – 332с.
10. Пылев В.А., Марченко А.П., Турчин В.Т., Кузьменко А.П. Комплекс экономических моделей анализа теплонапряженности поршня в САПР // Сб. научн. тр. по матер. Междунар. конф. «Двигатель 2007», посвященной 100-летию школы двигателестроения МГТУ им. Н.Э. Баумана – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. – С. 246-251.
11. Турчин В.Т., Пильов В.О., Кузьменко А.П. Удосконалення методики визначення ресурсної міцності поршнів тракторних дизелів // Двигатели внутр. сгор. – 2007. – №2. – С. 30-35.

УДК 621.43+621.43.05.1

М.І. Міщенко, д-р техн. наук, В.Г. Заренбін, д-р техн. наук, Т.М. Колеснікова, інж., Ю.В. Юрченко, асп., Д.М. Бухтієнко, студ.

СУЧАСНІ ТЕНДЕНЦІЇ РОЗВИТКУ АВТОМОБІЛЬНИХ ДВИГУНІВ ІЗ РІЗНИМИ СПОСОБАМИ РЕГУЛЮВАННЯ ПОТУЖНОСТІ ТА СТУПЕНЯ СТИСКУ

Вступ

Двигун внутрішнього згорання (ДВЗ), незважаючи на майже 150-літній вік, знайде своє широке застосування й у майбутньому. Тому в найближчі десятиліття він буде основним двигуном автомобілів. Але й у вже добре відпрацьованих й постійно вдосконалюючих конструкціях двигунів існують проблеми зниження витрати палива й зменшення токсичності відпрацьованих газів (ВГ), а також проблеми зниження вібрації й шуму.

Постановка проблеми

Бензинові ДВЗ із традиційним робочим процесом працюють у дуже вузькому діапазоні зміни складу свіжого заряду. На часткових навантаженнях для зміни кількості робочого тіла необхідно здійснювати дроселювання горючої суміші, що надходить у циліндр. Це приводить до підвищення насосних втрат і зниженню реального ступеня стиску, що значно погіршує індикаторні показники двигуна.

Для підвищення експлуатаційних показників автомобіля ведучі фірми багатьох країн останнім часом розробляють різні варіанти нетрадиційних двигунів, а саме: паровий двигун, на теплових елементах, електричний двигун, двигуни роторний типу Wankel та Stirling, газотурбінний двигун та ін. Однак ці двигуни вимагають великого технічного вдосконалення, а тому мають великий ризик при вкладанні в них капіталів.

Рішення проблеми

Двигуни з регулюванням робочого об'єму й ступеня стиску

Серед різних способів рішення даної проблеми багато дослідників вважають перспективним регулювання навантаження або зміною робочого об'єму, або регулюванням фази закриття впускного клапана поршневого ДВЗ. Дані заходи представляють менший ризик для виробників двигунів і для всієї промисловості в цілому.

При регулюванні як робочого об'єму, так і фази закриття впускного клапана звичайно знижується величина реального ступеня стиску. Тому в переважній більшості запропонованих конструкцій передбачається можливість спільного регулювання ступеня стиску й робочого об'єму або фази закриття впускного клапана.

У цій роботі автори припускають регулювання робочого об'єму за рахунок зміни кінематики силового механізму (зміни ходу поршня) і не розглядають застосування методу відключення циліндрів і так званих модульних ДВЗ, що складаються з декількох модулів (груп циліндрів), які включаються в роботу по мірі збільшення навантаження.

Кількість запропонованих конструкцій, що дозволяють регулювати ступінь стиску й робочий об'єм двигуна, досить велика. Однією з останніх робіт в галузі двигунів з керованим ходом поршнів є двигун GoEngine інженера Bert de Gooijer [9,10,11], що реалізований у вигляді експериментального зразка.

Силовий механізм двигуна GoEngine (рис.1) виконаний у вигляді планетарної зубчастої передачі, з'єднаної через шатун АВ з поршнем. При повороті зубчастого колеса за допомогою черв'ячної передачі на кут γ шестерня одержує зсув по фазі на кут θ , точ-

ті, але вони не можуть бути використані на автомобілі в недалекому майбутньому.

Двигуни зі змінними фазами закриття впускного клапана мають два способи регулювання навантаження, а саме: Аткінсона й Міллера. У цих ДВЗ регулювання навантаження відбувається не дроселюванням, а зміною моменту закриття впускного клапана за допомогою спеціального механізму. При цьому на часткових навантаженнях дросельна засліпка залишається повністю відкритою й насосні втрати мінімальні.

У двигуні, що працює по циклу Аткінсона (рис.2,*а*), впускний клапан закривається після н.м.т. (180°) значно пізніше, ніж у традиційному ДВЗ. Клапан тримається у відкритому положенні на такті стиску й свіжий заряд у цей час перепускається назад у впускну систему.

Закриття клапана відбувається в момент, коли в циліндрі залишиться необхідна по навантаженню кількість свіжого заряду. Як показали розрахункові дослідження авторів статті, виштовхування заряду із циліндра відбувається практично при тиску, що перевищує тиск у впускному трубопроводі всього лише на 8...12%, при цьому насосні втрати зменшуються в середньому в 3...4 рази.

Фірмою Ford Motor Co. ведуться роботи зі створення двигуна, що працює по циклу Аткінсона, починаючи з 1987 р. [13]. Як базовий двигун був обраний чотирициліндровий ДВЗ. Величина затримки закриття впускного клапана змінювалася в межах від 0 до 75° . При затримці закриття клапана на 75° навантаження двигуна знижується в середньому на 60%. Характерно, що зі збільшенням частоти обертання ефект від способу Аткінсона знижується. Причому, як відзначають фахівці фірми, при великій затримці закриття впускного клапана в роботі ДВЗ відзначаються перебої. Оскільки при такому регулюванні навантаження знижується величина ефективного ступеня стиску, то для поліпшення показників робо-

чого процесу фірма ввела додаткове регулювання ступеня стиску за допомогою зміни об'єму камери згоряння. Даний автомобіль вимагає доведення й проведення широких досліджень.

Однієї з останніх розробок двигунів, що працюють по циклу Аткінсона, є розроблений фірмою Mazda V-подібний 6-циліндровий двигун EUNOS 800 [14]. Цей двигун має в порівнянні із традиційним дросельним регулюванням навантаження на 10...15% меншу витрату палива при роботі на часткових режимах.

У двигунах, що працюють по циклу Міллера [15,16,17], впускний клапан закривається до н.м.т. на такті впуску в момент, коли в циліндр надходить кількість свіжого заряду, що визначає навантаження двигуна (рис. 2,*б*). У цей час ведуться дослідження [18,19] бездросельного регулювання навантаження за принципом Міллера на V-подібних ДВЗ. Основні розглянуті питання пов'язані з витратою палива, нерівномірністю ходу двигуна, токсичністю викидів й ін. Ці двигуни також перебувають у стадії розробки.

Безшатульний двигун із кривошипно-кулісним механізмом

До теперішнього часу в ДонНТУ створений однокіліндровий безшатульний ДВЗ із кривошипно-кулісним механізмом (ККМ) для перетворення руху поршня (рис.3 й 4) [1].

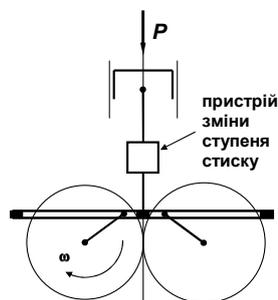


Рис.3. Схема безшатульного двигуна

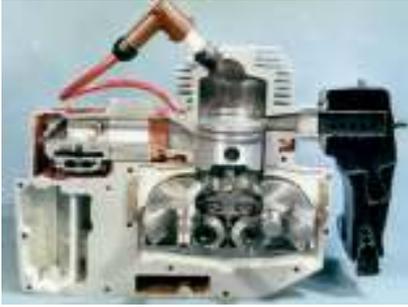


Рис.4. Безшатунний двигун

Дослідження цього двигуна показали ідеальну його зрівноваженість (теоретично 100%) і порівняно низький рівень шуму.

Теоретично, а потім й експериментально встановлено, що застосування ККМ практично не обмежує можливість підвищення ступеня стиску до 19...21 внаслідок малої величини механічних втрат (рис.5).

У випадку одночасного регулювання ступеня стиску й робочого об'єму циліндра паливна економічність безшатунного двигуна може бути вище на 30...45%, чим класичного ДВЗ.

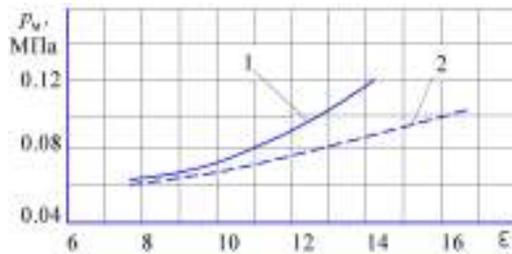


Рис.5. Порівняння механічних втрат в класичному (1) і безшатунному (2) двигунах:

p_m – середній тиск механічних втрат;
 ϵ – ступінь стиску

З економічної точки зору безшатунний двигун представляє порівняно невеликий ризик і вимагає менших витрат на наукові дослідження й розробку, чим інші альтернативи, внаслідок уже накопиченого протягом більше 20 років досвіду по створенню такого двигуна. Принциповою перевагою безшатунного двигуна є наявність конструктивної й технологіч-

ної наступності із традиційним ДВЗ. Практично 70...80% деталей можуть бути виготовлені на стандартному устаткуванні й оснащенні. Крім того, двигун вимагає внесення незначних змін у конструкцію автомобіля.

Висновок

Одним з найскладніших і практично не освоєних на сьогоднішній день способів підвищення паливної економічності бензинового двигуна є реалізація спільного регулювання робочого об'єму й ступеня стиску. Відомі теоретичні й дослідноконструкторські роботи в цьому напрямку не дозволяють створити двигун реально конкуруючий із традиційним ДВЗ.

На думку авторів даної роботи, із всіх відомих нетрадиційних двигунів найбільшими потенційними можливостями володіє безшатунний двигун, розроблений у ДонНТУ. У цьому двигуні можлива ефективна реалізація різних способів регулювання робочого об'єму й ступеня стиску, а також реалізації модульної концепції двигуна, що забезпечує найбільше зниження витрати палива.

Список літератури:

1. Мищенко Н. И. Нетрадиционные малоразмерные двигатели внутреннего сгорания: В 2 т. — Донецк: Лебедь, 1998. — Т. 1: Теория, разработка и испытание нетрадиционных двигателей. — 228 с.
2. Khoshaim Bakr H. An investigation into the possibility of using steam engines for vehicle propulsion // J. Eng. Sci. — 1977. — 3, №2. — P.39 – 41.
3. Abbin Joseph P. Sandia laboratories operational experience with small heat engines in solar thermal power systems // Proc. 14th Intersoc. Energy Convers. Eng. Conf., Boston, Mass., 1979. — Vol.1. — Washington, D.C. — 1979. — P.143 – 147.
4. Горожанкин С.А. Машины Стирлинга: параметры рабочих процессов. — Макеевка: ДонГАСА, 2003. — 208 с.
5. Долганов К.С., Лісовал А.А., Мерзиевська В.В. та ін. Регулювання потужності двигуна Стирлінга моделі УДС-1. // Системні методи керування, технологія та організація виробництва, ремонту та експлуатації автомобілів: Зб. наук. пр. — К.: УТУ; ТАУ, 2003. — №16. — С.56 – 60.
6. Insights into the thermodynamics of Stirling cycle machines // Finkelstein Theodor 29th Intersoc. Energy Convers. Eng. Conf., Monterey, Calif., Aug. 7 – 11, 1994: Collect. Techn.

- Pap. Pt 4. – Washington (D.C.). – 1994. – P.1829 – 1834. 7. Stirling machines: automotive applications may take a seat to household chores // O'Conner Leo Mech. Eng. – 1992. – 114, №6. – P. 75 – 79. 8. Janicki E. Which Auto Engine Next? - "Automotive Engineer", 1976, v.84, N 7, P.33. 9. www.gomecsys.com/index2.asp. 10. www.waitnews.com/prodrive_and_gomecsys.htm. 11. Пат. №6349684 В1 США Crank – connecting rod mechanism. Lambertus Hendrik de Gooijer. – Оубл. 26.02.2002. 12. Н.И. Миценко, В.П. Матейчик, В.Л. Супрун. Конструкции автомобильных бензиновых двигателей с регулируемой степенью сжатия и их особенности // Вісник СНУ ім. Володимира Даля.– 2007.–№6 (112). –С. 19 – 23. 13. A Desing and Experimental Study of an Otto Atkinson Cycle Engine Using Late Intake Valve Closing. Blakey S.C., Saunders R.J., Ma T.H., Shopra A. "SAE Techn. Pap. Ser.", 1991, № 910451, 9 pp. 14. The development of automotive Miller cycle gasoline engine / Ikeda Tatsuji, Hatamura Koichi, Nogami Takao, Matsuoka Hideki, Iguchi Yuichi // JSME News. –1995–6, №1 –P.11. 15. Deutsche Patentschrift DT-PS 100 1049. 16. Miller R. and Lieberherr H.U. The Miller Supercharging System for Diesel and Gas Engines Operating Conditions. CIMAC Kongress, 1957, Zürich, S. 787/803. 17. Brinson L. High Performance Gas Burning Engines. CIMAC-Kongress, 1965, London, B 1, S. 603/636. 18. Luft- und Kraftstoffzumessung bei Ottomotoren mit variabler Ventilsteuerung / Esch Thomas, Pischinger Martin, Göbel Thomas // MTZ: Motortech. Z. –1996. –57, №2.–S.106–112, 114–115. 19. Hatannura Koichi, Hitomi Mitsuo, Ohe Hiromi, Kobayashi Takashi // Nihonikai gakkai ronbunshu. B = Trans. Jap. Soc. Mech. Eng. B.–1995–61, №590.–P. 3477–3483.

УДК 621.436.038

*А.Н. Врублевский, канд. техн. наук, А.Л. Григорьев, д-р техн. наук,
А.В. Денисов, инж.*

МНОГОКРИТЕРИАЛЬНЫЙ СИНТЕЗ ТОПЛИВНОЙ СИСТЕМЫ С ЭЛЕКТРОННЫМ УПРАВЛЕНИЕМ ВПРЫСКИВАНИЯ

Введение

В практике двигателестроения широко используются различные методы оптимизации. При этом оправдывают себя подходы, основанные на решении прямой задачи – проведение серии численных экспериментов с целью определения показателей системы при различном сочетании ее параметров [1].

Экономический эффект от применения виртуального (численного) эксперимента очевиден. Это широкая возможность перебора комбинаций параметров, большое (до 4000 и более) количество экспериментов, возможность наблюдать изменение таких параметров (давлений, перемещений, температур), измерение которых произвести сложно, а подчас и невозможно. И, как результат, при сокращении времени и материальных затрат на проектирование возможность получить двигатель либо отдельную его систему с лучшими по сравнению с аналогами параметрами.

Успешное решение оптимизационной задачи зависит от достоверности применяемых математических моделей, а также метода ее организации. В данной статье представлен опыт, накопленный авторами при определении оптимальных параметров аккумуляторной топливной системы (АТС) с электронным управлением, предназначенной для высокооборотного дизеля серии 4ДТНА. Особенности применяемых математических моделей АТС рассмотрены в работах [2 – 4]. Там же показана их достоверность и описаны явления, которым при моделировании процесса топливоподачи уделено повышенное внимание. Следует отметить, что любой метод оптимизации не исключает человеческий фактор или, так называемый

«совет специалистов». Совет специалистов играет решающую роль как при выборе параметров, ограничений и критериев, так и при выборе результата оптимизации.

Анализ публикаций

Оптимизации топливоподающей аппаратуры (ТПА) непосредственного действия посвящено много работ отечественных и зарубежных специалистов. Из них можно выделить работы [5 – 7], в которых авторы используют методы, основанные на построении в каждой точке области функциональной модели процесса топливоподачи и определении вектора поиска на основе ее анализа. Для получения регрессии используется теория планирования эксперимента, что позволяет найти направление поиска при сокращенном количестве численных экспериментов. В программном комплексе «Впрыск» разработки МГТУ [8] задача оптимизации процессов в ТПА формализована и сводится к задаче нелинейного программирования для функции многих переменных с ограничениями. Учет ограничений производится методом штрафных функций. Как отмечают авторы [1], теория нелинейного программирования не дает ответа на вопрос о том, какие поисковые методы лучше, поэтому зачастую необходимо пользоваться несколькими процедурами. В отличие от указанных выше авторов, которые используют многофакторный анализ и уравнения регрессии, в работе [9] для алгоритма многопараметрической и многокритериальной оптимизации используются линеаризованные модели ТПА. На их базе при использовании аналитических или численно-аналитических методов изучалось влияние параметров ТПА на показатели ее рабочего

процесса, а также производился выбор и обоснование промежуточных (рабочих) критериев (принцип линеаризации).

Цель и постановка задачи

Цель данной работы – провести оптимизацию АТС. Для достижения данной цели необходимо предложить метод оптимизации, выбрать параметры, которые в наибольшей мере влияют на процесс топливоподачи АТС, определить функциональные ограничения и критерии качества. Именно это является задачей данной работы.

Объект исследования – топливная аппаратура дизеля серии 4ДТНА

Для дизеля серии 4ДТНА авторами совместно со специалистами КП ХКБД разработана АТС с электронным управлением. АТС оснащена электрогидравлической форсункой (ЭГФ) с электромагнитным клапаном. Принцип и особенности работы данной АТС изложен в работе [1].

Метод организации топливоподачи в АТС позволяет сформулировать для ЭГФ самостоятельную оптимизационную задачу. После такого разделения модель (включает ЭГФ, гидроаккумулятор и соединяющий их топливопровод) может быть основой для эффективного алгоритма многопараметрической и многокритериальной оптимизации.

Методика проведения эксперимента

В данной работе при решении оптимизационной задачи использован современный метод, предложенный И.М.Соболев и Р.Б. Статниковым в работе [10]. В основе данного метода лежит численное исследование (сканирование) пространства параметров проектируемого объекта, которое проводится в три этапа.

1-й этап - составление таблиц испытаний. Этот этап не предусматривает участия человека. Последовательно выбирается N пробных точек. В каждой из

точек рассчитывается процесс топливоподачи и вычисляются значения всех критериев. По каждому критерию составляется таблица испытаний. Таблицы представляют собой аналог статистических вариационных рядов.

2-й этап - выбор критериальных ограничений. Этот этап выполняется в режиме диалога ЭВМ – человек (проектировщик). Просматривая каждую из таблиц, он должен назначить ограничение для каждого из критериев.

3-й этап - проверка непустоты множества допустимых точек. Этот этап выполняется автоматически.

Выбор пробных точек. До сих пор наиболее популярным остается метод, в котором для просмотра многомерного куба используется кубическая решетка. Однако, равномерное сканирование многомерного куба, как доказывается в [10], является оптимальным только в одномерном случае, при размерности пространства $n=1$. Уже при $n=2$ кубическая решетка не очень хороша, а с увеличением n ее способность описывать изменение функции быстро ухудшается.

Подробная модель технического объекта содержит в своем описании большое число параметров. Априори, известно, что значительная часть этих параметров оказывает на изменение любого, фиксированного критерия, крайне слабое влияние, но «отсеять» эти параметры обычно не представляется возможным. В крайней ситуации, которая на самом деле встречается достаточно часто, сильно влияет только один параметр, а остальные для данного критерия являются уточняющими. Поэтому оптимальным может считаться такое распределение N пробных точек, у которого каждая из координат (параметров) представляет собой равномерно распределенную последовательность N точек на отрезке; кубическая решетка этому требованию не удовлетворяет.

Так, на рис. 1 изображена кубическая решетка, состоящая из $N = 16$ точек. Точки распределены равномерно. В каждом из N малых квадратиков расположена одна точка сетки. Недостаток такого распределения очевиден. При исследовании функции $f(x_1, x_2)$, которая сильно зависит от одного аргумента, мы получим лишь четыре различных значения, каждое повторенное четыре раза. В многомерном случае кубическая решетка может оказаться еще хуже, так как «потеря информации» при вычислении $f(x_1, \dots, x_n)$ только возрастает.

Частичное решение этой проблемы дает использование генераторов случайных чисел.

Но авторами работы [10] предложено такое оптимальное распределение точек в пространстве, которое решает эту проблему самым эффективным образом. Как и в предыдущем случае, в двумерном распределении, состоящем из $N = 16$ точек, в каждом малом квадрате расположена одна точка (см. рис. 1). Однако в данном случае при расчете f в точках сетки мы получим 16 значений, дающих лучшее представление о диапазоне изменения функции f .

Оптимальная последовательность всегда содержит $N = 2^p$ точек, где p – целое положительное число.

Дополнительным достоинством такой последовательности является возможность удвоения количества пробных точек.

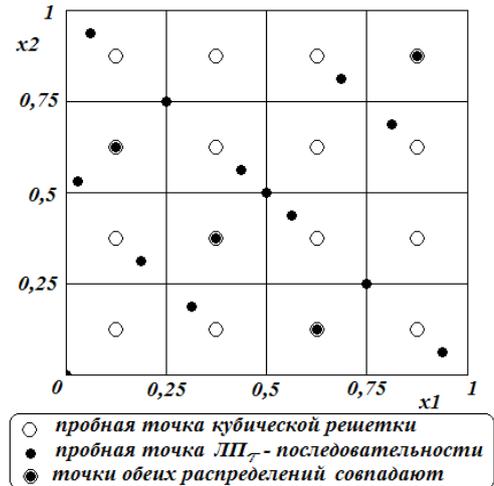


Рис. 1. Кубическая решетка и улучшенная сетка при $n=2$ ($N=16$)

В работе [10] это распределение названо ЛПТ-последовательностью. Для расчета ЛПТ-последовательности авторами данной работы использовался следующий арифметический алгоритм. По таблице числителей [10] определяем $r_j^{(l)}$. Для этого по заданному номеру точки i вычисляем $m = 1 + [lni/ln2]$, затем в каждой точке i для каждого параметра $j = 1, 2, \dots, n$ определяем безразмерную величину параметра

$$q_{i,j} = \sum_{k=1}^m 2^{-k+1} \left\{ \frac{1}{2} \sum_{l=k}^m [2\{i2^{-l}\}] [2\{r_j^{(l)} 2^{k-1-l}\}] \right\}.$$

В данных формулах $[z]$ – целая часть числа z , а $\{z\}$ – дробная часть числа z .

Вычислить текущее значение α j -того параметра в i -той точке n -мерного пространства можно по формуле

$$\alpha_{i,j} = q_{i,j} \cdot (\alpha_{j \max} - \alpha_{j \min}) + \alpha_{j \min},$$

преобразующей n -мерный куб с ребром, равным 1, в n -мерный параллелепипед изменения параметров.

Составленная в MathCAD по этому алгоритму подпрограмма интегрирована в программу расчета АТС.

Выбор параметров электрогидравлической форсунки

Обоснуем выбор параметров и пределы их варьирования. Из работ [1 – 3] известно, что на процесс топливоподачи в системах с электронным управлением впрыскивания большое влияние оказывают следующие факторы:

- перемещение элементов ЭГФ;
- распространение волн давления и деформации по топливоподводящим каналам и элементам ЭГФ;
- колебание витков пружин;
- физические явления, сопровождающие течение топлива по каналам малого диаметра (сопловые отверстия распылителя, жиклеры камеры управления);
- особенности течения топлива в полостях низкого давления ЭГФ и связанные с этим эффекты присоединенных масс, соударения и др.

Используя данные факторы можно добиться улучшения эффективности применения аккумулирующей топливной системы для высокооборотного дизеля. Проведенные авторами предварительные расчетные и экспериментальные исследования позволили выделить основные конструктивные и регулировочные параметры таких систем. В табл. 1 приведены эти параметры, а также заданы их величины для исходной модели, которые далее были помещены в центр *n*-мерного параллелепипеда.

Выбор допустимых пределов варьирования каждого из параметров проведен с учетом ограничений, связанных с компоновкой, изготовлением, условиями эксплуатации топливной системы.

Так, например, величина хода клапана не может быть меньше 0,025 мм (обеспечивает минимально гарантированный зазор между магнитопроводом и якорем) с одной стороны, и больше 0,075 мм с другой (связано с уменьшением магнитодвижущей силы при увеличении воздушного зазора). Минимальный ход иглы и мультипликатора составляет 0,125 мм. Данное ограничение связано с необходимостью ми-

нимизировать влияние эффективного проходного сечения распылителя на изменение давления топлива, а также с особенностями работы мультипликатора [11].

В пределах исследуемой области изменение каждого параметра табл. 1 составило $\pm (40 \div 50) \%$. Это позволяет исследовать обширную область многомерного пространства и определить направление поиска оптимума. С помощью генератора ЛПГ-последовательности были получены пробные точки и составлены таблицы испытаний. Для предварительного сканирования пространства параметров выбрано 128 точек.

Таблица 1. Параметры исходной модели

№	параметр	размерность	величина
1	Диаметр сферы клапана	мм	1,3
2	Ход клапана	мм	0,05
3	Коэффициент жесткости пружины клапана	Н/мм	50
4	Угол седла клапана	град.	100
5	Площадь эффективного сечения подающего жиклера камеры управления	мм ²	0,034
6	Площадь эффективного сечения отсечного жиклера камеры управления	мм ²	0,055
7	Диаметр мультипликатора	мм	3,8
8	Длина мультипликатора	мм	76
9	Диаметр запорного пояска иглы	мм	1,6
10	Ход иглы	мм	0,25
11	Давление начала подъема иглы	МПа	5
12	Длина трубопровода от аккумулятора до ЭГФ	мм	220
13	Внутренний диаметр топливопровода	мм	1,5

Определение функциональных ограничений

В дополнение к определению параметрических ограничений при формировании исходных данных для решения задачи поиска оптимальных параметров ЭГФ необходимо включить функциональные ограничения.

Для ЭГФ функциональными ограничениями являются отношения следующих параметров:

- диаметр мультипликатора превышает диаметр иглы распылителя, который принят постоянным и равным 3,5 мм;
- эффективное проходное сечение подающего жиклера камеры управления меньше эффективного проходного сечения отсечного жиклера камеры управления;
- диаметр запорного пояса иглы меньше диаметра иглы;
- внутренний диаметр топливопровода изменяется дискретно (величина определяется стандартным рядом значений [ГОСТ 11017-80] 1,1 мм; 1,5 мм; 2,0 мм);
- недопущение подвпрыскиваний топлива;
- ограничение скорости элементов форсунки при их ударе об упоры-ограничители хода.

При решении оптимизационной задачи функциональные ограничения можно использовать двумя способами. Первый способ – после проведения численного эксперимента исключить из рассмотрения точки, в которых приведенные отношения параметров не выполняются. Второй способ – на стадии формирования исходных данных учесть указанные ограничения путем задания коэффициентов K_1 , K_2 , K_3 , определяющих отношения указанных выше параметров. Очевидно, что второй способ предпочтительнее. Так как позволяет получить больше точек для критериальной оценки, а также уменьшить время решения оптимизационной задачи за счет исключения процедуры анализа исходных данных на предмет выполнения функциональных ограничений.

Выбор критериев качества

По общему мнению (см. напр. [1]), для ЭГФ целесообразно задать два решающих критерия качества – максимальное давление впрыскивания P_a и цикловой расход топлива на управление Q_z . Очевидно, что давление P_a должно быть максимальным. Обоснуем выбор критерия Q_z . В АТС топливо в камере управления ЭГФ находится под высоким давлением (25 ÷ 150 МПа). Процесс топливоподачи происходит в период сброса топлива из полости управления в топливный бак. Следовательно, чем меньше объем топлива сбрасывается, тем меньше затраты энергии на привод топливного насоса. Но, с другой стороны, существует минимально возможная величина Q_z , обеспечивающая охлаждение электромагнита.

Для получения множества паретовских точек, представляющих одномерное многообразие на плоскости, удобно, чтобы оба критерия стремились к минимуму, причем имели безразмерную форму.

Введем безразмерные критерии:

- $K_p = P_{ак}/P_a$, где $P_{ак}$ – давление топлива в гидроаккумуляторе;
- $K_q = Q_z/Q_c$, где Q_c – цикловая подача топлива.

Ввод безразмерных критериев позволяет оценить относительную долю топлива, ушедшего на управление, а величину P_a сравнить с уровнем давления $P_{ак}$.

В задачах с двумя критериями $\Phi_1 \rightarrow \min$, $\Phi_2 \rightarrow \min$ решение ищется на так называемом «паретовском» множестве наборов параметров; каждый такой набор является решением однокритериальной задачи $\Phi_1 \rightarrow \min$ при $\Phi_2 = \text{const}$. Каждому набору параметров, допустимому по функциональным ограничениям (их называют эффективными), соответствует некоторая точка на плоскости критериев (K_p , K_q) (рис. 2).

Паретовским точкам в плоскости критериев (рис. 2) будет соответствовать отрезок компромисс-

ной кривой, являющейся огибающей для всех представленных там точек.



Рис. 2. Фрагмент распределения пробных точек в плоскости критериев (K_p ; K_q)

Результаты оптимизации

Покажем, каким образом производится поиск оптимального сочетания параметров ЭГФ. В результате сканирования из множества 128-ми допустимых точек 24-ре оказались эффективными. На рис. 2 показано положение данных точек на плоскости критериев (K_p , K_q).

Заметим, что в каждой из этих точек эффективность процесса впрыскивания по указанным критериям ($K_p = 0,912 - 0,941$; $K_q = 0,178 - 0,137$) значительно повышается по сравнению с точкой 1 ($K_p = 1,08$; $K_q = 0,447$), соответствующей исходному набору параметров ЭГФ (табл. 1).

На компромиссную кривую попало три точки, которые находятся на огибающей кривой А (рис. 3) в области, очерченной прямыми D и E. Номера этих точек – 61, 121, 106, а часть кривой, соединяющей данные точки, является приближенной компромиссной. Точки № 48 и № 127 тоже находятся на кривой А, однако правее точки № 106 кривая А не является компромиссной. Действительно, на части кривой А, выделенной пунктиром, находятся точки, для которых оба критерия изменяются либо в большую, либо в меньшую сторону. Поэтому, например, если минимальная величина критерия $K_q = 0,2$, то в качестве

наилучшей следует выбирать точку пересечения кривой А с указанным значением K_q .

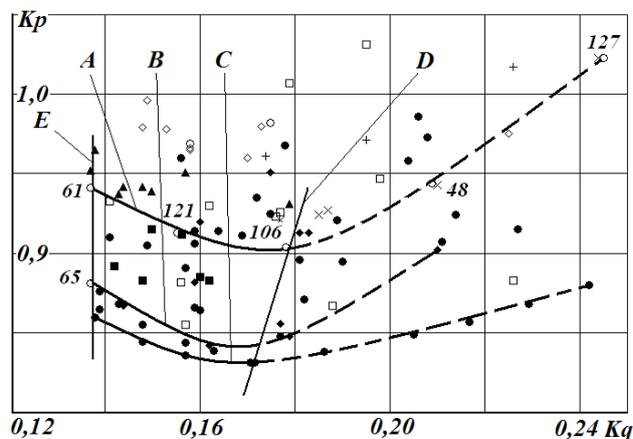


Рис. 3. Пробные точки и приближенные компромиссные кривые в плоскости критериев (K_p ; K_q)

В точке № 61 семь параметров находятся близко к центру сканируемого пространства, два параметра принимают максимально допустимые значения и два – минимальные. В точке № 106 девять из двенадцати параметров находятся в центре, два принимают минимальные значения и одно – максимальное. В точке № 121 количество средних значений – восемь, два принимают минимальные и два – максимальные значения.

В полученном множестве существует изолированная точка № 65 (рис. 3). По критериям качества данная точка наилучшая. Однако пять параметров точки № 65 принимают минимально допустимые значения. Так, давление затяжки пружины иглы равно 1,57 МПа, а диаметр сферы клапана – 0,864 мм.

Заметим, что анализ одного варианта (пробной точки) включает совместный электрогидродинамический расчет топливной системы с электронным управлением впрыскивания и занимает около 2 мин на современном компьютере с быстродействием 3,6 МГц. Поэтому число пробных точек $N = 128$ пока следует считать предельным. Однако, исходя из рекомендаций работы [10], а также учитывая собствен-

ный опыт решения этой многокритериальной задачи, данное число следовало бы увеличить по крайней мере в 2 – 4 раза, что позволит заметно повысить эффективность оптимизации. Частичное решение проблемы дает алгоритм последовательной оптимизации, применение которого к данной задаче сводится к следующему.

Для уточнения компромиссной кривой целесообразно дополнительно просканировать пространство параметров в окрестностях паретовских точек №№ 61, 106 и 121. В центр нового параллелепипеда поставлена указанная паретовская точка, параметры которой могут изменяться в узком диапазоне $\pm 15\%$. В таком случае объем сканируемой области уменьшается в 10^6 раз, поэтому количество пробных точек, определяемое с помощью генератора ЛПГ-последовательности, может быть сокращено до 16-ти.

В результате такого уточнения было получено новое множество допустимых точек, находящихся ниже кривой А (рис. 3) и построена компромиссная кривая В. Интересно, что точка № 65, полученная при предварительном сканировании, находится на кривой В и ограничивает ее слева.

Целесообразно повторить процедуру уточнения компромиссной кривой еще раз. При этом сканировались окрестности точек, находящихся на кривой В, ограниченной прямыми Д и Е. Результатом уточнения является новая кривая С. Расстояние между кривыми В и С незначительное, поэтому авторами принято решение дальнейшего уточнения компромиссной кривой не производить.

Полученные результаты позволяют утверждать, что на кривой С находятся точки с оптимальными параметрами ЭГФ.

Заключительным пунктом решения оптимизационной задачи является определение области работы топливной системы с оптимизированной ЭГФ при изменении давления $P_{ак}$. Для этого в программу рас-

чета были введены значения параметров, полученные для паретовских точек кривой С и, задавая величину $P_{ак}$, построены расчетные зависимости P_a , Q_c , Q_z от $P_{ак}$. Максимально возможное $P_{ак}$ определялось наличием несанкционированного расхода топлива $Q_{подвпр}$ через распылитель в завершающей фазе впрыскивания. По полученным результатам определено, что оптимизированная ЭГФ обеспечивает впрыскивание топлива при минимальном давлении $P_{ак} = 20$ МПа и максимальном $P_{ак} = 150$ МПа (рис. 4).

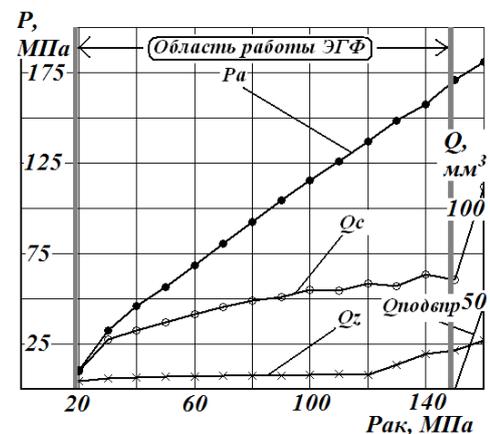


Рис. 4 Зависимость параметров впрыскивания от давления $P_{ак}$ для АТС с оптимизированной ЭГФ

Для всех расчетных точек в процессе оптимизации задавалось однофазное впрыскивание со следующими параметрами электрического импульса (максимальная сила тока в катушке 17,5 А, сила тока в период удержания 10 А, продолжительность электрического сигнала 1 мс).

Выводы

Разработан новый метод многокритериальной оптимизации топливной аппаратуры с электронным управлением впрыскивания, основанный на компьютерном сканировании области изменения параметров и построении паретовских множеств и компромиссных кривых.

Определены основные параметры аккумулирующей топливной системы, которые оказывают

наибольшее влияние на процесс топливоподачи (см. табл. 1).

Сформулированы функциональные ограничения и критерии качества – максимальное давление впрыскивания P_a и расход топлива на управление Q_z , которые позволяют оценить эффективность процесса топливоподачи.

Проведенная оптимизация ЭГФ позволила увеличить давление впрыскивания P_a по сравнению с уровнем давления в гидроаккумуляторе $P_{ак}$ на 15 % (в исходной АТС $P_{ак}$ превышает P_a) и снизить расход топлива на управление в 2 раза.

Определена область эффективной работы АТС в зависимости от давления $P_{ак}$. АТС обеспечивает впрыскивание топлива при изменении давления $P_{ак}$ от 20 до 150 МПа.

Список литературы:

1. Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. Топливная аппаратура и системы управления дизелей: Учебник для вузов. – М.: Легион - Автодата, 2004. – 344 с. 2. Врублевский А.Н., Григорьев А.Л., Грицюк А.В., Денисов А.В., Щербаков Г.А. Особенности математического моделирования гидромеханических процессов ЭГФ // ДВС, №1, 2007, с. 44 – 52. 3. Врублевский А.Н. Математическая модель движения элементов и течения топлива в полостях низкого

давления электрогидравлической форсунки // Автомобильный транспорт – Харьков: ХНАДУ. – 2008. Вып. 22. – с. 109 – 117. 4. Врублевский А.Н., Григорьев А.Л., Бовда А.М. Математическая модель быстродействующего электромагнита для топливной системы ДВС // Автомобильный транспорт № 19. 2006 - с. 138 - 143. 5. Голубков Л.Н., Рябикин Л.М., Кратко А.П. Методика оптимизации параметров топливного насоса автомобильного дизеля // Рабочие процессы автотракторных двигателей и их агрегатов: Тр. МАДИ. – М., 1983. – с. 42 – 51. 6. Морозов Ю.В. Реализация заданных характеристик впрыскивания топлива путем оптимизации конструктивно-регулируемых параметров топливной аппаратуры: Автореферат дисс... докт. техн. наук. - Харьков., ХарГАЖТ. 1998. 32 с. 7. Дизельная топливная аппаратура: Оптимизация процесса впрыска, долговечность деталей и пар трения / В.Е. Горбаневский, В.Г. Кислов, Р.М. Баширов и др. – М.; изд-во МГТУ, 1996. – 138 с. 8. Кулешов А.С., Грехов Л.В. Математическое моделирование и компьютерная оптимизация топливоподачи и рабочих процессов двигателей внутреннего сгорания. – М.: изд-во МГТУ, 2000. – 64 с. 9. Григор'єв О.Л., Розробка універсальних методів гідродинамічного розрахунку, динамічного аналізу та оптимізаційного синтезу основних елементів паливної апаратури дизелів. Автореферат дис... докт. техн. наук. - Харків., НТУ «ХПИ». 2004. 36 с. 10. Соболев И.М. Статников Р.Б. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями. – М.: Наука. 1985. – 110 с. 11. Врублевский А.Н., Абрамчук Ф.И., Зенкин Е.Ю. Принципы организации впрыскивания топлива при помощи электрогидравлической форсунки // Автомобильный транспорт, № 21, 2007, с. 119 – 124.

УДК 621.436

А.А. Лисовал, канд. техн. наук

ПОДГОТОВКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ЭЛЕКТРОННОГО РЕГУЛЯТОРА К РАСЧЕТНЫМ ИССЛЕДОВАНИЯМ

Введение

Главной задачей расчетных исследований систем автоматического регулирования (САР) двигателей внутреннего сгорания является анализ их устойчивости и показателей переходных процессов. Для этого применяют так называемые динамические математические модели, в которых учитывается инерционность САР [1].

В последнее время широко применяется метод составления динамических математических моделей систем автоматического регулирования частоты вращения (САРЧ) дизелей на основе использования экспериментальных статических характеристик её звеньев. Основные положения этого метода опубликованы в работах В.И. Крутова, и названо квазистатическим подходом для составления математических моделей САРЧ [1,2]. Экспериментальные статические характеристики аппроксимируют соответствующими алгебраическими уравнениями, как правило, полиномами первой, второй и третьей степени с одним или несколькими аргументами [3]. Принимается допущение, что характеристики звеньев САРЧ, полученные на установившихся режимах, справедливы и для переходных процессов. Например, зависимость эффективного крутящего момента дизеля от цикловой подачи топлива на установившихся режимах работы такая же, как и во время переходных процессов. Накопленный опыт подтверждает правомерность такого допущения. Полученные таким методом математические модели используются для определения статических характеристик дизеля с наддувом и для расчетных исследований динамики САРЧ на компьютере.

Единая математическая модель САРЧ дизеля не разработана. Каждый исследователь составляет её самостоятельно, ориентируясь на работы предшественников и свой собственный опыт, стараясь достичь наилучшего совпадения расчетов на модели с реальными результатами исследований.

Математическая модель включает в себя систему дифференциальных и алгебраических уравнений. Для оценки динамики САРЧ решают системы уравнений, используя численные методы интегрирования систем дифференциальных уравнений.

Обзор публикаций

В Национальном транспортном университете (НТУ) совместно с Институтом газа НАНУ ведутся работы по созданию микропроцессорного регулятора (МР) для дизелей с газотурбинным наддувом. Принципиальная схема, которая взята за основу при разработке, защищена патентом Украины [4]. Создан экспериментальный образец МР, который проходит этап доработки. Методика разработки электронного регулятора и результаты испытаний экспериментального образца МР опубликованы в работе [5].

При разработке динамической модели САРЧ дизеля с газотурбинным наддувом и электронным регулятором за основу взяты разработанные математические модели дизелей типа СМД с универсальным механическим регулятором. Особенности такой модели для автомобильного дизеля СМД-31.15 и результаты расчетных исследований опубликованы в работе [6]. Математическая модель в виде программы была реализована на языке Фортран.

Задачи работы

В статье представлены результаты одного из этапов разработки МР дизеля в соответствии с созданной методикой – этапа разработки динамической модели электронного регулятора и проверки её адекватности. Цель работы – сокращение времени проектных работ, уменьшение количества натурных испытаний, замена их расчетными исследованиями на математической модели для получения параметров настройки микропроцессорного блока управления и исполнительного механизма МР. Динамическая модель МР разработана как самостоятельный блок и будет использована в составе динамической математической модели САРЧ дизеля [7]. Расчетные исследования будут направлены на оценку устойчивости системы и анализ показателей качества переходных процессов.

Исходные данные для математической модели МР дизеля

Экспериментальный образец МР разработан для дизеля СМД-23.07 и состоит из электронного блока управления (ЭБУ), который управляет положением органа топливоподачи через исполнительный электромеханический механизм (ИЭМ). На рис.1 показана функциональная схема МР.

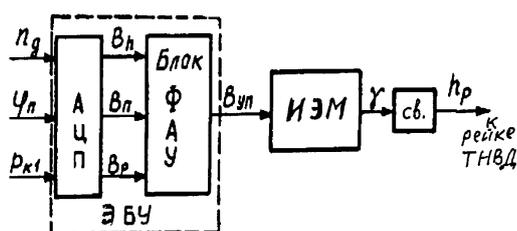


Рис. 1. Функциональная схема МР

Согласно функциональной схеме электронный регулятор рассматривали как два структурных звена системы автоматического регулирования: ЭБУ – безинерционное звено и ИЭМ – инерционное. Блок аналого-цифрового преобразователя (АЦП) в составе ЭБУ преобразовывает сигналы от датчиков частоты

вращения n_d коленчатого вала, положения педали акселератора φ_n , давления наддува после компрессора $p_{к1}$ в соответствующие безразмерные цифровые коды B_i , что описано алгебраическими уравнениями.

Блок формирователя алгоритма управления (ФАУ) моделирует работу микроконтроллера (PIC 16F876A фирмы Microchip) практически аналогично разработанному алгоритму управления, отсутствует лишь функция запуска дизеля. В основу математической модели блока ФАУ заложен метод линейной интерполяции в заданной области работы дизеля: верхняя граница – внешняя скоростная характеристика дизеля; нижняя – режим холостого хода; левая – минимальные обороты дизеля под нагрузкой; правая граница – внешняя регуляторная ветвь.

Наши теоретические исследования показали, что отработка сигнала управления V_{yp} происходит в ЭБУ за время до 2 мс, а ИЭМ на отработку этого сигнала затрачивает до 70...90 мс. На основании этого структурное звено ИЭМ в математической модели представлено как инерционное.

Кинематическая связь (св.) преобразовывает угловое перемещение γ вала ИЭМ в линейное перемещение рейки h_p ТНВД. Функциональная схема ИЭМ, который собран на базе деталей и узлов сервопривода, показана на рис.2.

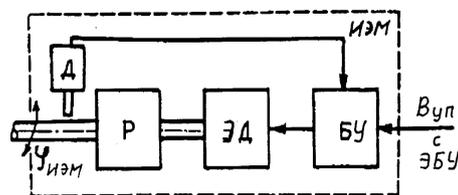


Рис. 2. Функциональная схема ИЭМ

Сервопривод экспериментального образца МР состоит из электродвигателя постоянного тока (ЭД) и шестерёнчатого редуктора (Р) с передаточным

числом 335. Сервопривод оборудован обратной связью от датчика (Д) положения выходного вала Р, который подаётся в отдельный блок управления (БУ) ИЭМ. Между БУ ИЭМ и ЭБУ экспериментального МР существует электрическая связь.

Для определения быстродействия собранного ИЭМ производили запись с помощью USB-осциллографа переходных процессов при мгновенной подаче цифрового сигнала в БУ ИЭМ. На валу сервопривода установили шкив диаметром 30 мм, на котором закрепляли грузы весом 50...400 г. Запись осуществляли без фильтрации сигналов. Были получены апериодические нелинейные переходные процессы, что свидетельствует об инерционности структурного звена ИЭМ. При подъёме веса 400 г вал ИЭМ повернулся на 78° , длительность переходного процесса составила 0,24 с.

Особенности математической модели и проверка её адекватности

Математическую модель непосредственно САРЧ дизеля и её составляющую – модель электронного регулятора, создано на базе математического аппарата программного комплекса MATLAB/Simulink. Этот программный комплекс позволяет: составлять алгоритм расчёта практически идентичный функциональной схеме САР; вводить в структурные звенья различные типы нелинейностей, задавать их различными способами; для обеспечения необходимой точности и времени расчёта при интегрировании системы дифференциальных уравнений выбирать соответствующий математический метод; разбивать математическую модель САР на программы-модули, в которые входят структурные звенья (или одно звено) со связями, и независимо от основной программы проводить исследования. Все эти преимущества позволяют сократить время и упростить процедуру отладки алгоритма управления для МР.

Из теории автоматического управления электроприводом известно, что для электродвигателей постоянного тока свойственны механическая, электромагнитная, электростатическая и другие виды инерционности. Наиболее значимые первые два вида инерционности. При разном соотношении постоянных времени T_m (электромеханической) и T_e (электромагнитной) двигателя постоянного тока последний описывают различными типовыми звеньями, которые показаны на рис.3.

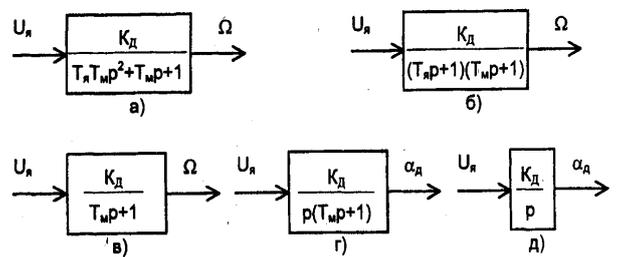


Рис. 3. Типовые звенья электродвигателя постоянного тока с передаточными функциями

Анализ кривых переходных процессов экспериментального ИЭМ на базе сервопривода постоянного тока показал, что их вид близок к экспоненциальной функции. На этом основании постоянной времени T_e пренебрегли и выбрали для математического описания серводвигателя типовое звено рис.3, в.

Динамическую математическую модель экспериментального электронного регулятора, которая показана на рис.4, разработано и составлено на основе математических блоков системы MATLAB/Simulink.

Входными величинами в динамической математической модели электронного регулятора являются частота вращения n_d коленчатого вала дизеля, относительная координата $\varphi_{п}$ положения педали акселератора, давление наддува $p_{к1}$ после компрес-

сора, выходной – координата h_p положения рейки ТНВД.

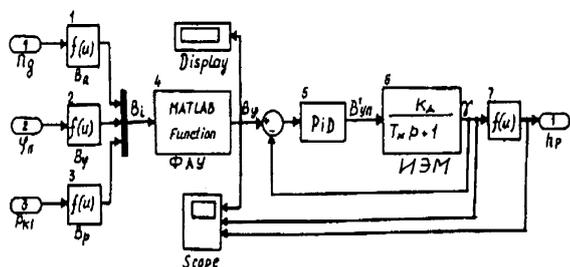


Рис. 4. Динамическая математическая модель экспериментального электронного регулятора

В блоках 1-3 моделируется работа датчиков с АЦП, в блоке 4 на языке программирования MATLAB смоделирована работа блока ФАУ по принципу определения частичных скоростных характеристик методом линейной интерполяции в заранее ограниченной рабочей зоне дизеля. Сигнал из блока 4 как цифровой код $B_{уп}$ поступает в ПИД-регулятор ИЭМ (PID блока 5). После коррекции пропорциональной (П) и интегральной (И) составляющих цифровой сигнал управления $B_{уп}^1$ приходит в передаточную функцию сервопривода (блок 6). Результатом расчёта передаточной функции является угол поворота γ вала ИЭМ. В блоке 7 происходит перерасчёт γ в координату h_p положения рейки ТНВД в соответствии с кинематической связью между ИЭМ и ТНВД. В сумматор на вход блока 5 подаётся обратная связь из блока 6.

Чтобы модель заработала были определены исходные данные: T_m - электромеханическая постоянная времени электродвигателя постоянного тока; K_d - коэффициент усиления электродвигателя; P - пропорциональная составляющая ПИД-регулятора ИЭМ; I - интегральная составляющая ПИД-регулятора. На стадии проектирования и на основании результатов динамических испытаний экспериментального образца ИЭМ дифференциальной со-

ставляющей пренебрегли ($D=0$). Неизвестные величины параметров ИЭМ определяли методом поочередной переборки и одновременного сопоставления результатов расчётов с реальным переходным процессом, границы параметров для «грубой» настройки регулятора ИЭМ: $T_m=0,06...0,25$ с; $K_d=1...10$; $P=0,1...10$; $I=0...5$.

Результаты «точной» настройки параметров регулятора ИЭМ по наибольшему совпадению расчётных переходных процессов с действительным показаны на рис.5.

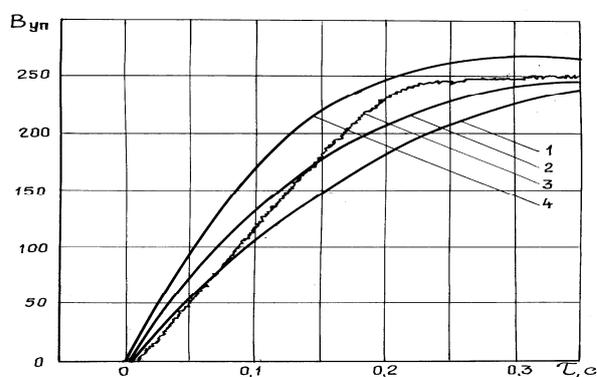


Рис. 5. Переходные процессы ИЭМ: 1,2,4 – расчётные кривые; 3 – экспериментальная кривая при подъёме 400 г груза

Наилучшее совпадение экспериментальной кривой 3 с расчётной 2 получено при параметрах настройки: $T_m=0,12$; $K_d=5$; $P=0,15$; $I=1,8$. Среднеквадратическое отклонение составляет $S_g=14,2$, коэффициент вариации $W_g=8,5\%$.

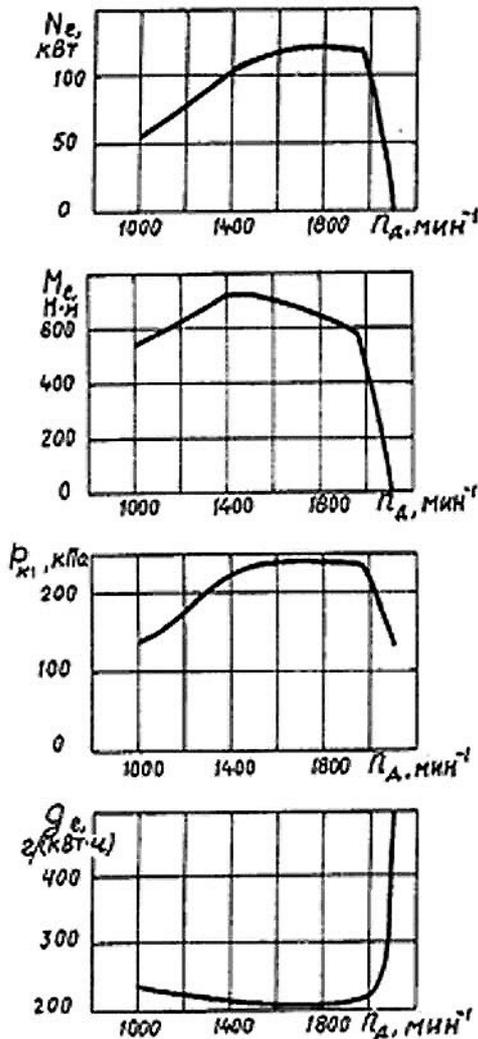


Рис. 6. Расчётные внешние скоростные характеристики дизеля СМД-23.07

После настройки программы-модуля электронного регулятора она была включена в состав динамической математической модели САРЧ дизеля СМД-23.07, которая реализована в той же системе MATLAB/Simulink [7]. Результаты расчёта внешней скоростной характеристики дизеля СМД-23.07 показаны на рис.6. Для дизеля с газотурбинным наддувом скоростные характеристики рассчитываем при ис-

пользовании той же динамической математической модели [6].

Заключение

Разработана динамическая математическая модель электронного регулятора в программной среде MATLAB/Simulink, которая моделирует работу экспериментального микропроцессорного регулятора для дизеля с газотурбинным наддувом. Математическая модель представляет собой самостоятельный программный модуль, который описывает структурные звенья МР электронный блок управления с заданным алгоритмом и исполнительный механизм на базе серводвигателя постоянного тока. Адекватность математической модели проверялась сопоставлением расчетной кривой переходного процесса с экспериментальной кривой, коэффициент вариации составил 8,5%.

Список литературы:

1. Крутов В.И. Автоматическое регулирование двигателей внутреннего сгорания. – М.: Машиностроение, 1979, 615 с.
2. Крутов В.И., Кузьмик П.К. Расчет переходных процессов системы автоматического регулирования дизеля с турбинным наддувом с учетом нелинейных характеристик. – Изд. вузов. Машиностроение, 1969, №10, С. 102-108.
3. Барабашук В.И., Креденцер В.П., Мирошниченко В.И. Планирование эксперимента в технике. – К.: Техніка, 1984. 200 с.
4. Патент № 81160 України на винахід, заявка № а200512272 від 20.12.2005 Дворежимний регулятор частоти обертання двигуна внутрішнього згоряння. Лісовал А.А., Костиця С.В., Майфет Ю.П., Гуменчук М.І., Білай А.В. Опубл.10.02.2007, бюл. № 20.
5. Лісовал А.А. Методика и результаты испытаний микропроцессорного регулятора с программно-измерительным комплексом в его составе //Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. - №2. –С. 15-19.
6. Долганов К.Е. Лісовал А.А., Гуменчук М.И. Улучшение внешней скоростной характеристики дизеля путем автоматического регулирования давления наддува // Авиационно-космическая техника и технология. - 2004. -№ (15).-С.189-193.
7. Лісовал А.А., Костиця С.В., Вербовський О.В. Дизель в системі динамічного моделювання Simulink //Вісник НТУ.- 2007. - №15. – С. 111-116.

УДК: 621.565

Ю.І. Горпинко, канд. техн. наук

КОМПЛЕКСНИЙ ВПЛИВ ВТОРИННИХ ФАКТОРІВ ТЕПЛОПЕРЕНОСУ НА ЕФЕКТИВНІСТЬ ПРОТИСТРУМНИХ ТЕПЛООБМІННИКІВ

Вступ

Актуальною проблемою кріогенних систем, особливо дросельних, є обмеженість досяжної недорекуперації протиструмного теплообмінника використання холоду пари. В ситуаціях малої недорекуперації визначальним чинником для її зменшення постає нейтралізація впливу вторинних ефектів. Незважаючи на значний час вивчення питання, у літературі досі відсутня придатна для інженерних розрахунків методика прогнозування комплексного впливу останніх. Слабко опрацьоване питання впливу вторинних ефектів при зменшенні співвідношення запасів тепла потоків теплообмінного апарату.

У зв'язку з цією проблемою в дослідженнях важко впевнено дати відповідь на два практично важливих, причому не тільки для кріогеніки, питання. Наскільки доцільними є спроби підвищити ефективність конкретного теплообмінного апарату без зміни типу його конструкції? Якою є дійсна величина досягнутого в даній конструкції коефіцієнту теплопередачі?

Огляд літератури

В роботах [1,2] експериментальним шляхом була встановлена обмеженість досяжного значення недорекуперації величинами 0,3-0,5 К. Подальше підвищення інтенсивності теплообміну або не давало зниження недорекуперації, або призводило до її зростання. На таку залежність недорекуперації від інтенсивності теплопереносу впливає декілька вторинних ефектів.

Ефективна теплопередавальна поверхня виконується з матеріалів високої теплопровідності. По цьому елементу конструкції тепло перетікає з теплої

до холодної зони теплообмінника. Оскільки напрямки потоку практично завжди співпадає з конструктивною віссю апарату, його часто називають осьовим. Крігер встановив [3], що осьові потоки є додатковим механізмом передачі тепла від нагрівного потоку до охолоджуючого, між тим погіршує роботу теплообмінника. Зменшення ефективності відбувається за зниження робочого температурного напору всередині теплообмінника при збільшенні недорекуперації в крайових зонах. Для деякого послаблення впливу ефекту, на два порядки меншого відносно теплового навантаження апарату, доводиться суттєво (на десятки відсотків) нарощувати поверхню теплопередачі [3,4]. Починаючи з визначених величин інтенсивності переносу тепла, для кожного значення приведеної осьової теплопровідності, подальше її підвищення не призводить до покращення ефективності.

Окрім теплопередавальної поверхні, теплообмінник має ще й конструктивні оболонки (обичайки), які, звичайно, обмежують секцію потоку низького тиску. Вплив перетоку тепла цими елементами конструкції носить аналогічний характер [4,5,6]. Інтегральна величина впливу обичайок зменшується лише за великих значень їх осьової теплопровідності, бо температурний профіль обичайок може вирівнюватися більшою мірою, ніж у теплопередавальної поверхні [6].

Приток тепла з довкілля до бокової поверхні теплообмінника досліджувався в роботах [4,5,7,8]. Ефективність теплообмінника за його наявності, зменшується. Для досягнення високої ефективності передачі тепла між потоками необхідно витримати жорсткі (менше 0,005 від теплового навантаження)

обмеження на величину теплової взаємодії бокової поверхні теплообмінника з довкіллям. Той приток тепла, якого не вдалося запобігти, призводить до зменшення теплої і збільшення холодної недорекуперації.

Зовнішній приток тепла через конструктивне кріплення (зазвичай теплового краю апарату) приводить до зменшення недорекуперації на тому ж краю [5]. Таким чином, можливою є часткова нейтралізація зовнішніх притоків тепла шляхом підвищення ефективності використання охолоджуючого потоку. Цей ефект необхідно враховувати при визначенні дійсної величини впливу комплексу вторинних факторів. Якщо ефективність передачі тепла перевищує величину 0,7, то на неї негативно впливає нерівномірність витрати теплоносіїв по каналах теплообмінника [4].

В роботах [9,10] було показано, що для досягнення ефективної передачі тепла підвищення температурного напору є значно більш дієвим за інтенсифікацію тепло-переносу. Інструментом регулювання температурного напору є зміна локальних чи повних запасів тепла потоків теплообмінника

В роботах [5,6,10] запропоновано виділяти у явному вигляді області превалювання теплового еквіваленту кожного з потоків теплоносіїв. Тоді, коли теплоємності потоків змінюються, симетрія розв'язків за ефективністю, крайовими, чи середніми недорекупераціями при однаковому превалюванні запасу тепла нагрівного та охолоджуючого потоків зовсім не гарантована [10]. Але ж така симетрія закладена в загальноновживані аналітичні моделі [4,11,12] визначенням приведенного теплового еквіваленту як співвідношення меншого до більшого з теплових еквівалентів потоків.

Мета і задачі дослідження

Метою досліджень була розробка інженерного методу прогнозування комплексного впливу вторин-

них факторів на ефективність протиструмних теплообмінників в ситуаціях нерівних запасів тепла потоків у робочому інтервалі температур.

Задачі дослідження полягали у створенні простої аналітичної моделі і графічних форм подання впливу вторинних факторів, які б легко могли бути відтворені в будь-якому необхідному діапазоні параметрів теплопереносу.

Виведення розрахункових формул

Недорекуперація на вході нагрівного потоку теплообмінника може бути скривлена припливом зовнішнього тепла. В цьому зв'язку, зручніше й надійніше відображати ефективність кріогенних теплообмінників через „холодну” недорекуперацію (з холодного краю теплообмінника). Як було показано в літературі, дійсна холодна недорекуперація завжди вище від її розрахункової величини ΔT_x^0 , визначеної з нехтуванням вторинних факторів ΔT_x^{BT} :

$$\Delta T_x^{дійс} = \Delta T_x^0 + \Delta T_x^{BT} \quad (1)$$

Рівняння (1) запишемо абстрагуючись від точного визначення добавки ΔT_x^{BT} . Кріогенні теплообмінники мають ефективність понад 0,9, тому для їх опису використаємо змінну i – неефективність, пов'язану з ефективністю ϵ простим рівнянням:

$$i = 1 - \epsilon \quad (2)$$

Розрахункові співвідношення для неефективності визначимо здійснивши явне виділення областей превалювання теплового еквіваленту і нагрівного і охолоджуючого потоків. Почнемо з протиструмних кріогенних теплообмінників в яких превалює запас тепла нагрівного потоку. Така ситуація відповідає більшості кріогенних систем, окрім тих, робоче тіло яких є спеціально сформованою газовою сумішкою.

Ефективність визначимо як співвідношення кількості тепла дійсно переданого від потоку до пото-

ку і максимально можливого до передачі. Оскільки такою є повний запас тепла охолоджуючого потоку, ефективність дорівнює:

$$\varepsilon = W_n \cdot (\Delta T_\Sigma - \Delta T_x^{\text{дійс}}) / W_o \cdot \Delta T_\Sigma, \quad (3)$$

де W - тепловий еквівалент; індекс n відповідає нагрівному потоку, o - охолоджуючому потоку; ΔT_Σ - різниця вхідних температур потоків.

Замінивши ефективність ε на $1 - i$ та підставивши в (3) вираз для недорекуперації $\Delta T_x^{\text{дійс}}$ з (1), отримаємо формулу для неефективності протиструменого кріогенного теплообмінника в області $W_n > W_o$.

$$i = 1 - W_n \cdot (\Delta T_\Sigma - \Delta T_x^0 - \Delta T_x^{\text{BT}}) / W_o \Delta T_\Sigma \quad (4)$$

Визначимо приведенний тепловий еквівалент \bar{W} й число одиниць переносу тепла Ntu , відповідно, як:

$$\bar{W} = W_o / W_n, \quad (5)$$

$$Ntu = k \cdot F / W_o, \quad (6)$$

де k - коефіцієнт теплопередачі, F - поверхня теплопередачі теплообмінника.

Застосуємо розв'язок Кейса і Лондона [11], враховуючи, що визначення (5) і (6) точно відповідають підходу цієї роботи, як і використане вище визначення ефективності:

$$\varepsilon^{K-L} = (1 - \exp(-Ntu \cdot (1 - \bar{W})) / (1 - \bar{W} \exp(-Ntu \cdot (1 - \bar{W}))) \quad (7)$$

Енергетичний баланс теплообмінника у випадку малих вторинних факторів можна записати як:

$$W_n \cdot (\Delta T_\Sigma - \Delta T_x^0) = \varepsilon^{K-L} \cdot W_o \cdot \Delta T_\Sigma \quad (8)$$

Підставивши вираз для ε^{K-L} з (7) у рівняння (8), отримаємо розрахункову формулу для безрозмірної холодної недорекуперації у випадку нехтування вторинними ефектами:

$$\Delta T_x^0 / \Delta T_\Sigma = (1 - \bar{W}) / (1 - \bar{W} \exp(-Ntu \cdot (1 - \bar{W}))) \quad (9)$$

Розділивши чисельник рівняння (4) на ΔT_Σ приведемо його до безрозмірної форми, врахувавши вид (5). Підставивши (9) й перейменувавши безрозмірну добавку до недорекуперації на параметр K , отримаємо кінцеву розрахункову формулу для неефективності:

$$\begin{aligned} i &= 1 - (\Delta T_\Sigma - \Delta T_x^0 - \Delta T_x^{\text{BT}}) / (\bar{W} \cdot \Delta T_\Sigma) = \\ &= 1 - 1 / \bar{W} + ((1 - \bar{W}) / (1 - \\ &\quad - \bar{W} \cdot \exp(-Ntu \cdot (1 - \bar{W}))) + K) / \bar{W}, \end{aligned} \quad (10)$$

де $K = \Delta T_x^{\text{BT}} / \Delta T_\Sigma$ - параметр.

Величину параметра K необхідно окремо визначити за літературними даними і розрахунковими чи реальними характеристиками конструкції, враховуючи взаємопов'язаний вплив всіх вторинних ефектів.

Ситуація превалювання запасу тепла охолоджуючого потоку $W_o > W_n$ відповідає теплообмінникам кріогенних систем на основі спеціально сформованих газових сумішей з підвищеним дросель-ефектом. В цій області ефективність теплообмінника через холодну недорекуперацію можна виразити формулою:

$$\varepsilon = W_n (\Delta T_\Sigma - \Delta T_x^{\text{дійс}}) / (W_n \cdot \Delta T_\Sigma) = 1 - \Delta T_x^{\text{дійс}} / \Delta T_\Sigma \quad (11)$$

Щоб знову використати рівняння Кейса і Лондона й у такій ситуації, необхідно перевизначити \bar{W} й Ntu , задані співвідношеннями (5) та (6), у формі яка відповідає підходу [4,11,12]:

$$\bar{W} = W_n / W_o, \quad (12)$$

$$Ntu = k \cdot F / W_n. \quad (13)$$

Рівняння для неефективності, отримане з (11) підстановкою (2) та (1), прийме більш простий вигляд ніж (4):

$$i = (\Delta T_x^0 + \Delta T_x^{\text{BT}}) / \Delta T_\Sigma \quad (14)$$

Розрахункову формулу для ΔT_x^0 легко отримати з допомогою (7), використовуючи наведене вище визначення ефективності й змінену, порівняно з (8), форму запису енергетичного балансу:

$$W_n \cdot (\Delta T_\Sigma - \Delta T_x^0) = \varepsilon^{K-L} \cdot W_n \cdot \Delta T_\Sigma. \quad (15)$$

Здійснивши підстановку (7) в (15) і спрощення отримаємо формулу для визначення ΔT_x^0 :

$$\Delta T_x^0 / \Delta T_\Sigma = \exp(-Ntu \cdot (1 - \bar{W})) (1 - \bar{W}) / (1 - \bar{W} \cdot \exp(-Ntu \cdot (1 - \bar{W}))) \quad (16)$$

Залишаючи у вигляді параметру $K = \Delta T_x^{ст} / \Delta T_\Sigma$ доставку до відносної холодної недорекуперації з (14) й використавши (16), отримуємо кінцевий вираз для неефективності теплообмінників з превалюванням запасу тепла охолоджуючого потоку:

$$i = \exp(-Ntu \cdot (1 - \bar{W})) (1 - \bar{W}) / (1 - \bar{W} \cdot \exp(-Ntu \cdot (1 - \bar{W}))) + K \quad (17)$$

Очевидно, що вирази для неефективності (10) і (17) не співпадають за формою запису. Отриманий аналітичний результат формально підтверджує необхідність явного виділення областей превалювання теплових еквівалентів обох потоків криогенних протиструмних теплообмінників.

Задаючи параметр K , ми можемо побудувати графічну залежність неефективності від числа Ntu теплообмінного апарату для будь-якого вибраного значення \bar{W} в обох областях превалювання теплового еквіваленту кожного з потоків. Сумістимо вісі неефективності, вісь Ntu залежності (10) розвернемо вправо, залежності (17) - вліво. В такий спосіб легко побудувати розгорнуту на два квадранти i - Ntu номограму для будь якого конкретного значення \bar{W} . Далі можна оцінювати досягнуту якість теплопередачі і напрямки можливого вдосконалення існуючої конструкції теплообмінника.

Графічна інформація та її аналіз

На рисунку 1 представлена розгорнута розрахункова номограма для величини співвідношення теплових еквівалентів $\bar{W} = 0,95$. З неї добре видно, що навіть невелике (0,05) відхилення від балансу сильно впливає на необхідні для досягнення граничної ефективності величини інтенсивності теплопереносу. Неефективність в один відсоток досягається за величини числа Ntu близько 40. В той час, як у збалансованому теплообміннику ($i=1/(Ntu+1)$) відповідно до класичних розв'язків [4,11,12]) для цього необхідна його величина не менше 99. Зверніть увагу, що даний результат впливає виключно з розв'язку Кейса і Лондона, оскільки відповідає нульовій величині комплексу K в розрахункових формулах (10,17).

З номограми рис. 1 впливає необхідність забезпечити малу (меншу 0.02), абсолютну величину вторинних ефектів, що відповідає літературним даним. Отримана графічна інформація свідчить про зниження дієвості інтенсифікації тепло-переносу, рекомендованої в літературі для нейтралізації впливу вторинних факторів, разом із зменшенням \bar{W} . Щоб прийти до такого висновку достатньо порівняти криві рис.1, де $\bar{W}=0,95$ з розв'язками Крігера [3] для впливу осьової теплопровідності теплообмінної поверхні на ефективність збалансованого теплообмінника ($\bar{W}=1$).

Ще яскравіше ця закономірність ілюструється кривими рис.2. На цьому рисунку зображені ті ж залежності, що й на рис. 1, але значення \bar{W} дорівнює 0,5. З номограми рис. 2 добре видно, що інтенсифікація теплопереносу втрачає всякий сенс уже тоді, коли величина числа Ntu перевищує 10. Фізичною причиною такого ефекту є збільшений відносно попереднього випадку $\bar{W}=0,95$ температурний напір теплопередачі. Весь резерв втрат, пов'язаних з недостатньою інтенсивністю переносу тепла, повністю вичерпується за величини $Ntu=10$.

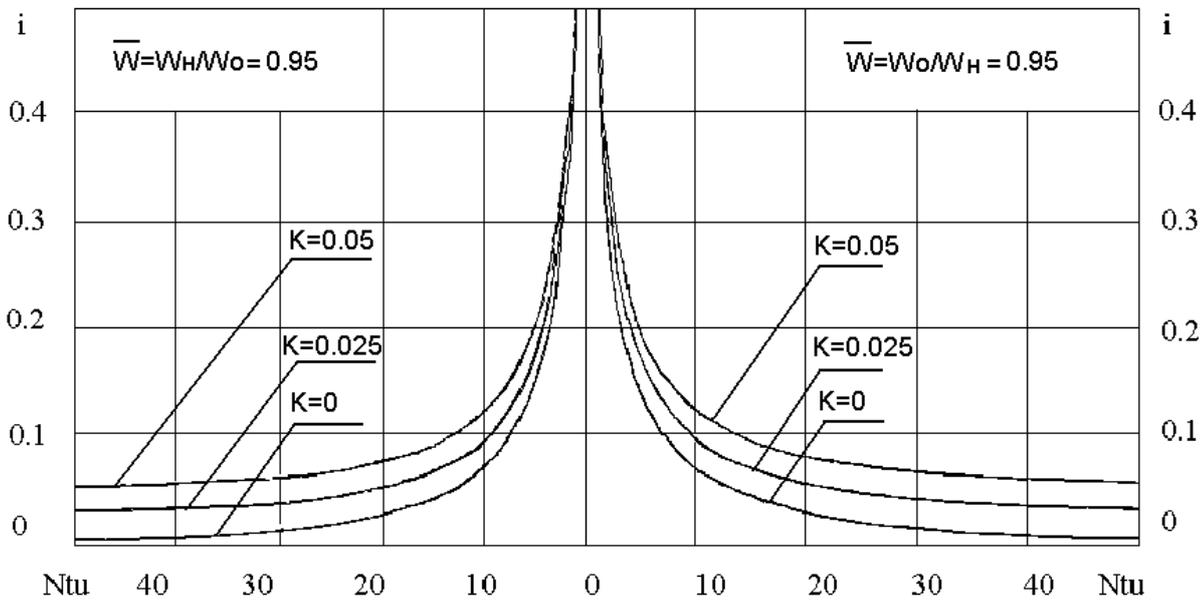


Рис. 1. Вплив комплексу вторинних ефектів K на ефективність протиструмного теплообмінника, запаси тепла потоків якого відносяться як $\bar{W}=0,95$

Іншим важливим моментом є значна несиметрія розв'язків рис. 2. Її фізична причина полягає у зміні величини енергії втрат від формально однієї й тієї ж недорекуперації ΔT_x^{BT} за превалювання запасу тепла різних потоків. Співвідношення запасів тепла у 0,5

для рис. 2 було вибрано не випадково. Завдяки цьому вибору з рис.2 теплоємності нагрівного потоку додатковій холодній недорекуперації в 5% в області $W_H > W_0$ відповідає 10% неефективність теплообмінника.

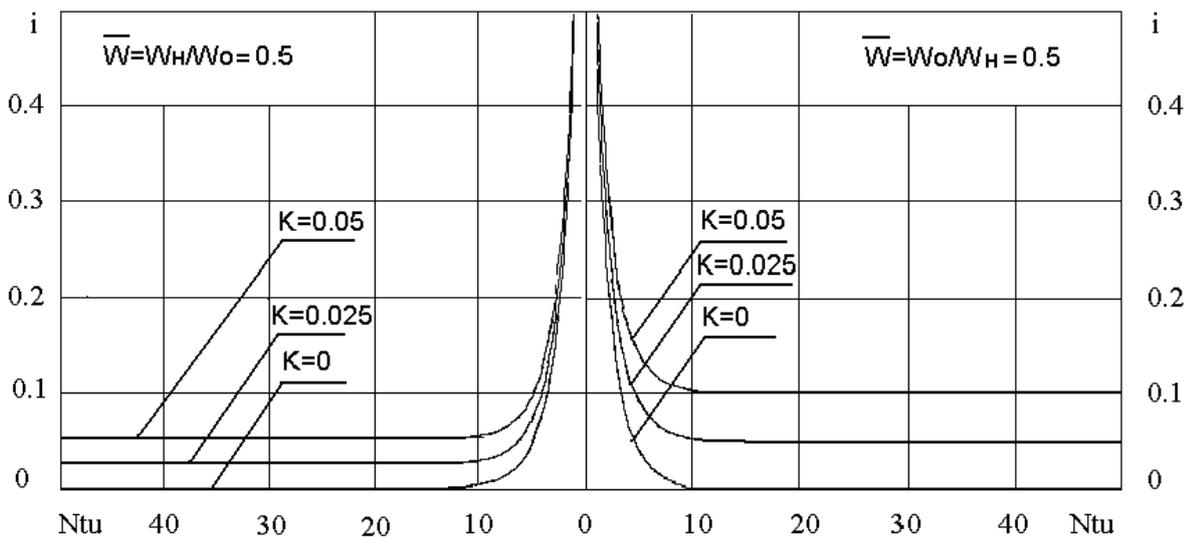


Рис.2. Вплив комплексу вторинних ефектів K на ефективність протиструмного теплообмінника, запаси тепла потоків якого відносяться як $\bar{W} = 0,5$

Ми можемо спрогнозувати, що реальна величина комплексу K становить близько 1%; це корелює з літературними даними. Надана оцінка впливає з сумісної дії наступних факторів: осьової теплопровідності теплопередавальної поверхні й конструктивних оболонок, які утворюють секцію потоку низького тиску, теплопритоку до бокової поверхні та нерівномірності витрати теплоносіїв каналами теплообмінника. Такий результат забезпечений завдяки чіткому усвідомленню розробників криогенного обладнання, що вплив вторинних ефектів слід нейтралізувати ще на етапі проектування конструкції теплообмінника.

Теплообмінникам використання холоду потоку низького тиску існуючих криогенних систем, часто відповідає значення ($\bar{W} < 0,6$) превалювання теплового еквіваленту нагрівного потоку. За таких умов, як добре видно з рис. 2, реальні характеристики теплопередачі ефективних теплообмінників визначаються впливом вторинних факторів. Якщо існуючий теплообмінник має ефективність на рівні 0,98, то, скоріше за все, спроби її підвищення без змін конструкції безпосередньо для зменшення вторинних ефектів виявляться марними. Гірше того, перерозмірений теплообмінник може бути менш ефективним.

Точне визначення інтенсивності теплообміну ефективних теплообмінників в термінах коефіцієнту теплопередачі, числа N_{tu} , та їм подібних, відповідно наведеної графічної інформації є вкрай важкою задачею. Повернемось до рис. 1; якщо величина $K=0,025$ то число N_{tu} , визначене за досягнутої ефективності теплопередачі 0.97 з урахуванням вторинних ефектів складе не менше 50, а без їх урахування – 15. При зменшенні співвідношення \bar{W} визначення інтенсивності ще більш ускладнюється (див. рис.2). Окрім зменшення пологості робочих кривих, на точний вид залежності i (чи ϵ) від N_{tu} впливає ще й те, тепловий еквіваленту якого потоку превалює. Відповідно до отриманих розв'язків, в загальному випадку вплив

вторинних факторів може бути важливим для будь-яких теплообмінних апаратів з високою металоємністю, конструкція яких спеціально не запобігає по-вздовжним перетокам тепла.

Вплив вторинних ефектів на реальних конструкціях можна вимірювати; для цього корисно визначити обидві крайові недорекуперації. Це дасть змогу визначити реальну ефективність теплообмінника й зовнішній приток тепла до нього (через різницю втрат енергії з крайовими недорекупераціями). З наведених розрахункових формул і графічної інформації видно, що за переваги теплового еквіваленту нагрівного потоку похибка вимірювання холодної недорекуперації буде тим більше впливати на визначення ефективності, чим меншою є величина співвідношення теплових еквівалентів потоків.

Висновки

Розроблено розрахунково-графічний метод визначення практично досяжної і доцільної ефективності протиструмних теплообмінників криогенної якості з урахуванням тих обмежень, які накладає взаємопов'язаний вплив вторинних факторів теплообміну. Запропоновані графічні форми дозволяють також визначати дійсну величину коефіцієнта теплопередачі ефективних теплообмінних апаратів.

Показано, що залежність ефективності теплообмінника від вторинних факторів тепло-переносу в областях превалювання теплового еквіваленту нагрівного і охолоджуючого потоків носить несиметричний характер.

Встановлено, що зменшення величини співвідношення теплових еквівалентів потоків різко зменшує доцільну величину нарощування числа одиниць переносу тепла реальних ефективних теплообмінників.

Список літератури:

1. Дилевская Е.В. Криогенные микротеплообменники. - М.: Машиностроение. 1978. - 166 С. 2.

Сулов А.Д., Горшков А.М., Маслаков В.А. Дроссельные микроохладители. - М.: Машиностроение. 1978. - 144 С. 3. Kroeger P.G. Performance deterioration in high effectiveness heat exchangers due to axial heat conduction effects. // *Adv. Cryog. Eng.*, v.12, 1967, pp. 363-372. 4. Архаров А.М., Беляков В.П., Микулин Е.И. и др. Криогенные системы. Основы проектирования аппаратов и установок.- М.: Машиностроение. 1987. - 536 С. 5. Гетманец В.Ф., Горпинко Ю.И., Левин А.Я. Вопросы тепловой оптимизации противоточных теплообменников криогенных установок. "Cryogenics - 90" 1-st Intern.Conf. about technique of low temperature, Kosice, 1990. P. 236-237. 6. Горпинко Ю.И. Підвищення холодопродуктивності дросельних рефрижераторів оптимізацією параметрів і втрат регенеративного теплообмінника. Автореф. дис... канд. техн. наук. – Харків, 1997. 24 с. 7. K.Chowdhury, S.Sarangi. Performance of cryogenic heat

exchangers with heat leak from the surroundings. // *Adv. in Cryog. Eng.* 1983 v. 29, pp. 273-281. 8. R.F. Barron. Effect of heat transfer from ambient on cryogenic heat exchanger performance. // *Adv. in Cryog. Eng.* 1983, v.29, pp. 265-273. 9. Горпинко Ю.И. Фізичні переваги і основи технології підвищення температурного напору теплопередачі. // *Двигатели внутреннего сгорания* // *Научно-техн. Журнал. Харьков: НТУ «ХПИ»* - 2006, №1 – с. 102 - 108. 10. Горпинко Ю.И. Вплив розподілу тепловмісту потоків на ефективність протиструмних теплообмінників. // *Двигатели внутреннего сгорания* // *Научно-техн. Журнал. Харьков: НТУ «ХПИ»* - 2006, №2 – с. 85 -94. 11. Kays W.M., London A.L. (1964). *Compact Heat Exchangers*. 2-nd ed. New York: McGraw Hill Book Co., 1964. 12. H.Hausen. *Heat Transfer in Counterflow, Parallel Flow and Cross Flow*, New York: McGraw Hill, 1983. p. 417.

УДК 621.577

Р.Н. Радченко, асп.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТЕПЛОТЫ УХОДЯЩИХ ГАЗОВ ДЛЯ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ВОЗДУХА СУДОВЫХ ДВС

Анализ проблемы и постановка цели исследования

Судовые ДВС эксплуатируются в широком диапазоне изменения параметров окружающей среды. Изменение температуры наружного воздуха и забортной воды влечет за собой изменение удельного расхода топлива, мощности, количества и температуры уходящих газов двигателей. Так, каждые 10 °С увеличения температуры воздуха на входе турбокомпрессора (ТК) вызывают снижение эффективного КПД η_e судовых малооборотных дизелей (МОД) на 0,5...0,7 % с соответствующим возрастанием удельного расхода топлива b_e , а также уменьшение мощности на 5...10 % [1, 2]. Практически такое же влияние оказывает и температура забортной воды, подаваемой на центральный холодильник пресной воды, циркулирующей в замкнутом контуре охлаждения охладителей наддувочного воздуха (ОНВ): каждые 10 °С повышения ее температуры приводят к увеличению b_e на 0,5 %. Температура наддувочного воздуха не должна превышать предельно допустимого уровня (55 °С для МОД [1]), ограничиваемого термической напряженностью материалов цилиндропоршневой группы. С целью выполнения этого условия при температурах охлаждающей (пресной) воды свыше 36...40 °С приходится увеличивать ее расход: примерно на 15 % на каждый 1 °С увеличения ее температуры [1]. При повышенных температурах забортной воды стандартные системы водяного охлаждения не в состоянии обеспечить температуру наддувочного воздуха ниже предельно допустимого уровня (55 °С), из-за чего приходится уменьшать подачу топлива в цилиндры двигателя и

соответственно его мощность. Эксплуатация главного двигателя на частичных нагрузках вызывает ухудшение его топливной экономичности.

Повышение температуры наружного воздуха, забортной воды и, как следствие, наддувочного воздуха приводит к возрастанию температуры уходящих газов и соответствующих потерь теплоты. Практика эксплуатации показывает, что при нагрузках главных судовых двигателей свыше 50 % тепловая энергия, вырабатываемая утилизационными котлами, превышает потребности судна в паре и нагретой воде. Поэтому представляется целесообразным утилизировать эту "избыточную" теплоту уходящих газов в теплоиспользующих холодильных машинах (ТХМ) с выработкой холода, который в свою очередь применять для предварительного охлаждения воздуха на входе ТК. Следует отметить, что применение ТХМ целесообразно и в комбинации с турбокомпаундными системами утилизации (Turbo Compound System – TCS), поскольку в них может быть задействован тот избыточный тепловой потенциал уходящих газов, который образуется в условиях эксплуатации главного двигателя при повышенных наружных температурах и оказывается не реализованным в утилизационной силовой турбине, мощность которой передается на вал двигателя или на привод электрогенератора [1–3].

Целью исследования является анализ эффективности предварительного охлаждения воздуха судовых ДВС в эжекторной ТХМ, использующей теплоту уходящих газов.

Анализ результатов исследования

В качестве ТХМ выбрана эжекторная ТХМ, ко-

торая отличается конструктивной простотой и надежностью в эксплуатации, благодаря чему ее интеграция в дизельную установку не приводит к заметному ее усложнению. Схема эжекторной теплоиспользующей установки предварительного охлаждения воздуха, использующей теплоту уходящих газов ДВС, приведена на рис. 1.

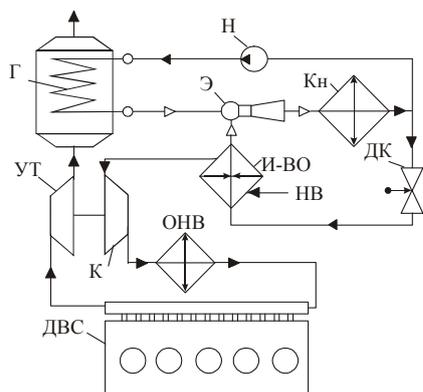


Рис. 1. Схема эжекторной теплоиспользующей установки предварительного охлаждения воздуха:

Г – генератор паров хладагента; Э – эжектор; Кн – конденсатор; Н – насос; ДК – дроссельный клапан; И-ВО – испаритель-воздухоохладитель; ОНВ – охладитель наддувочного воздуха водяной; К – компрессор; УТ – утилизирующая турбина; НВ – наружный воздух

Эжекторная ТХМ состоит из паросилового и холодильного контуров. Паросиловой контур служит для получения паров хладагента высокого давления, энергия которых используется в эжекторе для поджатия паров хладагента низкого давления, всасываемых из испарителя-воздухоохладителя (И-ВО) холодильного контура, до давления в конденсаторе. Жидкий хладагент после конденсатора делится на два потока: первый – подается насосом в генератор, где он нагревается и испаряется при высоком давлении за счет теплоты, отводимой от уходящих газов ДВС, а второй – дросселируется в дроссельном клапане и направляется в И-ВО, где испаряется при низком давлении и соответственно температуре, отводя теплоту от воздуха на входе ТК ДВС. Эжектор совмещает функции детандера паросилового контура (расширение пара происходит в его сопле) и ком-

прессора холодильного контура (повышение давления пара, всасываемого из И-ВО, происходит в камере смешения и диффузоре).

Энергетическая эффективность эжекторных ТХМ характеризуется тепловым коэффициентом $\zeta = Q_0/Q_{\Gamma}$, представляющим собой отношение холодопроизводительности Q_0 (количества теплоты, отведенной в испарителе от воздуха перед ТК ДВС к кипящему хладагенту низкого давления) к количеству теплоты Q_{Γ} , подведенной в генераторе к кипящему хладагенту высокого давления от уходящих газов. Тепловой коэффициент ζ зависит от температур источников и стока теплоты: возрастает с повышением температур кипения хладагента в генераторе t_{Γ} и испарителе t_0 и снижается с увеличением температуры конденсации t_{κ} хладагента (температуры охлаждающей конденсатор заборной воды).

С целью определения максимальных значений снижения температуры воздуха на входе ТК и соответственно приращения КПД двигателей, а также условий их достижения, и прежде всего значений температуры t_{Γ} кипения хладагента в генераторе ТХМ, был выполнен комплекс расчетов, результаты которых представлены ниже.

Поскольку, с одной стороны, холодопроизводительность эжекторной ТХМ, как и всякой ТХМ, зависит от количества теплоты, отведенной от уходящих газов, а с другой, охлаждение воздуха на входе ТК двигателя приводит к снижению температуры $t_{y,\Gamma}$ газов после него (на входе ТХМ) и соответственному сокращению теплоперепада, срабатываемого в ТХМ, то при расчете снижения температуры $\Delta t_{\text{в}}$ воздуха в ТХМ необходимо учитывать взаимную зависимость температур наружного воздуха на входе ТК двигателя $t_{\text{нв}}$ и уходящих газов на входе ТХМ $t_{y,\Gamma}$. На основе данных [1] принимаем для МОД фирмы "MAN-V&W" соотношение $\Delta t_{y,\Gamma} = 1,6 \Delta t_{\text{в}}$. Это означает, что при повышении температуры $t_{\text{нв}}$ воздуха на входе в ТК двигателя, например на 20 °С, температура ухо-

дящих газов после него увеличится на 32 °С. Если принять за спецификационный режим работу МОД при температуре $t_{нв} = 25$ °С и $t_{y,г} = 250$ °С (после УТ ТК) [1, 2], то при эксплуатации двигателя при повышенной температуре воздуха на его входе, например $t_{нв} = 45$ °С (воздух в машинном отделении), с учетом указанной выше пропорции температура газов на выходе МОД (на входе в генератор ТХМ) будет составлять $t_{y,г} = 282$ °С. Поскольку теплота, отведенная от уходящих газов в генераторе ТХМ, используется для охлаждения в испарителе ТХМ воздуха на входе двигателя, то из-за снижения температуры $t_{нв}$ воздуха на входе двигателя на величину Δt_b значения температуры уходящих газов на входе генератора ТХМ $t_{y,г}$ окажутся уже ниже исходной величины $t_{y,г} = 282$ °С и будут находиться методом последовательных приближений с учетом указанной выше пропорции $\Delta t_{y,г} = 1,6 \Delta t_b$ и холодопроизводительности ТХМ, определяемой тепловым коэффициентом ζ . При этом

учитывают зависимость теплового коэффициента ζ от температуры кипения в генераторе t_r , в испарителе-воздухоохладителе t_0 и конденсации t_k . Значение разности температур воздуха на выходе из испарителя ТХМ (на входе в двигатель) t_{b2} и кипящего в испарителе хладагента t_0 определяется интенсивностью теплопередачи и принято в расчетах $\Delta t_{b/0} = t_{b2} - t_0 = 10...15$ °С.

Значения удельной теплоты, приходящейся на единичный расход газа или воздуха, отведенной от уходящих газов q_r в генераторе ТХМ и от воздуха в И-ВО перед ТК двигателя q_0 , снижения температуры Δt_b воздуха на входе ТК, теплового коэффициента ТХМ ζ , температуры $t_{y,г}$ уходящих газов на входе генератора ТХМ в зависимости от температуры кипения хладагента в генераторе t_r при температуре его кипения в И-ВО $t_0 = 0$ °С и конденсации $t_k = 35$ °С представлены на рис. 2.

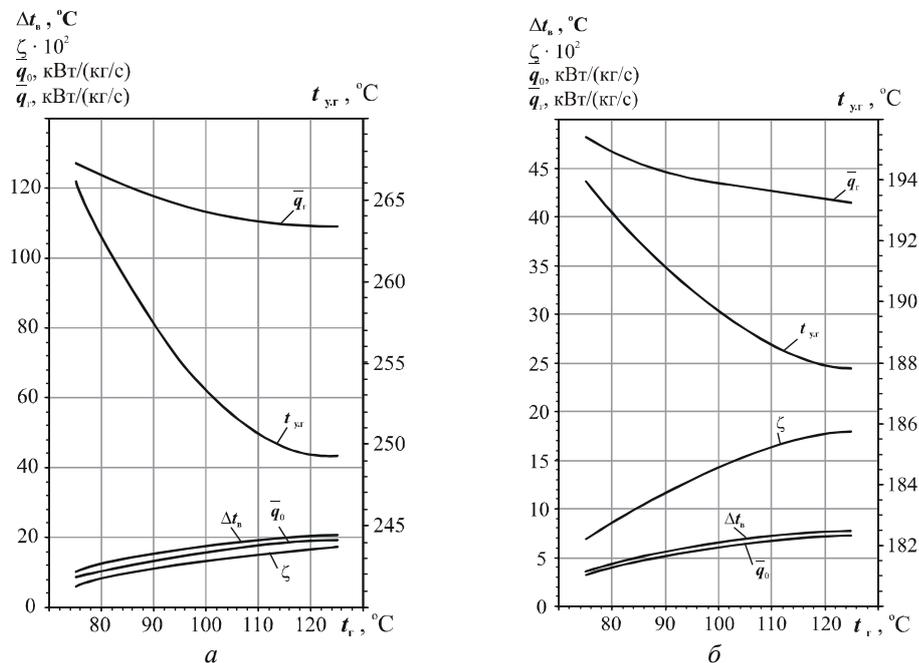


Рис. 2. Зависимости тепловых коэффициентов эжекторной ТХМ ζ , удельной теплоты, отведенной от уходящих газов в генераторе ТХМ q_r и воздуха на входе в ТК двигателя (холодопроизводительности ТХМ) q_0 , снижения температуры Δt_b воздуха на входе в ТК и температуры уходящих газов на входе в генератор ТХМ $t_{y,г}$ от температуры кипения хладагента в генераторе t_r при температурах кипения в испарителе $t_0 = 0$ °С, конденсации $t_k = 35$ °С, воздуха на входе ТК базового двигателя (без ТХМ) $t_{нв}^{\delta} = 45$ °С и уходящих газов на выходе двигателя $t_{y,г}^{\delta}$: а – $t_{y,г}^{\delta} = 280$ °С; б – $t_{y,г}^{\delta} = 200$ °С

Температура уходящих газов после генератора принята $t_{r2} = 150$ °С (минимально допустимой с учетом предотвращения высокотемпературной сернистой коррозии материала поверхностей теплообмена). Значения температуры уходящих газов после ТК для базового двигателя (без ТХМ) принимались $t_{y,r}^6 = 200$ и 280 °С (после УК и УТ ТК соответственно) при температуре воздуха на входе ТК базового двигателя $t_{нв}^6 = 45$ °С и были получены путем перерасчета, исходя из температуры $t_{y,r} = 250$ °С, соответствующей эксплуатации МОД фирмы "MAN-B&W" при спецификационных температурных условиях $t_{нв} = 25$ °С согласно стандарту ISO [1]. Значения температуры $t_{y,r}$ уходящих газов перед генератором ТХМ рассчитывались в зависимости от величины теплового коэффициента ζ методом последовательных приближений в соответствии с описанным выше алгоритмом с учетом соотношения между снижениями температур уходящих газов и наружного воздуха на входе ТК двигателя: $\Delta t_{y,r} = 1,6 \Delta t_b$ [1].

Как видно, с повышением t_r от 80 до 120 °С удельная тепловая нагрузка на генератор \bar{q}_r снижается, но замедляющимся темпом, а тепловой коэффициент ζ монотонно увеличивается, что приводит к некоторому возрастанию удельной холодопроизводительности ТХМ \bar{q}_0 с достижением максимального значения при $t_r = 120$ °С. Поскольку уменьшение температуры воздуха на входе в двигатель Δt_b пропорционально удельной холодопроизводительности \bar{q}_0 , то характеры изменения \bar{q}_0 и разности температур воздуха Δt_b , срабатываемой в И-ВО, идентичны.

Из рис. 2,а видно, что при температуре уходящих газов на выходе базового двигателя (без ТХМ) $t_{y,r}^6 = 280$ °С, т.е. при установке генератора ТХМ после утилизационной турбины ТК, охлаждение воздуха в И-ВО составляет $\Delta t_b = 20$ °С. В случае же $t_{y,r}^6 = 200$ °С (рис. 2,б) охлаждение воздуха в И-ВО

несущественное: $\Delta t_b = 5 \dots 7$ °С, что свидетельствует о нецелесообразности применения эжекторной ТХМ после УК.

В общем случае генератор ТХМ состоит из экономайзерной секции, в которой происходит нагрев жидкого хладагента от температуры конденсации t_k до температуры кипения t_r , и испарительной, в которой жидкий хладагент испаряется при t_r . Соотношение тепловых нагрузок \bar{q}_r и \bar{q}_r'' экономайзерной и испарительной секций, т.е. теплоты, необходимой для нагрева жидкости и ее испарения, определяется параметрами рабочего цикла ТХМ (t_r и t_k). Для нагрева жидкости в экономайзере целесообразно использовать теплоту источника с более низкой температурой, чем для ее испарения. При ограничении же температуры уходящих газов после генератора сравнительно высоким значением $t_{r2} = 150$ °С (с учетом предотвращения сернистой коррозии) в экономайзерной секции используется теплота повышенного температурного уровня, $t_{r2} > t_r$, которая могла бы использоваться для испарительной секции. Поэтому, если для нагрева жидкости в экономайзере задействовать другой источник теплоты, например охлаждающую двигатель воду или наддувочный воздух, допускающий снижение его температуры до величины, близкой t_k , высвобождая таким образом весь располагаемый теплоперепад по уходящим газам для испарительной секции и повышая соответственно суммарную тепловую нагрузку на генератор \bar{q}_r , то можно увеличить удельную холодопроизводительность \bar{q}_0 и глубину охлаждения воздуха на входе в двигатель Δt_b более чем на половину (в соответствии с соотношением \bar{q}_r и \bar{q}_r'').

Схема эжекторной теплоиспользующей установки предварительного охлаждения воздуха на входе двигателя с экономайзерной секцией генератора,

установленной на наддувочном воздухе, приведена на рис. 3.

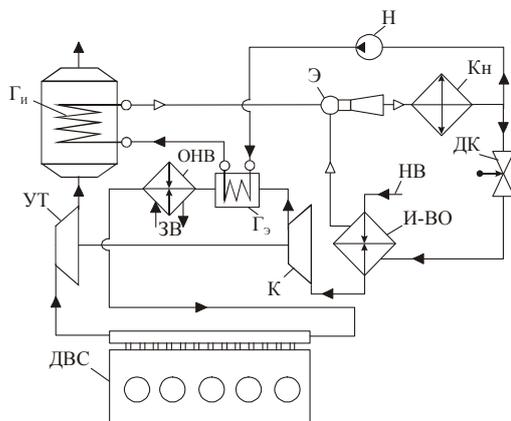


Рис. 3. Схема эжекторной теплоиспользующей установки предварительного охлаждения воздуха:

Гэ и Ги – экономайзерная и испарительная секции генератора; Э – эжектор; Кн – конденсатор; Н – насос; ДК – дроссельный клапан; И-ВО – испаритель-воздухоохладитель; ОНВ – охладитель наддувочного воздуха водяной; К – компрессор; УТ – утилизационная турбина; НВ – наружный воздух

Использование для нагрева жидкого хладагента в экономайзерной секции генератора эжекторной ТХМ источника теплоты более низкого температурного уровня (по сравнению с испарительной секцией генератора), например охлаждающей двигатель воды

или наддувочного воздуха, как показано на рис. 5, обеспечивает понижение температуры воздуха на входе ТК двигателя примерно на величину $\Delta t_v = 30$ °С (при установке испарительной секции генератора ТХМ после УТ турбокомпрессора).

Выводы

1. Применение эжекторной теплоиспользующей установки для предварительного охлаждения воздуха обеспечивает снижение температуры воздуха на входе турбокомпрессора на 20...30 °С и повышение КПД судовых МОД на 1...2 % .

2. Предложены схемные решения эжекторных теплоиспользующих установок предварительного охлаждения воздуха на входе судовых МОД.

Список литературы:

1. Influence of Ambient Temperature Conditions on Main Engine Operation: MAN B&W Diesel A/S, Copenhagen, Denmark, 2005. -http://www.mandiesel.com/files/news/files0f762/5510-0005.00pr_low.pdf.
2. MAN B&W. Project Guide. Two-stroke Engines. MC Programme. Vol. 1: MAN B&W Diesel A/S, Copenhagen, Denmark, 1986.
3. Thermo Efficiency System (TES) for reduction of fuel consumption and CO₂ emission: MAN B&W Diesel A/S, Copenhagen, Denmark, 2005.-<http://www.mandiesel.com/files/news/files0f5055/P3339161.pdf>.

УДК 621.577

*А.А. Сирота, канд. техн. наук, А.Н. Радченко, канд. техн. наук,
Д.В. Коновалов, канд. техн. наук, Н.И. Радченко, д-р техн. наук*

ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩИЕ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ЦИКЛОВОГО ВОЗДУХА СУДОВЫХ ДВС

Анализ состояния проблемы, постановка цели исследования

Утилизация теплоты, отводимой с продуктами сгорания, охлаждающей водой и от наддувочного воздуха ДВС является перспективным направлением повышения эффективности судовых энергетических установок, поскольку реализация даже половины располагаемого теплового потенциала источников сбросной теплоты обеспечила бы прирост мощности энергоустановок примерно на 25 %.

Судовые условия эксплуатации отличаются значительным изменением атмосферных условий. В зависимости от времени года, суток и климатических особенностей района плавания имеют место колебания температуры воздуха на входе двигателя, что сказывается на изменении температуры наддувочного воздуха перед впускными органами цилиндров. Традиционные системы охлаждения наддувочного воздуха современных турбопоршневых ДВС предусматривают применение рекуперативных теплообменников водяного охлаждения. Однако такие системы не в состоянии обеспечить уменьшение температуры воздуха в ресивере до 50...60 °С при повышенных температурах наружного воздуха и забортной воды и высоких давлениях наддува.

Изменение температуры наддувочного воздуха влияет на основные показатели работы ДВС. При работе ДВС по внешней характеристике ($n = \text{const}$, $g_{ц.г} = \text{const}$), которая является основной характеристикой главных судовых двигателей, под влиянием повышенных температур наддувочного воздуха и соответственно снижения массы поступающего в цилиндры воздуха, уменьшается

коэффициент избытка воздуха, растут все характерные температуры рабочего цикла, в том числе температура выпускных газов, увеличиваются потери теплоты в охлаждающую среду, уменьшаются работа газов и индикаторный КПД, возрастают температура и теплонапряженность деталей двигателя. Одновременно происходит снижение характерных давлений рабочего цикла, в том числе максимального давления газов.

Поскольку традиционные рекуперативные системы водяного охлаждения не в состоянии обеспечить требуемые температуры наддувочного воздуха в ресивере, то применение дополнительного (к водяному) охлаждения циклового воздуха ДВС (наддувочного воздуха после турбокомпрессора и наружного воздуха на его всасывании) является крайне желательным. Решение этой проблемы возможно путем использования машинного холода, и прежде всего, с утилизацией теплоты вторичных энергоресурсов (ВЭР). Применение таких теплоиспользующих холодильных машинах (ТХМ), работающих на низкокипящих рабочих телах (НРТ), для охлаждения циклового воздуха ДВС, обеспечит глубокую утилизацию низкопотенциальных ВЭР и, в конечном счете, повышения топливной экономичности судовых ДВС.

Наиболее простыми и надежными в эксплуатации ТХМ являются эжекторные машины (ТЭХМ), поскольку функцию компрессора в них выполняет эжектор [1]. Однако энергетическая эффективность ТЭХМ невысокая.

Целью исследования является оценка эффективности применения эжекторных теплоиспользую-

ших холодильных машин для охлаждения циклового воздуха судовых ДВС.

Анализ результатов исследования

Схема ТЭХМ, использующей теплоту уходящих газов ДВС для охлаждения воздуха на его входе, показана на рис. 1.

Генератор ТЭХМ в общем случае состоит из двух секций: экономайзерной и испарительной. В экономайзерной секции происходит нагрев жидкого НРТ от температуры конденсации t_k до температуры кипения t_r при высоком давлении, в испарительной – кипение жидкого НРТ с образованием паров высокого давления, являющихся движущей силой для эжектора.

Энергетическая эффективность ТЭХМ характеризуется тепловым коэффициентом $\zeta = Q_0/Q_r$, представляющим собой отношение холодопроизводительности Q_0 (количества теплоты, отведенной в испарителе-воздухоохладителе от воздуха на входе двигателя к НРТ, кипящему при низких давлении и соответственно температуре) к количеству теплоты Q_r , подведенной в генераторе к кипящему НРТ высокого давления от уходящих газов или другого источника сбросной теплоты, невысокая. Тепловой коэффициент ТЭХМ, использующих в качестве НРТ хладоны R142B, R600, R600a, R290, составляет $\zeta = 0,2...0,3$.

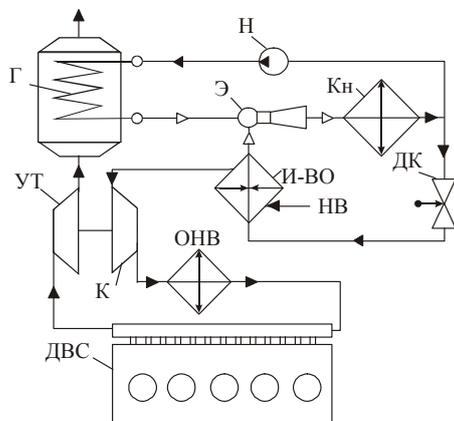


Рис. 1. Схема теплоиспользующей системы охлаждения воздуха на входе ДВС:

Г – генератор паров НРТ; Э – эжектор; Кн – конденсатор; Н – насос; ДК – дроссельный клапан; И-ВО – испаритель-воздухоохладитель; ОНВ – охладитель наддувочного воздуха водяной; К – компрессор; УТ – утилизирующая турбина; НВ – наружный воздух

Об эффективности применения ТЭХМ можно судить по снижению температуры Δt_v циклового воздуха ДВС в испарителе-воздухоохладителе, значения которого приведены на рис. 2 вместе с другими основными характеристиками ТЭХМ: удельной теплотой, приходящаяся на единичный расход газа или воздуха и отведенной от уходящих газов \bar{q}_r и воздуха на входе двигателя (холодопроизводительность) \bar{q}_0 и температурой $t_{y,r}$ уходящих газов после двигателя (на входе в ТЭХМ) в зависимости от температуры $t_{y,r6}$ уходящих газов после базового двигателя (без ТЭХМ) при температурах кипения НРТ в генераторе $t_r = 120$ °С и испарителе $t_0 = 0$ и 10 °С, конденсации $t_k = 30$ °С, уходящих газов после генератора $t_{r2} = 150$ °С. Значение температуры уходящих газов после генератора $t_{r2} = 150$ °С принималось исходя из условия предотвращения возникновения сернистой коррозии концевых поверхностей экономайзерной секции генератора. В качестве НРТ в ТЭХМ применен озонобезопасный хладон R142b.

При расчете разности температур Δt_v воздуха на входе двигателя в результате его охлаждения в испарителе ТЭХМ учитывали влияние снижения температуры воздуха на входе на температуру $t_{y,r}$ уходящих газов в соответствии с соотношением $\Delta t_{y,r} = 1,6 \Delta t_v$, установленным по результатам стендовых испытаний судовых ДВС фирмы "MAN-B&W" [2, 3]. Рассчитанные таким образом значения $t_{y,r}$ приведены на рис. 2.

Как видно из рис. 2,а, применение ТЭХМ, использующей теплоту уходящих газов, приводит к

заметному снижению температуры воздуха на входе двигателя $\Delta t_b > 20^\circ\text{C}$ только в случае температуры уходящих газов более 250°C , что имеет место при размещении генератора ТЭХМ после утилизационной турбины турбокомпрессора, т.е. на байпасной линии газовыпуска в обход утилизационного котла. Ограничение же температуры уходящих газов после экономайзерной секции генератора величиной $t_{r2} = 150^\circ\text{C}$, т.е. превышающей температуру кипения НРТ в генераторе $t_r = 120^\circ\text{C}$, существенно сокращает сбрасываемый в генераторе теплоперепад по уходящим газам, что особенно сказывается при $t_{y,r0} > 250^\circ\text{C}$. В результате чего в экономайзерной секции генератора

используется теплота уходящих газов сравнительно высокого температурного уровня $t_{y,r} > t_r$, которая вполне могла быть реализованной в его испарительной секции.

Эти же характеристики ТХМ, но для температуры кипения НРТ в испарителе-воздухоохладителе $t_0 = 10^\circ\text{C}$, приведены на рис. 2,б. Как видно, повышение температуры кипения НРТ в испарителе до $t_0 = 10^\circ\text{C}$ приводит к увеличению снижения температуры Δt_b воздуха в ТЭХМ практически в 1,5 раза по сравнению с $t_0 = 0^\circ\text{C}$ (см. рис. 2,а и 2,б). Это объясняется относительно большим приращением ζ с повышением t_0 от 0 до 10°C : $\Delta\zeta \approx 0,2$ при $\zeta = 0,1 \dots 0,2$.

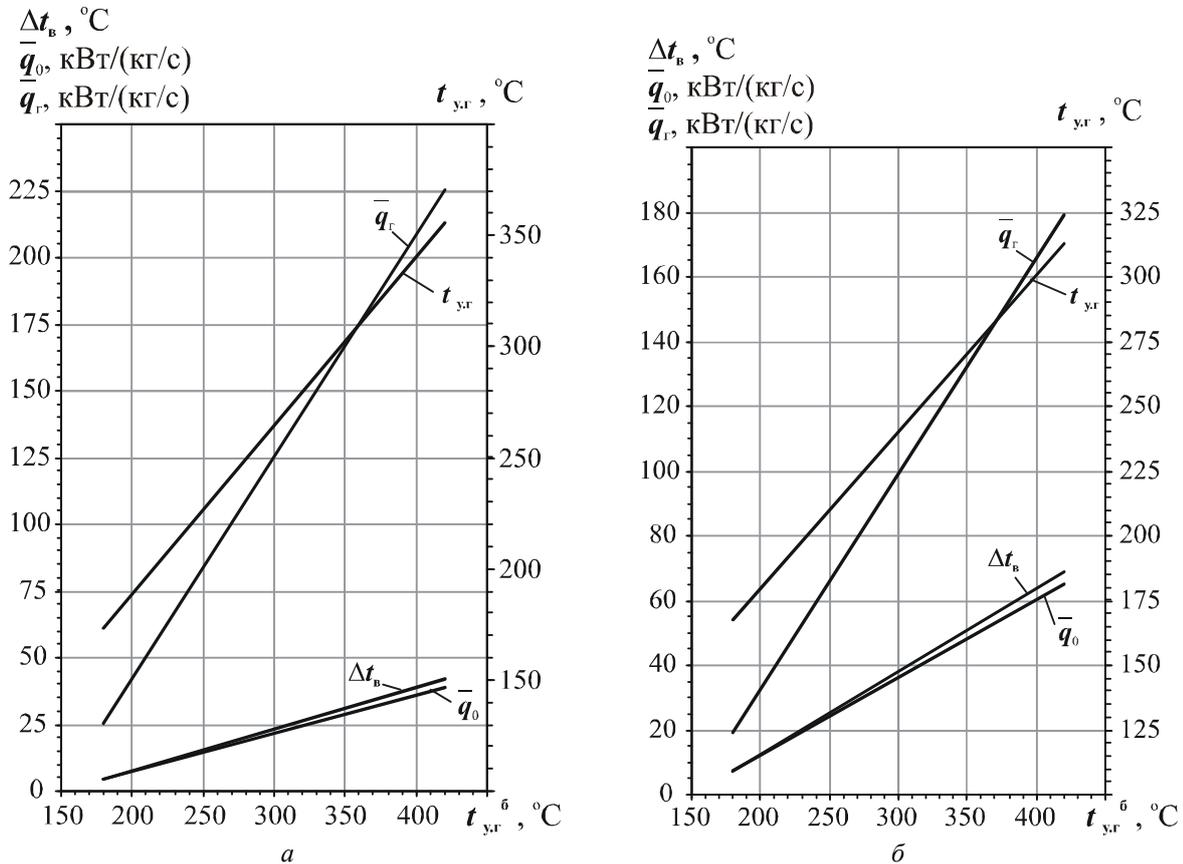


Рис. 2. Удельные теплота, отведенная от уходящих газов \bar{q}_r и воздуха на входе двигателя

(холодопроизводительность) \bar{q}_0 , снижение температуры Δt_b воздуха на входе двигателя и температура $t_{y,r}$ уходящих газов после двигателя (на входе в ТЭХМ) в зависимости от температуры $t_{y,r0}$ уходящих газов после базового двигателя (без ТЭХМ) при температурах кипения НРТ в генераторе $t_r = 120^\circ\text{C}$, конденсации $t_k = 30^\circ\text{C}$, уходящих газов после генератора $t_{r2} = 150^\circ\text{C}$ и кипения в испарителе t_0 :

а – $t_0 = 0^\circ\text{C}$; б – $t_0 = 10^\circ\text{C}$

Следует отметить, что ограничение температуры уходящих газов после экономайзерной секции генератора величиной $t_{r2} = 150$ °С, т.е. превышающей температуру кипения НРТ в генераторе $t_r = 120$ °С, существенно сокращает срабатываемый в испарительной секции генераторе теплоперепад по уходящим газам, поскольку значительная его часть (от 30 до 50 % – в зависимости от $t_{y,r}$) изымается для нагрева жидкости в экономайзерной секции, для чего вполне могли бы использоваться ВЭР более низкого температурного уровня (охлаждающая двигатель вода или наддувочный воздух). Ограничение тепловой эффективности испарительной секции генератора особенно сказывается на ТЭХМ при $t_{y,r6} > 250$ °С. Для того, чтобы реализовать весь тепловой потенциал испарительной секции генератора даже при таком жестком ограничении по температуре уходящих газов на выходе, $t_{r2} = 150$ °С, необходимо экономайзерную секцию генератора вынести из газоразводного тракта и использовать в ней теплоту других низкопотенциальных ВЭР (охлаждающей двигатель воды или наддувочного воздуха).

Как видно, при $t_{y,r6} > 250$ °С охлаждение воздуха в испарителе, Δt_b , оказывается настолько большим, что превышает потенциальные возможности его использования на входе двигателя перед ТК, которые определяются температурой наружного воздуха (или в машинном отделении), а глубина охлаждения воздуха ограничивается температурой кипения НРТ в испарителе-воздухоохладителе t_0 : с учетом температурного напора между воздухом и кипящим НРТ температура воздуха на выходе из испарителя будет, как минимум, на 10...15 °С выше t_0 . С учетом этого воздух на входе ДВС может быть охлажден не более чем на величину $\Delta t_b = 25...35$ °С (меньшее значение соответствует $t_0 = 10$ °С, а большее – $t_0 = 0$ °С). Остающаяся же разность температур Δt_b (избыток

холодопроизводительности ТЭХМ) целесообразно задействовать для глубокого охлаждения наддувочного воздуха после водяного ОНВ или же снижения температуры охлаждающей воды, подаваемой на ОНВ, т.е. прибегать к комплексной реализации произведенного холода.

Приращение КПД $\Delta \eta$ за счет охлаждения циклового воздуха в ТЭХМ в зависимости от температуры $t_{y,r}$ уходящих газов на входе в генератор ТЭХМ при температурах уходящих газов после генератора $t_{r2} = 150$ °С, конденсации хладона R142b $t_k = 30$ °С, кипения R142b в генераторе $t_r = 120$ °С и испарителе $t_0 = 0$ и 10 °С приведены на рис. 3.

При оценке влияния уменьшения температуры Δt_b циклового воздуха на эффективность двигателя исходили из того, что каждые 10 °С снижения температуры Δt_b воздуха обеспечивают 0,5 % прироста КПД $\Delta \eta$ двигателя [2, 3].

Как видно, применение ТЭХМ приводит к заметному повышению эффективности ДВС только при установке ЭХМ непосредственно после утилизационной турбины турбонаддувочного агрегата, т.е. на байпасной линии уходящих газов в обход утилизационного пароводяного котла (при $t_{y,r6} > 250$ °С). Существенное же приращение КПД, $\Delta \eta = 1,5...2,0$ % и более, имеет место при утилизации теплоты уходящих газов с температурой выше 350 °С. Использование для нагрева жидкого НРТ в экономайзерной секции генератора ЭХМ дополнительных источников, например охлаждающей двигателя воды или наддувочного воздуха, т.е. комплексная утилизация, обеспечит еще большие приросты КПД: $\Delta \eta = 2...4$ % (на рис. 3 не показано).

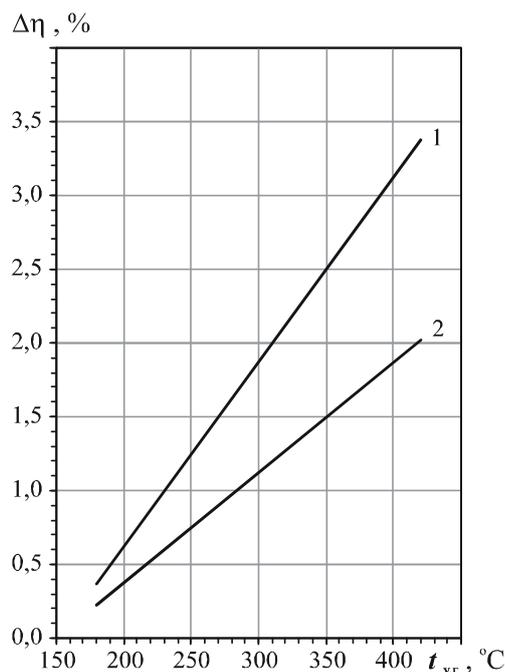


Рис. 3. Приращения КПД двигателя $\Delta\eta$ за счет охлаждения циклового воздуха в зависимости от температуры $t_{y.z}$ уходящих газов на входе в генератор ТХМ: 1 – $t_0 = 10^\circ\text{C}$; 2 – $t_0 = 0^\circ\text{C}$

В этом случае экономайзерную секцию генератора ТЭХМ следует выносить из газовыпускного тракта двигателя, например на линию наддувочного воздуха. Образующийся же избыток холодопроизводительности ТЭХМ (сверх ее величины, необходимой для предварительного охлаждения наружного воздуха на входе ДВС) целесообразно задействовать для глубокого охлаждения наддувочного воздуха после водяного ОНВ или же снижения температуры охлаждающей воды, подаваемой на ОНВ. Схемное решение такой ЭХМ предполагает выполнение испарителя-воздухоохладителя в виде двух секций с установкой

одной – на входе турбокомпрессора, а второй – после ОНВ или на охлаждающей воде.

Выводы

1. Использование в ТЭХМ теплоты уходящих газов для охлаждения циклового воздуха судовых ДВС обеспечивает повышение КПД двигателей на 1...2 %.

2. Комплексное использование ВЭР судовых ДВС (уходящих газов, наддувочного воздуха, охлаждающей двигателя воды) в ТЭХМ для охлаждения воздуха двигателей обеспечивает повышение КПД на 2...4 %.

3. Предложены схемные решения тригенерационных систем охлаждения циклового воздуха двигателей с использованием разных источников сбросной теплоты и вынесением экономайзерной секции генератора паров НРТ высокого давления из газовыпускного тракта на наддувочный воздух или на охлаждающую воздух воду.

Список литературы:

1. Радченко А.Н. Анализ эффективности теплоиспользующих хладоновых эжекторных систем охлаждения судовых электродвигателей // Вестник двигателестроения. – 2007. – № 3. – С. 135–139.
2. Influence of Ambient Temperature Conditions on Main Engine Operation: MAN B&W Diesel A/S, Copenhagen, Denmark, 2005. -http://www.mandiesel.com/files/news/files/762/5510-0005.00pr_low.pdf.
3. MAN B&W. Project Guide. Two-stroke Engines. MC Programme. Vol. 1: MAN B&W Diesel A/S, Copenhagen, Denmark, 1986.

УДК 621.43

О.В. Акимов, канд. техн. наук

НАУЧНЫЕ ОСНОВЫ И МЕТОДЫ КОМПЬЮТЕРНО-ИНТЕГРИРОВАННОГО РЕСУРСНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ ЛИТЫХ БЛОК-КАРТЕРОВ ДВС

Совершенствование показателей современных двигателей внутреннего сгорания (ДВС), является приоритетной задачей современного двигателестроения. Эту задачу невозможно решить без оптимизации конструкции ДВС, будь-то двигатель как готовое изделие, его узлы или отдельные детали. Однако сама конструкция, какой бы совершенной она ни была, может не обеспечивать оптимальных показателей ДВС, если в основу её проектирования не заложены технологические аспекты изготовления деталей, из которых состоят узлы двигателя. Расчетные и экспериментальные методы определения конструктивной прочности, надежности и ресурса в обязательном порядке должны быть согласованы с теми закономерностями, которые определяют протекающие при изготовлении деталей физические, физико-химические, тепловые и т.п. процессы. В первую очередь это относится к вопросам получения литых деталей двигателей. Наличие компромисса между проектированием конструкции деталей и проектированием и реализацией технологического процесса их изготовления является определяющим фактором получения качественных деталей, обеспечивающих достижение заданных эксплуатационных характеристик и надежности ДВС. Как показывает практика ведущих мировых производителей ДВС, технологические аспекты должны быть обязательно учтены при разработке и применении САПР для двигателей.

Технологический анализ является обязательным элементом этапа проектирования детали, так как позволяет на этапе проектирования предусмотреть возможные ошибки технологического процесса изготовления отливок. Подобные ошибки могут привести к функциональным отказам при эксплуатации двигателей.

В качестве объекта была выбрана чугунная отливка блок-картера рядного четырехцилиндрового дизеля 4ЧН12/14.

Проблема обеспечения качества чугунной отливки блок-картера рядного четырехцилиндрового 4ЧН12/14 рассматривалась в следующих аспектах:

- анализ статического нагружения отливки блок-картера и моделирование несущей способности отливки;
- анализ собственных колебаний;
- моделирование фазового перехода и остывания отливки блок-картера;
- физико-химические свойства расплава отливки
- размерно-геометрический анализ отливок и стабилизация геометрических параметров;
- некоторые аспекты применения вычислительной техники для повышения эффективности литейного производства, в том числе создание экспертных систем на базе статистической обработки накопленных баз данных и знаний по технологическим дефектам в отливках.

Так для оценки распределения остаточных напряжений в отливке блок-картера использовалась конечноэлементная модель на основе 1290 тыс. конечных элементов тетраэдральной формы с наложением ограничений на узлы торцевых поверхностей, где закреплялись 2 степени свободы из 3-х (рис. 1).

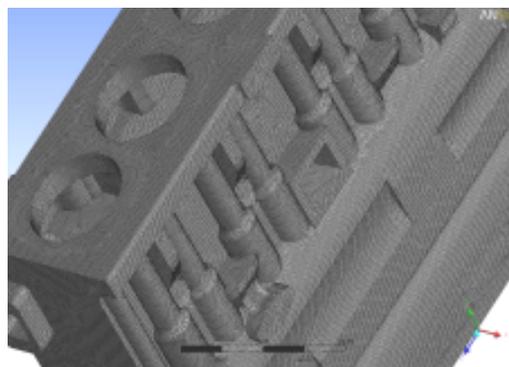


Рис. 1. Конечноэлементная модель блок-картера

На рис. 2 представлено распределение температур по базовой отливке блок-картера, возникающее после фазового перехода всех узлов модели в твердое состояние, °С и микроструктура чугуна в опасной зоне.

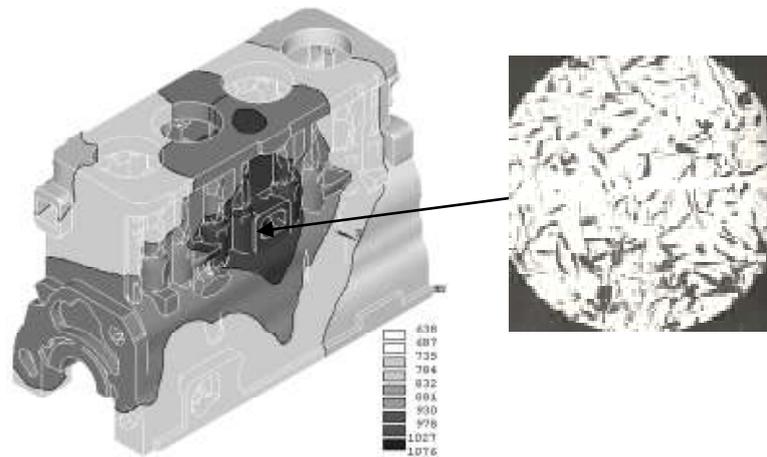


Рис.2. Распределение температур по базовой отливке блок-картера, возникающее после фазового перехода всех узлов модели в твердое состояние и микроструктура в центральной части литой детали

Из рисунка видно, что в центральной зоне блок-картера, наиболее опасному месту по НДС, графит крупнодисперсный, механические свойства невысоки.

В модернизированной конструкции после полного затвердевания микроструктура характеризуется меньшим размером графитовых включений, что объясняется большей скоростью кристаллизации в более

тонкой стенке отливки. Как следствие – меньшие остаточные напряжения и более высокие механические свойства (рис. 3.)

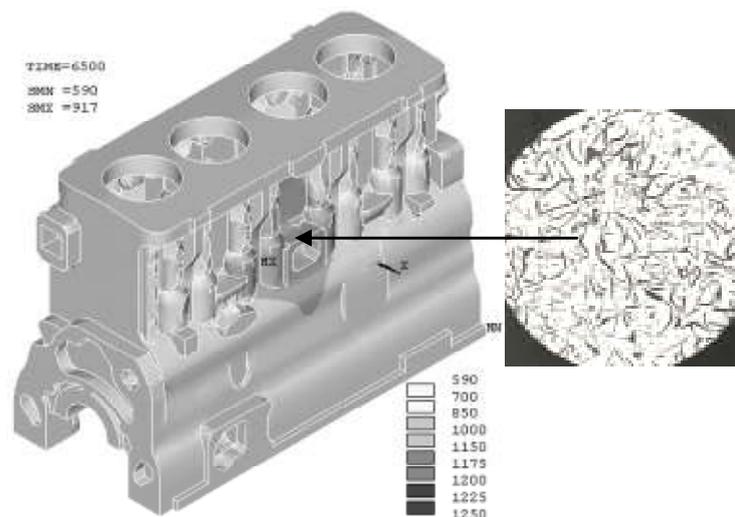


Рис.3. Распределение температур в модернизированной отливке блок-картера, возникающее после фазового перехода всех узлов модели в твердое состояние и микроструктура в центральной части отливки

Сравнительная оценка распределения температурных полей после полной кристаллизации отливки базовой и изготовленной по модернизированной конструкции (рис.4.) позволяют сделать вывод, что изменения, внесённые в конструкцию межцилиндро-

вой перегородки и уменьшение толщины стенки литого блок-картера, приводят к снижению градиента температур после фазового перехода сплава в твердое состояние.

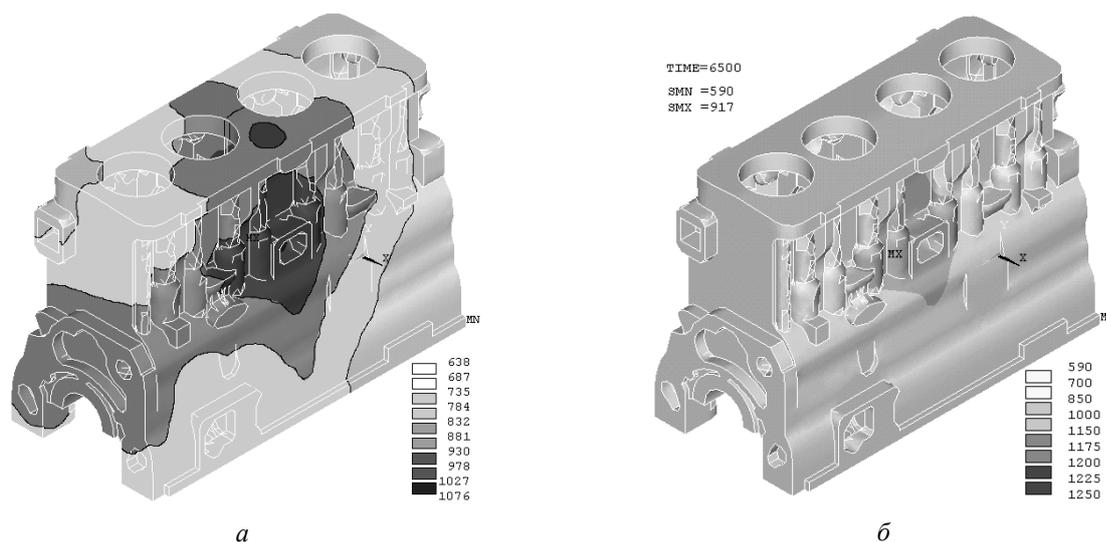


Рис.4. Распределение температур в литом блок-картере, возникающее после фазового перехода всех узлов модели в твердое состояние

а - распределение температур по базовой отливке блок-картера, возникающее после фазового перехода всех узлов модели в твердое состояние, град. С;

б - распределение температур по модернизированной отливке блок-картера, возникающее после фазового перехода всех узлов модели в твердое состояние, град. С

Сравнительная оценка блок-картера базового и изготовленного по модернизированной конструкции показывает, что в последнем случае не наблюдается зона остаточных напряжений. В базовой же конструкции зоны зона максимальной интенсивности остаточных напряжений (по результатам статических испытаний) совпадают с зоной возникновения усталостной трещины. На основе анализа полученной конечно-элементной модели утверждать, что неравномерное распределение напряжений и их величина в базовой отливке картера являются потенциальным источником снижения функциональной надежности корпуса в процессе эксплуатации двигателя (рис.5.).

Сравнение результатов динамических испытаний на конечно-элементной модели подтвердили аналогичную картину (рис.6.). Результаты приведе-

ны для третьей собственной формы колебаний.

Полученные результаты подтвердили выводы о возможности снижения металлоемкости отливки, изменении технических условий ее изготовления. По результатам исследований были разработаны рекомендации, направленные на стабилизацию характеристик металла, снижение металлоемкости, и изменение технических условиях по дефектности данного типа отливок. Разработаны рекомендации по изменению конфигурации перегородки с целью уменьшения металлоемкости отливки и рекомендации по изменению Технических Условий по литейным дефектам, проявляющимся на перегородках и стенках отливки блок-картера 4ЧН12/14. Для дефектов типа несплошностей определен максимальный размер, переопределены контролируемые места проявления.

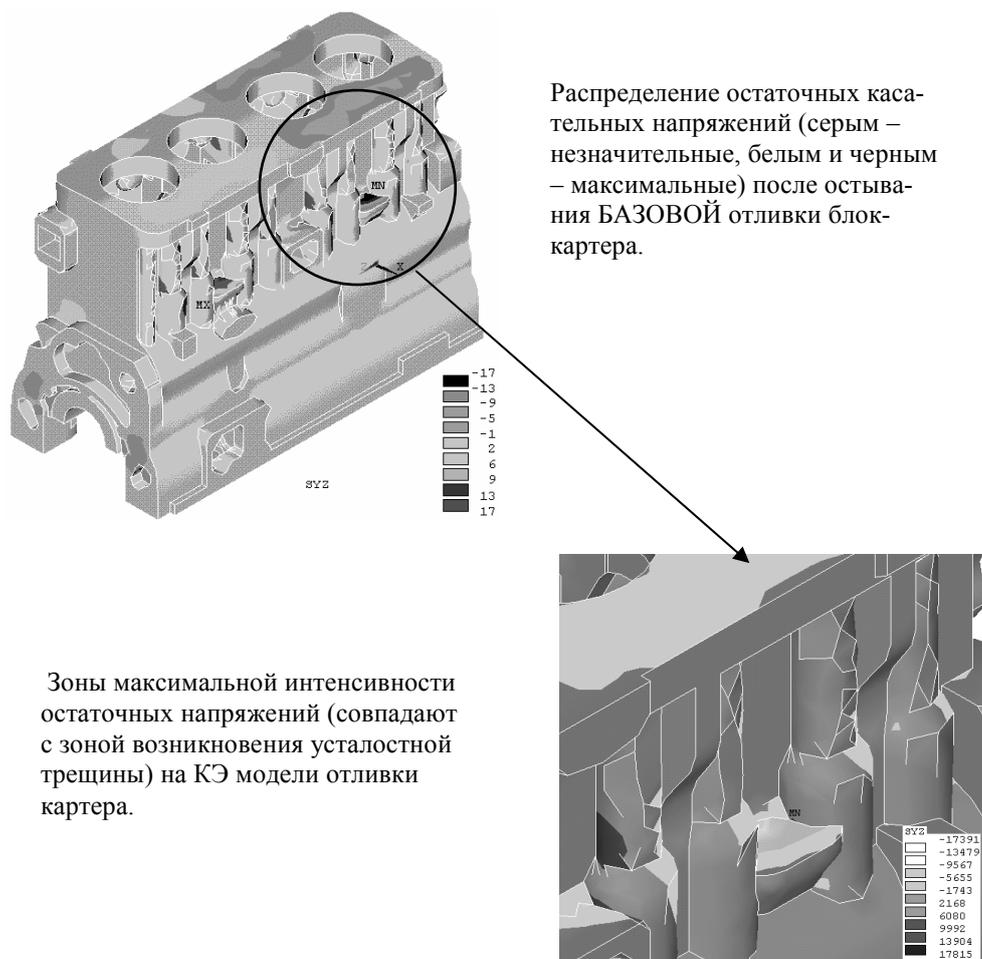


Рис. 5. Распределение остаточных касательных напряжений (после остывания БАЗОВОЙ отливки блок-картера)

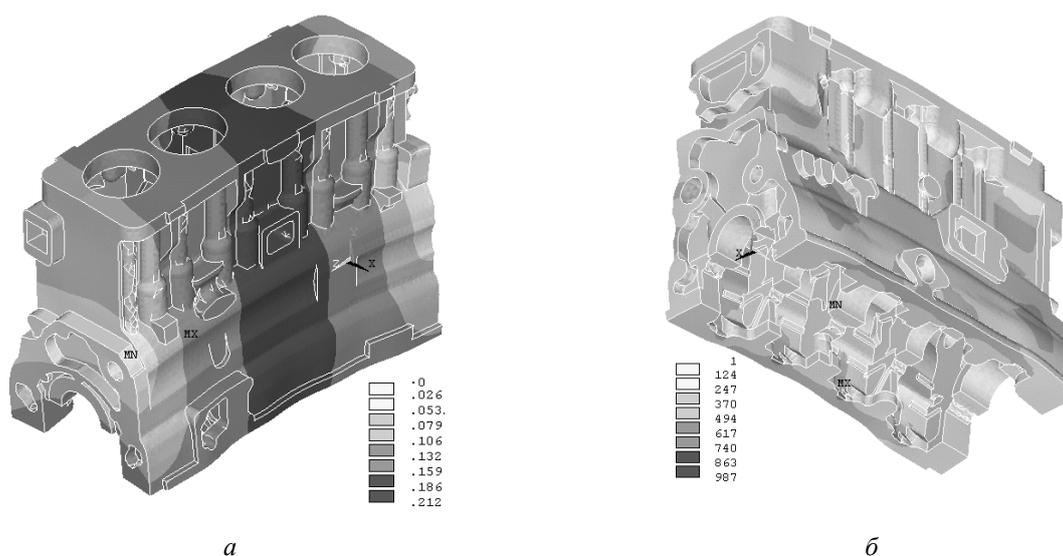


Рис. 6. Результаты динамических испытаний на КЭМ для базовой отливки блок-картера
 а - третья собственная форма колебаний БАЗОВОГО блок-картера двигателя, $p_3 = 589$ Гц.
 б - форма интенсивности динамических напряжений на третьей СФ колебаний БАЗОВОГО блок-картера, $p_3 = 589$ Гц

Список литературы:

1. Акимов О.В., Анацкий Ю.П., Солошенко В.А. Анализ собственных колебаний отливки блок-картера дизеля «СМД» // Вестник ХГПУ, Вып.66, Новые решения в совр. технологиях, Харьков, 1999 г., 159с. – с.40-47. 2. О.В.Акимов. Современные системы автоматизированного проектирования, инженерного

анализа и технологической подготовки производства // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. Вып. 6(12), 2004, с. 21-36. 3. О.В.Акимов. Современный САПР в литейном производстве //Металлообработка. Оборудование. Инструмент для профессионалов № 1(73), 2006, с. 32-35

УДК 621.436: 621.793/.795

О.Д. Соколов, д-р техн. наук, О.В. Маннапова, асп., В.П. Молдаванов, д-р техн. наук, В.І. Твердохліб, інж.

ПОРШНЕВІ КІЛЬЦЯ ДЛЯ ФОРСОВАНИХ ДИЗЕЛЬНИХ ДВЗ З ДОДАТКОВОЮ КОРЕКЦІЄЮ ЕПЮРИ ТИСКІВ

Вступ

Поршневі ДВЗ являються сьогодні основою мобільної енергетики всіх галузей господарства, тому питання підвищення працездатності, надійності і довговічності ДВЗ, а особливо їх головного, найбільш напруженого органу - ЦПГ, у машинознавстві постійно зостається актуальним.

У рішенні цих задач досягнуто певних успіхів. Довговічність ЦПГ ДВЗ суттєво підвищена за останні сорок років застосуванням гальванічного зносостійкого хромування робочої поверхні компресійних поршневих кілець, яке постійно вдосконалюється як по конструктивним, так по технологічним і матеріалознавчим параметрам на основі наукових досліджень [1]. Проведена робота по дослідженню режимів нанесення і зносостійкості для застосування на поршневих кільцях газотермічних покриттів різноманітного складу й інших методів зміцнення поверхні [2 - 5].

Невпинне форсування дизельних двигунів по потужності, яке почалося в останні двадцять років і невпинно продовжується [6, 7], на сьогоднішньому етапі призводять до термічної і силової руйнації серійних хромових покриттів на робочій поверхні і підвищенню рівня зношування торцевої поверхні кільця, що перешкоджає збільшенню довговічності і

Мета роботи – дослідити вплив процесу нанесення плазмових покриттів із наступним іонним азотуванням на епюру радіальних тисків верхнього компресійного кільця і його зносостійкість у форсованому дизельному двигуні і визначити міру і спосіб додаткового корегування епюри кільця у процесі його виробництва.

надійності ЦПГ ДВЗ [8]. Протидією тому можуть бути термічно стійкі плазмово напиляні пористі масилоємні покриття на робочій поверхні кільця і фінішна зміцнювальна обробка всіх поверхонь кільця. У деяких термонапружених дизельних двигунах, застосовують напиляні молібденові покриття, але, по зрівнянню з гальванічними хромовими, втрачають при цьому у зносостійкості, що викликає необхідність їх зміцнення. Як показують наші дослідження, іонне азотування молібденового покриття збільшує його зносостійкість до рівня гальванічного хрому і дозволяє одночасно зміцнювати торцеві поверхні кільця [9].

Але збільшення зносостійкості покриття призводить до підвищення довговічності поршневого кільця у ЦПГ ДВЗ тільки при його рівномірному приляганні до гільзи циліндра, що досягається наданням кільцю потрібної епюри радіальних тисків у процесі виробництва [10, 11]. На відміну від низькотемпературного процесу гальванічного хромування, вплив якого не враховується у виробництві при завданні епюри, нанесення покриттів високотемпературним плазмовим струменем впливає на форму кільця [12], що викликає необхідність урахування цього впливу і проведення досліджень для його чисельного визначення.

Отримання дослідних кілець і методика проведення досліджень

Для досліджень були застосовані серійні і дослідні верхні компресійні поршневі кільця двигуна 4Ч11/12,5, усі інші кільця були серійної комплектації. На робочій циліндричній поверхні верхніх компресійних кілець були серійні гальванічні хромові

покриття товщиною 0,12 - 0,15 мм з мікротвердістю 9,5 ГПа і загальною поруватістю близько 1 %, або дослідні плазмові покриття, розташовані у канавці. Напилення покриттів із молібденового порошку, а також порошоків заліза, нікелю та хрому здійснювали на установці плазмового напилювання УМП-5-68 у азотній плазмі при напрузі 90 В, струмі 300 А, і витраті азоту – 5 м³ у годину. Поршневі кільця збирали на оправки обжатими до круглої форми, проточували на них канавки для покриття, а після напилювання покриття шліфували на оправках до номінального розміру, при цьому товщина покриття складала 0,25 - 0,3 мм. Молібденові покриття мали мікротвердість 4,5 ГПа і пористість 10 - 11 % [13].

Зміцнювальна обробка готового дослідного кільця - іонне азотування, яке було проведено на кільцях у вільному стані в середовищі азоту за схемою "катод - кільця, анод - внутрішня поверхня вакуумної камери" у дві стадії: 1) стадія катодного розпилення: напруга - 800 В; густина катодного струму - 1 мА/см²; тиск - 12 - 14 Па (порядку 10⁻¹ мм рт. ст.); час - 6 хвилин. 2) стадія насичення азотом: напруга - 800 В; густина катодного струму - 6 мА/см²; тиск - 0,9 - 1 кПа (порядку 10 мм рт. ст.); час - 3 години при температурі 500 °С для недопущення змін у структурі чавуну кільця. Мікротвердість молібденових покриттів після азотування - 7 ГПа [9].

Знос деталей циліндро-поршневої групи визначали у стендових випробуваннях двигунів 4Ч11/12,5, які проводилися впродовж 50 годин з 1,5-годинною обкаткою. Методика [14] передбачала прискорення процесу зношування усіх деталей ЦПГ у 100 разів за рахунок введення у кожний циліндр 0,3 г/час кварцової пилюки, що відповідало роботі двигуна у нормальних умовах впродовж 5000 мотогодин. За час випробувань кільце проходило шлях тертя 1656 км при середньому тиску тертя 0,75 МПа і середній швидкості ковзання 9,2 м/с. При кожному випробуванні дослідні кільця встановлювали у дви-

гуни через циліндр із серійними комплектами кілець. У двигуні були серійні гільзи циліндрів із сірого чавуну і серійні силумінові поршні. Вимірювалися лінійні зноси усіх сполучень ЦПГ.

Дослідження впливу процесу нанесення покриття на епюру радіальних тисків кільця проводилися на спеціальному пристрої – епюромірі [11] для визначення умовного модуля пружності по периметру поршневих кілець.

Обґрунтування розрахунків

Найбільш суттєвою частиною розрахунку поршневого кільця є розрахунок його форми у вільному стані, по якому розраховують ливарну модель і копії копіювального верстата для механічної обробки для виготовлення заготовки кільця. Ця задача зводиться до визначення форми осьової лінії плоскої криволінійної пружини, яка у робочому стані приймає форму розрізаного кільця із заданим законом розподілу радіального тиску. Кривизна осьової лінії визначається методами опору матеріалів з рівняння $\frac{1}{r} - \frac{1}{\rho_\psi} = M_\psi / EJ$, а згинальний момент $M_\psi = q_0 b r^2 \int_\psi^\pi \sin(\varphi - \psi) d\varphi$, звідки радіус кривизни у будь-якому перетині кільця у вільному стані визначається як:

$$\rho_\psi = \frac{r}{1 - \frac{b r^3}{EJ} \int_\psi^\pi q_\varphi \sin(\varphi - \psi) d\varphi}, \quad (1)$$

де r – радіус середньої лінії кільця у робочому стані, $r = \text{const}$; b – висота кільця; E – умовний модуль пружності матеріалу кільця; J – момент інерції перетину кільця відносно нейтральної осі, для прямокутного кільця радіальною товщиною t $J = bt^3/12$; φ – кут визначення точки прикладення сили; ψ – кут визначення точки, де виникає момент від прикладеної сили; q_φ – навантаження по периметру кільця на одиницю висоти кільця; q_0 – інтенсивність рівномір-

но розподілених по периметру напруг від зосередженої на кінцях замка ($\psi = \pi$) сили Q , яка характеризує пружність кільця, при $\psi = 0$ (на спинці кільця) максимальний згинальний момент $M_{\max} = 2q_0br^2 = 2Qr$.

Рівняння (1) має аналітичне рішення тільки у випадку рівномірної епюри радіальних тисків, коли $q_\phi = q_0 = \text{const}$, і у випадку, коли умовний модуль пружності матеріалу кільця однаковий по периметру, $E = \text{const}$. На практиці із-за різниці умов охолодження відливки поршневого кільця спостерігається неоднорідність властивостей чавуну по довжині окружності із зміною модуля пружності до 20 %, що призводить до появи радіальних зазорів при встановленні у гільзу кілець, розрахованих по рівнянню (1). Тому розрахунок кільця потрібно вести з урахуванням розподілення по периметру радіальних тисків, модуля пружності і залишкових формозмін, які набуває заготовка у процесі виробництва.

При цьому функція розподілу модуля пружності по периметру для розрахунку має вигляд:

$$E_\psi = E \left[1 + \frac{A\psi}{2\pi} (1 - \cos \psi + \sin \psi) \right], \quad (2)$$

де A - коефіцієнт, який характеризує інтенсивність зміни E_ψ по периметру від спинки (E) до замка кільця. Для сірого спеціального чавуну він складає + (0,08 - 0,12), для високоміцного чавуну $A = 0$ і $E_\psi = E$.

Залишкові формозміни обумовлені схильністю чавуну до пластичних деформацій навіть при малих навантаженнях. За три - чотири навантаження, які характерні для технологічного процесу обробки заготовок поршневих кілець, сумарне значення залишкової деформації складає для сірого спеціального чавуну 15 - 18 %, для високоміцного - 4 - 7 %. Розподіл залишкової деформації по периметру кільця залежить від навантаження і структури матеріалу і визначається із емпіричної залежності:

$$C = B^{2n+1} \sqrt{\pi - \psi}, \quad (3)$$

де C - коефіцієнт залишкової деформації; B - коефіцієнт пластичності матеріалу, який складає 0,12 - 0,16 для сірого чавуну і 0,06 - 0,08 для високоміцного чавуну; n - показник ступеня, який характеризує зміну кривої, для сірого чавуну $n = 2$, для високоміцного чавуну $n = 1$.

Для того, щоб поршневе кільце, маючи круглу форму при встановленні у циліндр, мало рівномірний тиск на циліндр впродовж всього процесу зношування, особливо на кінцях замка, його потрібно розрахувати і виготовити із первісно підвищеним тиском на кінцях замка. Поршневому кільцю чотиритактного швидкохідного дизельного двигуна надають у процесі виготовлення грушоподібну епюру радіальних тисків (симетричну відносно вісі X , що проходить по діаметру кільця від спинки до замка) з тиском біля замка по відношенню до середнього тиску у межах $m = 1,4 - 1,5$. Для урахування цього фактора вводять залежність згинального моменту M_ψ від m :

$$M_\psi = q_0 br^{x^2} \times \left[1 + (1 - \xi) \cos \psi - \frac{m-1}{1,8613} \sum_{n=2}^{n=12} \frac{1}{n^2 - 1} \frac{q_n}{q_0} \cos n\psi \right], \quad (4)$$

де $\xi = -\frac{m-1}{1,8613} \sum_{n=2}^{n=12} \frac{(-1)^{n+1}}{n^2 - 1} \frac{q_n}{q_0}$. Введення коефіцієнту

m у формулу (4) дозволяє отримати значення моменту для потрібної корекції грушоподібної епюри радіальних тисків.

Для використання розрахунку форми кілець у їх виробництві [11] зручно використати диференціальну залежність радіуса кривизни заготовки кільця у вільному стані від куту α між дотичною до точки на осевій лінії кільця і віссю X :

$$\frac{1}{\rho_s} = -\frac{d\alpha}{rd\psi} \quad (5)$$

(по визначенні α при $\psi = 0$ $\alpha = \pi/2$).

Оскільки залишкова деформація по периметру кільця у (3) задається як відносне збільшення розра-

хункових радіусів кривизни по периметру готового кільця: $C = \frac{\rho_z - \rho_\psi}{\rho_z - r}$, то з урахуванням (1) і (5) можна визначити значення α :

$$\alpha = -\int \frac{1 - \frac{M_\psi r}{EJ}}{1 + \frac{C}{1 - C} \frac{M_\psi r}{EJ}} d\psi + \frac{\pi}{2} \quad (6)$$

Рівняння (6) є універсальним для розрахунку як форми заготовки, так і форми готового поршневого кільця. Разом з основними даними геометрії, матеріалу і пружності кільця, які вводяться у розрахунок безрозмірним параметром $K = \frac{q_0 b r^3}{EJ}$, особливості розподілу по периметру модуля пружності, залишкових деформацій і корекції епюри радіальних тисків вводяться у розрахунок (6) залежностями E_ψ із (2), C із (3) і M_ψ із (4). Метод визначення форми поршневого кільця стає розрахунково-експериментальним із введенням корегувальних функцій і отриманням результату чисельним способом на комп'ютері із-за складнощів перерахунку декартових координат у полярні. Результат отримують у вигляді таблиць, по яким встановлення форми заготовки поршневого кільця у вільному стані значно спрощується для виробництва, оскільки для кожного значення параметру K у характерних точках кривої від спинки до замка кільця в таблицях приводяться коефіцієнти λ до постійної величини r , по яким вираховують основний радіус заготовки, прирощення його по периметру і розмір замка у вільному стані.

Дослідження впливу процесу нанесення покриття на характеристики кільця

При виготовленні дослідних партій поршневих кілець з плазмовими покриттями технічним контро-

лем готової продукції було зафіксовано зменшення пружності кілець і навіть випадки появи радіального зазору біля замка кілець при встановленні їх у калібр. Це свідчить про суттєві зміни форми заготовок поршневих кілець у процесі напилювання плазмових покриттів по зрівнянню із гальванічним осаджуванням хромових покриттів на серійні кільця. Якщо при осаджуванні серійних хромових покриттів сумарна величина залишкової деформації форми поршневих кілець із сірого чавуну складає у виробництві 15 - 18%, а із високоміцного чавуну 7,5 - 8 %, то, як показують наші вимірювання, процес напилювання плазмових покриттів із порошкових матеріалів збільшує залишкову деформацію кілець до 26 - 29 % для сірого чавуну і до 16 % - для високоміцного.

Виділення процесу напилювання плазмового покриття із процесу механічної обробки поршневих кілець, проведене при дослідженнях, показано у таблиці 1, де приведено вплив кожної операції технологічного процесу на коефіцієнт залишкової деформації замка кільця.

Результати проведених на епюромірі досліджень зміни форми заготовок поршневих кілець при нанесенні покриттів, приведені на рис. 1, показують, що при технологічній обробці заготовок без операції нанесення покриттів спостерігаються найменші залишкові деформації форми, які мають тенденцію до зменшення абсолютної величини у напрямку від спинки ($\psi = 0$) до замка ($\psi = 176$ град.) заготовки. При виготовленні кілець з гальванічним хромовим покриттям величина залишкової деформації становиться більше, але зостається рівномірною від спинки до замка. Найбільші залишкові деформації спостерігаються при нанесенні плазмового покриття, причому їх величина збільшується від спинки до замка.

Таблиця 1. Коефіцієнт залишкової деформації замка кільця по технологічних операціях

№	Операції технологічного процесу	Коефіцієнт залишкової деформації замка, С	
		Сірий чавун	Високоміцний чавун
1	Чорнове обточування і розточування на копіювальному верстаті, вирізка і калібрування замка	0,08 – 0,10	0,02 – 0,04
2	Зборка кілець на оправки у робочому стані і обточування канавок під покриття, витримка на оправках впродовж 4 год.	0,03 – 0,04	до 0,02
3	Те ж саме, витримка 48 год.	0,03 – 0,04	до 0,02
4	Напилювання плазмового покриття на оправки з кільцями, шліфування оправок з кільцями для зняття припуску до номінального діаметру	0,15	0,10
5	Теж саме без напилювання плазмового покриття	0,03 – 0,04	до 0,02

Виміряні епюри радіальних тисків (рис. 2) явно показують, що плазмове напилювання покриття призводить до зниження корекції епюри m на 16 % для кілець із сірого чавуну і на 40 % для кілець із високоміцного чавуну. Залишкові зміни форми кільця, які викликають зменшення корекції епюри радіальних тисків, пов'язані із зміною механічних властивостей матеріалу заготовки кільця, що насамперед відбивається на зміні умовного модуля пружності E , величина якого згідно з рівнянням (2) відіграє найважливішу роль у розрахунку форми заготовки кільця.

У нашому випадку після плазмового напилювання покриття величина умовного модуля пружності E кілець із сірого чавуну знизилася в середньому з 95,6 ГПа до 88,2 ГПа, тобто на 7,7 %, а для високоміцного чавуну на 4,1 %. Для обох матеріалів зменшення умовного модуля пружності по периметру E_{ψ} від спинки до замка спостерігалось на рівні 8 – 10 %, що дає нам експериментальне визначення коефіцієнту A (коефіцієнт інтенсивності зміни E_{ψ} по периметру) у рівнянні (2): $A = - 0,10$. Це означає, що для ви-

робництва заготовок кілець під нанесення плазмового покриття підлягають корекції коефіцієнти λ_1 до заданого радіусу середньої лінії кільця у робочому стані r для визначення приращення основного радіусу заготовки по периметру ΔR_1 і λ_2 до r для визначення основного радіусу заготовки $R_{осн}$.

Урахування впливу покриття на форму заготовки кільця

Для розрахунку форми заготовок кілець з плазмовими покриттями у вільному стані розрахована таблиця 2, яка вміщує ряди коефіцієнтів λ_1 і λ_2 для розрахунку полярних координат осьової лінії кілець з різними характеристиками параметру $K = \frac{q_0 b r^3}{EJ}$ від 0,020 до 0,034, які охоплюють основну номенклатуру поршневих кілець автотракторних дизельних двигунів ($m = 1,5$; $A = -0,10$). Коефіцієнти λ_1 розраховані з інтервалом 10 – 16 градусів, а на ділянках екстремумів кривої – частіше.

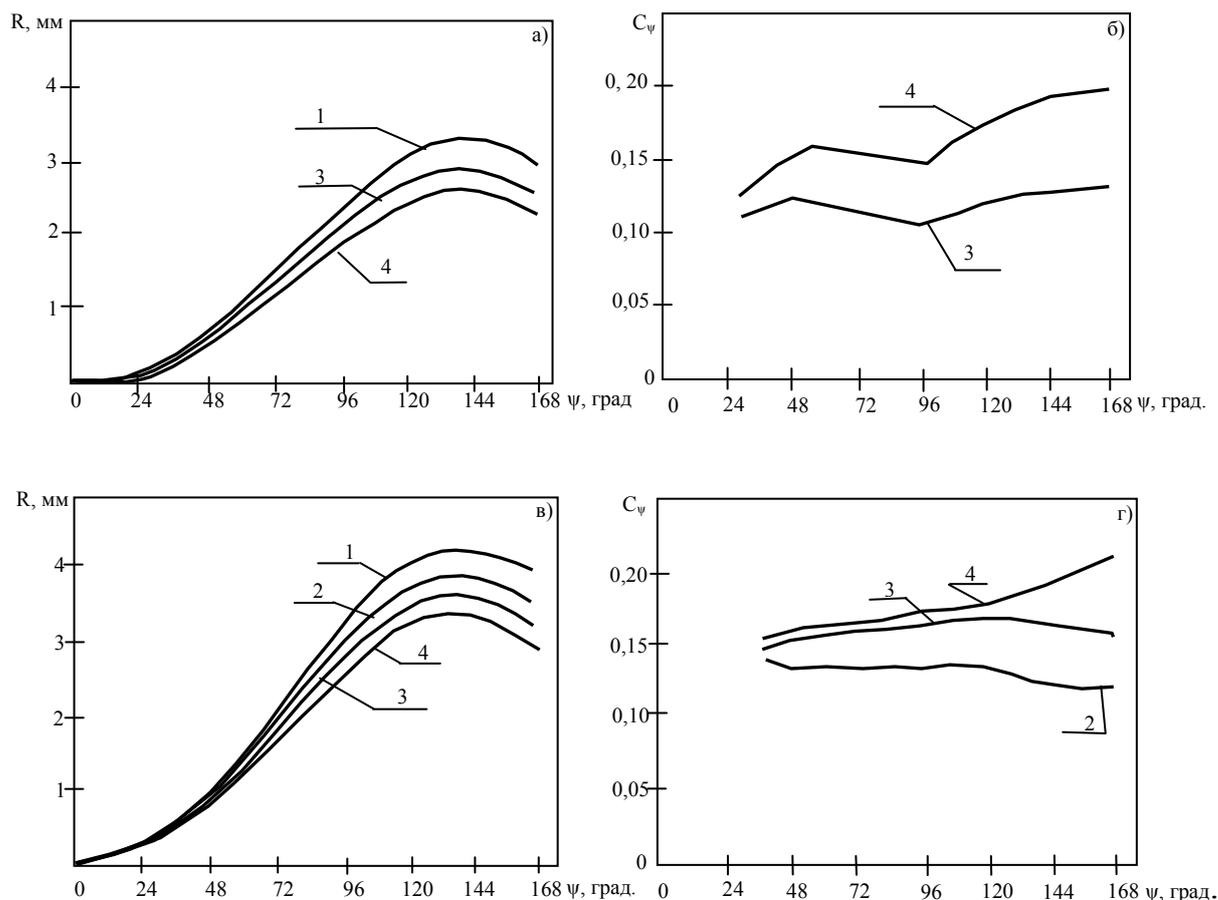


Рис. 1. Зміни форми (а, в) і коефіцієнти залишкової деформації (б, г) поршневих кілець із сірого (а, б) і високоміцного (в, г) чавуну по напрямку від спинки до замка:

1 – заготівка кільця; 2 – кільце без нанесення покриття; 3 – Cr гальванічний; 4 – Мо плазмовий.

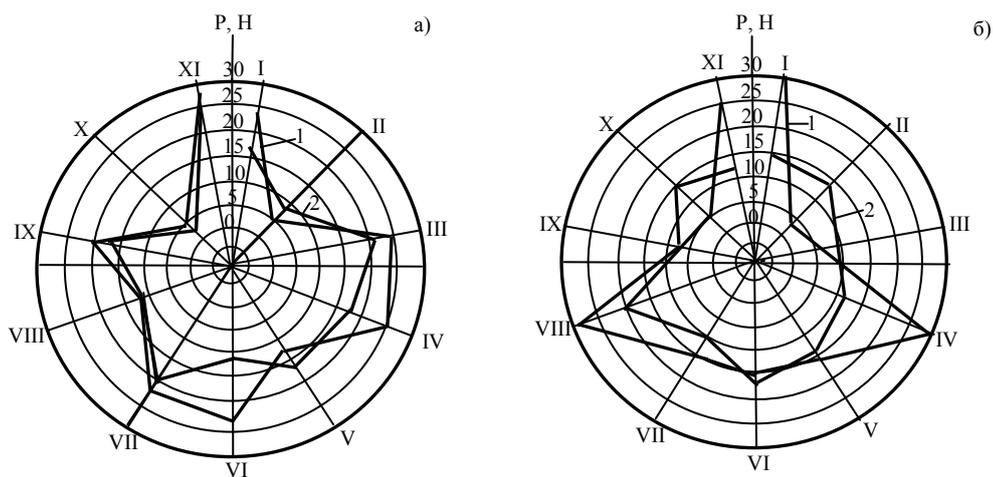


Рис. 2. Епюра радіальних тисків поршневих кілець із сірого (а) і високоміцного (б) чавуну:

1 – без покриття; 2 – із плазмовим покриттям; I – XI – радіус-вектори точок виміру тиску

Таблиця 2. Коефіцієнти для визначення форми кілець з плазовими покриттями

ψ, град.	Параметр К							
	0,020	0,022	0,024	0,026	0,028	0,030	0,032	0,034
	Коефіцієнти λ ₁ для визначення ΔR _i							
2	0,001	0,002	0,002	0,002	0,002	0,002	0,002	0,002
6	0,009	0,012	0,012	0,012	0,013	0,015	0,016	0,017
12	0,028	0,042	0,046	0,051	0,054	0,059	0,063	0,067
20	0,105	0,116	0,127	0,139	0,150	0,162	0,173	0,185
30	0,231	0,255	0,279	0,304	0,329	0,355	0,380	0,406
46	0,510	0,563	0,618	0,673	0,728	0,784	0,841	0,898
64	0,889	0,982	1,030	1,125	1,221	1,318	1,416	1,565
80	1,221	1,350	1,480	1,611	1,743	1,877	2,011	2,147
90	1,398	1,545	1,693	1,842	1,992	2,146	2,299	2,454
104	1,571	1,735	1,900	2,067	2,235	2,405	2,576	2,748
108	1,599	1,766	1,934	2,104	2,274	2,446	2,619	2,794
112	1,616	1,785	1,955	2,126	2,298	2,471	2,635	2,820
114	1,622	1,790	1,960	2,131	2,303	2,476	2,650	2,826
120	1,618	1,785	1,953	2,122	2,293	2,464	2,636	2,809
130	1,546	1,704	1,862	1,021	2,181	2,341	2,501	2,662
140	1,386	1,525	1,664	1,803	1,942	2,080	2,219	2,357
150	1,135	1,245	1,354	1,463	1,570	1,677	1,783	1,887
160	0,992	0,863	0,933	1,001	1,067	1,132	1,195	1,255
170	0,362	0,389	0,407	0,426	0,442	0,455	0,466	0,474
176	0,074	0,074	0,073	0,073	0,073	0,073	0,073	0,073
	Коефіцієнти λ ₂ для визначення R _{осн}							
	4,274	4,709	5,144	5,582	6,020	6,460	6,901	7,344

Особливості методики розрахунку форми кілець з плазовими покриттями (кілець з додатково корегованою епюрою радіальних тисків) визначаються експериментальними даними, отриманими у ході дійсних досліджень. Вони полягають у наступному:

- зміни величини умовного модуля пружності по периметру враховуються значенням коефіцієнта A з рівняння (2), який дорівнює $-0,10$. Це дозволяє забезпечити задану епюру радіальних тисків і компенсувати нерівномірність C з рівняння (3);

- абсолютна величина коефіцієнту залишкової деформації C повинна визначатися дослідним шляхом (таблиця 1) в процесі конкретного виробництва кілець в залежності від матеріалу і конструкції. При розрахунку форми заготовки C вводиться у розрахунок через рівняння (6);

- для розрахунку форми осьової лінії заготовки поршневого кільця по таблиці 2 необхідно за початковими даними розрахувати параметр K для визначення

відповідної колонки коефіцієнтів λ_1 і λ_2 . Модуль пружності E для розрахунку K встановлюють в процесі конкретного виробництва кілець в залежності від матеріалу і конструкції;

- відповідно до розрахованого параметру K в його колонці по коефіцієнтах λ_2 розраховуються значення основного радіусу заготовки $R_{осн}$, які в сумі з розрахованими по коефіцієнтах λ_1 прирощенням ΔR_i дають значення полярних координат осьової лінії заготовки через вказані в таблиці кутові інтервали. При розрахунку $R_{осн}$ і ΔR_i слід користуватися наступними формулами:

$$R_{осн} = r \left(1 + \frac{0,5\lambda_2}{1-C} 10^{-2} \right); \Delta R_i = \frac{\lambda_1 r}{1-C} 10^{-2}.$$

Зношення додатково корегованих поршневих кілець у двигуні

Результати стендових випробувань двигунів із серійними і дослідними верхніми компресійними поршневими кільцями приведені у таблиці 3.

Таблиця 3. Результати стендових випробувань поршневих кілець з корегованою епюрою

№	Покриття і наявність корекції епюри	Знос кільця, мм	Знос гільзи, мм
1	Серійні кільця, розраховані по звичайно корегованій епюрі, покриття - хром гальванічний	0,12	0,08
2	Дослідні кільця, розраховані по звичайно корегованій епюрі, покриття - молібден плазмовий	0,30	0,16
3	Дослідні кільця із додатково корегованою епюрою, покриття - молібден плазмовий	0,22	0,13
4	Дослідні кільця, розраховані по звичайно корегованій епюрі, покриття - молібден плазмовий + іонне азотування	0,16	0,11
5	Дослідні кільця із додатково корегованою епюрою, покриття - молібден плазмовий + іонне азотування	0,12	0,09

Результати випробувань показують, що сумарний знос сполучення "дослідне кільце з плазмовим покриттям - гільза циліндру", який характеризує довговічність циліндро-поршневої групи дизельного двигуна, зменшується при додатковій корекції епюри радіальних тисків на 22 - 24 % і досягає рівня зношування серійних кілець із хромовим покриттям, що дає можливість застосовувати плазмово напилені кільця у форсованих двигунах, не зменшуючи їх моторесурсу.

Висновки

Дослідженнями встановлено, що нанесення плазмових покриттів на поршневе кільце призводить до певних змін його епюри радіальних тисків, збільшення залишкових деформацій і зменшення умовного модуля пружності, тобто характеристик, які можуть визначати працездатність і довговічність кільця.

Розроблено метод урахування впливу нанесення плазмового покриття при розрахунку форми заготовки кільця, розраховано таблицю необхідних для розрахунку даних для виготовлення таких кілець в умовах підприємства - виготовлювача.

Випробуваннями двигунів показано, що використання розробленої додаткової корекції епюри поршневих кілець з плазмовими покриттями дозволяє зменшити сумарний знос сполучення "кільце - циліндр" у форсованих дизельних двигунах за раху-

нок рівномірного прилягання кільця до циліндру і довести знос до рівня зношування кілець з твердими гальванічними хромовими покриттями.

Список літератури:

1. Соколов О.Д., Маннапова О.В., Костржицький А.І. Властивості і застосування хромових покриттів, отриманих різними методами // Проблеми техніки. – 2005. - № 3. - С. 110 – 128.
2. Александров А. Ю., Спиринов Р. В. Износ и эксплуатационные характеристики высоконагруженных деталей с различными видами защиты рабочего слоя материала // Упрочняющие технологии и покрытия. - 2005. - № 2. - С. 2 - 5.
3. Горбань В. Ф., Капитанский В. М., Новиков П. Т., Протасов Г. А., Подсыпанин М. Л., Ракицкий А. Н., Трефилов В. И. Разработка и опробование особоизносостойких газотермических покрытий из малолегированных сплавов хрома в дизелестроении // Сб. научн. тр. ИПМ АН УССР: Конструкционные сплавы хрома. Технологія. - Киев: Наукова думка. - 1988. - С. 102 – 106.
4. Петров С. В., Коржик В. Н., Горбань В. Ф., Демидов В. Д., Новоселов А. В. Газотермические покрытия для упрочнения тяжело нагруженных деталей мощных дизелей // Упрочняющие технологии и покрытия. - 2005. - № 6. - С. 20 - 30.
5. Чернета О. Г. Влияние азотирования и лазерной обработки на формирование износостойкой структуры рабочей поверхности поршневых колец ДВС // Системні технології: Рег. міжвуз. зб. наук. пр. - Дніпропетровськ - 2001. – Вып. 4 (15). – С. 73 – 78.
6. Алехин С. А., Грицюк А. В., Краюшкин И. А., Овчаров Е. Н. Современные дизельные двигатели разработки КБ "Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению" // Двигатели внутреннего сгорания. - 2006. - № 1. - С. 4 - 8.
7. Грицюк А. В. Основы создания отечественного малолитражного дизельного двигателя // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. - № 2. С. 3 - 9.
8. Соколов О. Д. Оцінка зносостійкості та надійності хромових покриттів для розробки технології їх нанесення на деталі вузла тертя // Проблеми трибології (Problems of

Tribology). - 2003.- №2.- С. 130 – 135. 9. Маннапова О. В., Соколов О. Д., Олік А. П., Твердохліб В. І. Підвищення довговічності сполучення "кільце - поршень" електрофізичними видами обробки // *Аграрний вісник Причорномор'я. Технічні науки*. - 2007. - Вип. 40. - С. 144 - 154. 10. Гинцбург Б. Я. Теория поршневого кольца. - М.: Машиностроение, 1979. - 271 с. 11. Молдаванов В. П., Пикман А. Р., Авербух В. Х. Производство поршневых колец двигателей внутреннего сгорания. - М.: Машиностроение, 1980. - 199 с. 12. Молдаванов В. П., Соколов А. Д. Особенности фор-

мообразования поршневых колец с покрытиями, нанесенными плазменным напылением // *Двигателестроение*. - 1984. - № 2. - С. 33 – 36. 13. Соколов О. Д., Шофул І. І., Маннапова О. В. Вплив твердості покриттів на їх зносостійкість // *Проблеми техніки*. - 2005. - № 3. - с. 104 – 109. 14. Величкин И. Н., Шахназарян В. М., Чтчан Г. О., Айвазян Р. С., Оганесян Г. А., Соколов А. Д., Молдаванов В. П. Ускоренная оценка стойкости деталей дизелей против абразивного износа // *Тракторы и сельхозмашины*. - 1981. - № 10. - С. 5 – 7.

УДК 621.43

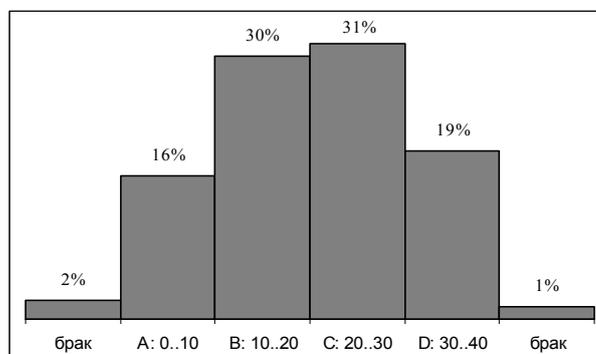
Е.К. Гордиенко, асп., А.В. Белозуб, канд. техн. наук

ПОВЫШЕНИЕ ТОЧНОСТИ МЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ ТОНКОСТЕННЫХ ПОРШНЕЙ ДВС

Введение

Для заказчика, одним из основных требований, предъявляемых к поршню, является диаметр цилиндрической поверхности поршня – D_s . Этот размер является определяющим при сборке двигателя. Традиционно общий (суммарный) допуск δ для поршней автомобильных двигателей составляет 40...50 мкм – 8-й квалитет – и разбит на 4...5 групп с допуском внутри группы по 10 мкм – 4-й квалитет. Требования, предъявляемые заказчиком к размерным группам различны для вторичного рынка и для сборочных предприятий. Так, если при работе на вторичный рынок заказчик предпочитает последние группы для номинального размера и первые для ремонтных, то для сборки необходим поршень, как правило, 2-х средних групп.

С существующем в ОАО «АВТРАМАТ» оборудовании и технологиями проблематично производить поршень заказанных групп для сборочных предприятий без «отходов» из поршней, не заказанных групп, что приводит к дополнительным издержкам производства, связанным с окончательным браком и накоплением поршней неходовых групп и реализацией их случайным заказчикам. В качестве примера приведена статистика (рис.1) по поршню 21128-1004015H, которая показывает, что при заказе поршня групп «В» и «С» в равных количествах из изготовленных по имеющейся технологии поршней, прямому заказчику отправляется 61%, еще 35% ждут реализации и 3% – в переплав.



**Рис. 1. Рассеяние диамет-
рального размера поршня ВАЗ
21128-1004015H**

В связи с вышеизложенным, предприятие имеет интерес к поиску резервов по точности обработки, связанных с пересмотром технологического процесса, выявлением причин и закономерностей, влияющих на отклонения диаметра внутри суммарного допуска и допуска внутри группы.

Комплексный анализ существующего техно- логического процесса

Комплексный анализ существующего технологического процесса представляет собой поиск возможных решений по повышению точности готового изделия. Некоторые аспекты были рассмотрены в [1] и [2].

Конечная цель данного анализа - определение факторов, увеличивающих несистематическую составляющую суммарной погрешности.

Уменьшение несистематической составляющей суммарной погрешности - прямой путь к повышению точности, так как систематическая составляющая

сводится к нулю обычной подналадкой.

Ниже приведены возможные причины накопления несистематической составляющей суммарной погрешности:

1. Неоднородность материала, остаточные напряжения в теле отливки и в поверхностном слое. Термической обработке подвергается отливка, а не поршень после черновой токарной операции.

2. Операция расточки базовой поверхности: получение поверхности за одно врезание продольного суппорта. Используемое на заводе на данной операции оборудование позволяет получить базовую поверхность только таким способом. Как результат, при неправильной установке резца, даже с отклонением на малый угол α , не все точки базовой поверхности будут лежать в одной плоскости (рис.2). Это может повлиять на деформацию юбки при закреплении на последующей операции.

3. Порядок переходов чистовой копирной операции не благоприятствует постоянству формы заготовки: сложная трёхмерная поверхность поршня должна обрабатываться в последнюю очередь. Порядок переходов: получистовая обработка цилиндрической поверхности без учета формы профиля поршня, чистовая обработка цилиндрической поверхности (2 прохода по копиру), прорезка канавок поршневых колец, подрезка юбки. Недостатком такой последовательности переходов является то, что перед прорезкой канавок поршневых колец используется дополнительное усилие зажима, при этом деталь деформируется сильнее, а по мере формирования канавок ещё и уменьшается её жесткость.

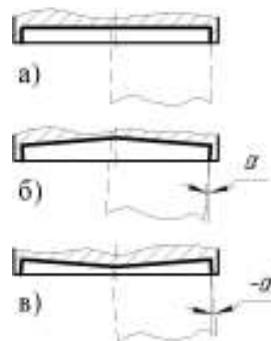


Рис. 2. Получение базовой поверхности

*а) идеальный вариант
б, в) варианты с установкой резца с отклонением от номинального угла*

4. Для прижима поршня к базовому кольцу на копирной операции используется цилиндрический палец, контактирующий с бобышкой по линии, в отличие, от сферического пальца, контактирующего в точке (рис. 3). Данный факт способствует значительной деформации заготовки, которая перенесётся на готовое изделие. Отсутствует однозначное ориентирование пальца по упору, что увеличивает несистематическую составляющую суммарной погрешности.

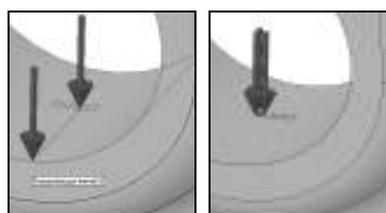


Рис. 3. Визуализация контактной поверхности

Технологические решения, которые необходимо принять по снижению несистематической составляющей суммарной погрешности и повышению точности готового изделия:

1. Термическая обработка поршня производится сразу после черновой токарной операции,¹³³ обеспечивает снятие остаточных напряжений в по-

верхностном слое и соответствие прочности, заложенной в чертеже.

2. Расточка базовой поверхности производится тем же методом, что и раньше. Однако на копирной операции геометрия базового кольца подбирается исходя из соображений минимальной деформации заготовки.

3. Порядок переходов чистовой копирной операции изменен: черновая обработка цилиндрической поверхности с учётом профиля поршня (изменение глубины резания по высоте поршня), прорезка канавок поршневых колец, подрезка юбки, чистовая обработка цилиндрической поверхности (1 проход, 2 прохода по необходимости).

4. Прижим пальца к базовому кольцу осуществлён сферическим пальцем, причем точки контакта расположены таким образом, чтобы деформации заготовки сводились к минимуму.

Для анализа деформаций, необходимого по п.п. 2,4, проведен численный эксперимент.

Численный эксперимент по минимизации деформаций от закрепления

Цель численного эксперимента - поиск минимальных и симметричных деформаций среди возможных случаев закрепления. Подобный анализ уже проводился в [3].

Расчет поршня произведен с одной конечно-элементной сетки. В силу его симметричности относительно плоскости отсечения, в качестве расчетной модели используется его половинка.

Считается, что поршень контактирует с базовым кольцом по концентрическим окружностям, указанным на рис. 4.

Поверхность, заключенная между этими линиями, не опирается на базовое кольцо, т.е. рассматривается худший вариант – перемещение точки, в 134 юй измеряется прогиб (рис. 5), ограничено только жесткостью бобышки.

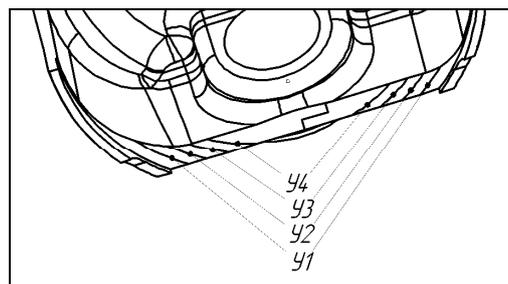


Рис. 4. Обозначение упоров

Замер перемещений производится в шести точках (т.1, т.2 ..т.6) так, как показано на рис. 5.

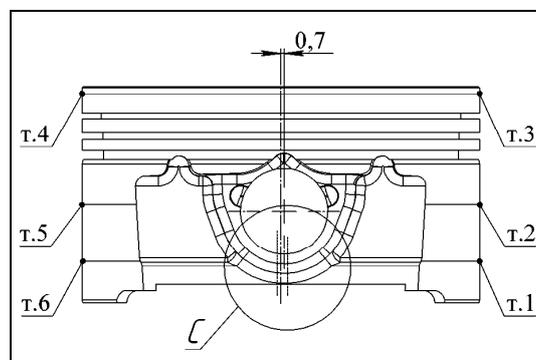


Рис. 5.

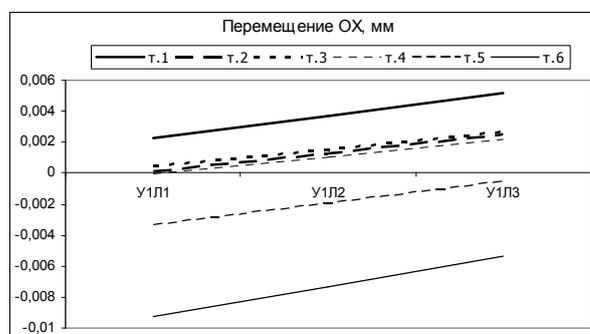


Рис. 6

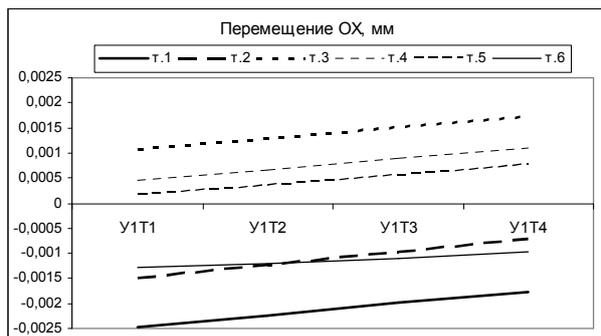


Рис. 7

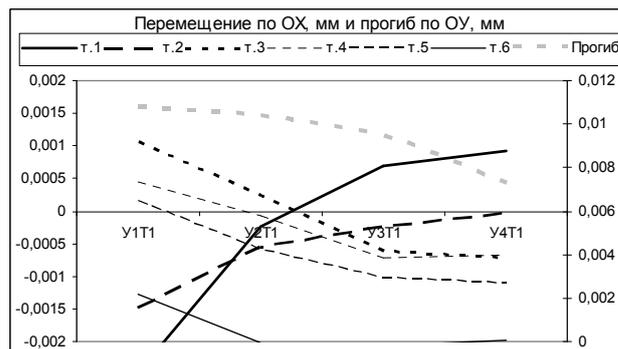


Рис. 8

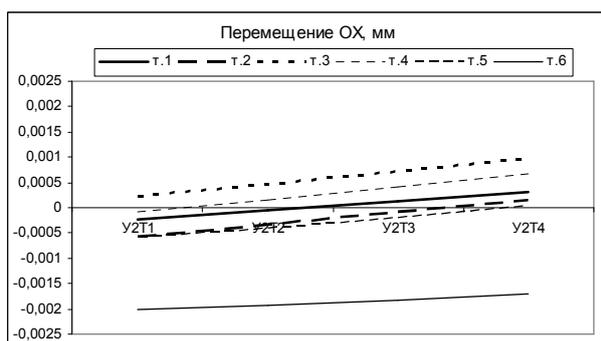


Рис. 9

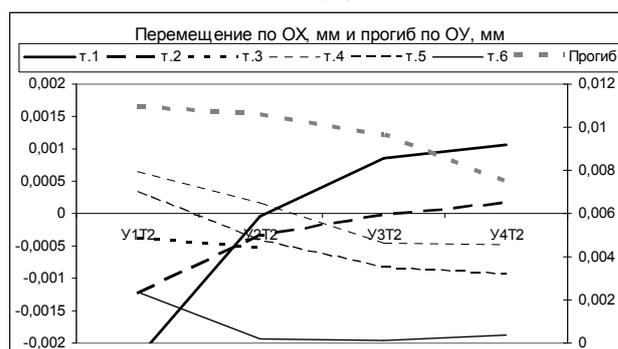


Рис. 10

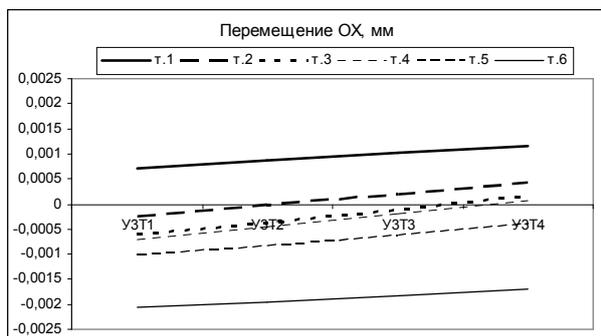


Рис. 11

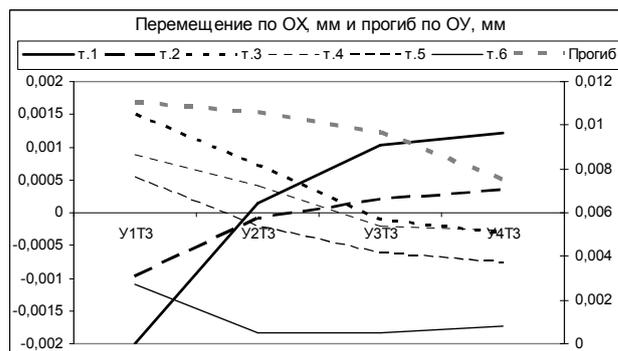


Рис. 12

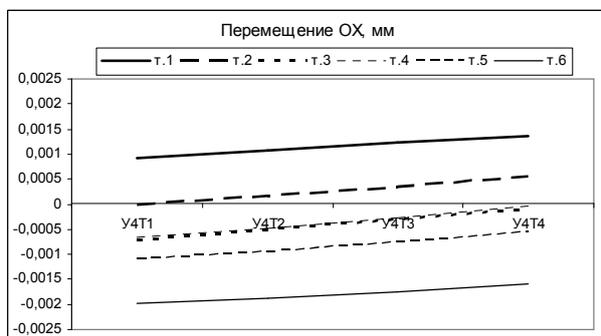


Рис. 13

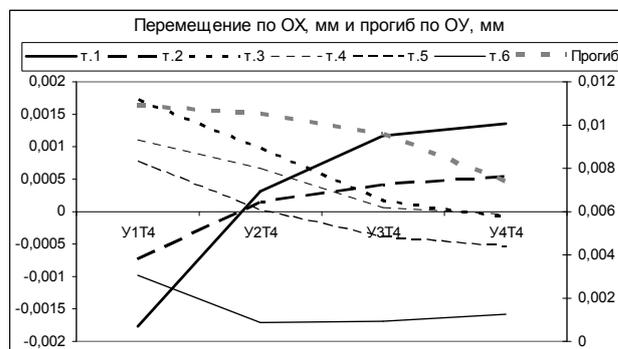


Рис. 14

Для поиска минимальных и симметричных деформаций рассматриваются следующие варианты возможных сочетаний контактов цилиндрического, сферического пальцев (рис. 5), базового кольца с поршнем (рис. 4):

– У1Л1, У1Л2, У1Л3, У1Т2, У2Т2, У3Т2, У4Т2 (контакт по Л1 соответствующей Т2, Л2-Т3, Л3-Т4 на упоре У1, и в точке Т2 на различных упорах У1, У2, У3, У4).

–

– У1Т1, У1Т2 ..., У2Т1, У2Т2 .. У4Т4 (рассматриваются все возможные варианты контакта пальца в заданных точках на предусмотренных упорах). 135

Где У-упор, Л-контакт происходит по линии, Т-контакт происходит в точке.

Анализ результатов численного эксперимента

В случае, когда палец контактирует с поршнем по линии, наблюдаются значительные деформации в области юбки поршня в контролируемых точках 1 и 6 (рис. 6), в отличие от аналогичного случая с контактом в точке (рис. 7). Поэтому дальнейшие расчеты производились для случая со сферическим пальцем.

Прогиб базовой поверхности практически не зависит от точки приложения силы внутри бобышки, его величина тем больше, чем больше диаметр упорной поверхности базового кольца (рис. 8,10,12,14).

Положение точки приложения силы внутри бобышки (по центру холодильника) не оказывает значительного влияния на деформацию, как юбки, так и поршня в целом (рис. 7,9,11,13).

Наилучшим закреплением является прижим с опорой поршня на У3 (рис. 10) и У4 (рис. 12). Перемещения противоположных точек имеют близкие по модулю значения и противоположные знаки, что говорит о симметричности деформации.

Упор У1 является более благоприятным для восприятия поперечного усилия при врезании канавок поршневых колец, но в то же время, У4 соответствует минимальному прогибу базовой поверхности, поэтому опирание целесообразно производить не на торец цилиндра, а на «островок» заключенный между двумя концентрическими окружностями У3 и У4.

Заключение

После введения изменений, отраженных в п.п. 1,3 и 4 в технологический процесс механической обработки поршня 21128-1004015Н удалось значительно повысить точность обработки:

– Рассеяние диаметрального размера уменьшилось в два раза. Достигнута точность получения размера в пределах двух размерных групп, которая составляет 90% против 61% до модернизации.

136 – Окончательный брак по диаметру поршня отсутствует

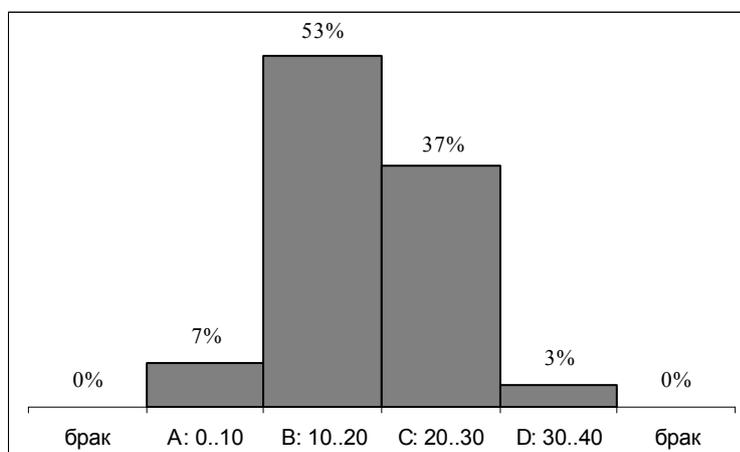


Рис. 15. Рассеяние диаметрального размера поршня ВАЗ 21128-1004015Н после введения изменений в технологический процесс механической обработки

Приведенная статистика не отражает изменение п. 2 по совершенствованию технологического процесса. То есть имеется резерв для дальнейшего повышения точности. Следующим этапом развития технологий планируется провести работу по снижению инерционности копирного приспособления.

Список литературы:

1. Белозуб А.В., Солоха О.А., Щербина А.Г., Стрибуль А.С., Гусев Ю.А. К вопросу о финишных операциях при обработке поршня// *Авиационно-космическая техника и технология: Сб. науч. тр.*– Харьков: ХАИ, 2003.–Вып. 40., С.146-149.
2. Сапич Н.Л., Белозуб А.В., Стрибуль А.С. Учет технологических факторов, влияющих на точность получения внешней поверхности юбки поршня и оценка возможности снижения брака в производстве// *Двигатели внутреннего сгорания.*-2005.-№2.-С.70-73.
3. Гордиенко Е.К., Стрибуль А.С., Белозуб А.В. Определенные параметры закрепления поршня ДВС в станочном приспособлении для его последующей механической обработки// *Двигатели внутреннего сгорания.* – 2007. - №2. – С.51-55.

*Е.Д. Тартаковський, д-р техн. наук, А.П. Фалендиш, д-р техн. наук,
А.Ф. Агулов, канд. техн. наук, Д.А. Іванченко., асп., Є.В. Бондаренко, асп.*

ВИКОРИСТАННЯ НА ТЕПЛОВОЗАХ ЕЛЕКТРОННИХ РЕГУЛЯТОРІВ ДИЗЕЛІВ

Постановка проблеми

Особливістю тягового рухомого складу є значне споживання енергоресурсів, а саме світлого рідкого палива. В загальній структурі експлуатаційних витрат локомотивного господарства по даним Укрзалізниці доля паливно-мастильних матеріалів складає близько 33 %. Тому підвищення техніко-економічних показників залізниць шляхом вдосконалення тягового рухомого складу та його складових як технічної системи, що забезпечить зниження витрат на закупівлю палива для потреб залізничного транспорту є актуальною задачею.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Для реалізації програми по зниженню експлуатаційної витрати палива проводяться науково-дослідні та практичні роботи. Основні напрямки цих робіт: розробка та впровадження технічних засобів, які впливають на значення середньоексплуатаційної витрати палива шляхом зниження її питомої витрати (g_e); використання заходів, які забезпечують покращення організації планування, нормування та обліку витрат палива, а також контроль відповідності дійсної витрати палива та прийнятих норм. До технічних засобів, які реалізують перший напрямок, відносяться електронні регулятори частоти обертання колінчатого валу і потужності тепловозних дизель-генераторних установок [1].

Техніко-економічні показники та надійність енерго-силової установки в значній мірі визначаються якістю функціонування регуляторів частоти обертання і потужності та їх систем управління, яке в свою чергу залежить від правильності їх обслуговування, регулювання, настроювання та ін. [2].

Експлуатаційні випробування підтвердили, що підвищення плавності регулювання частоти обертання дизель-генератора до визначеного моменту дозволяє покращити якість роботи дизель-генератора на вказаних перехідних режимах практично без погіршення тягових властивостей тепловоза [2].

Таким чином, завдання раціональних режимів роботи дизель-генераторів з точки зору оптимізації к. п. д. всього енергетичного ланцюга тепловоза, забезпечення економічно вигідних рівнів потужності дизелів на перехідних режимах є найважливішим способом підвищення експлуатаційної економічності тепловозів. Одним із головних напрямків у вирішенні цієї задачі є подальше покращення статичних та динамічних характеристик системи автоматичного регулювання (САР) частоти обертання і потужності тепловозних дизель-генераторів; раціональне узгодження характеристик регуляторів частоти обертання і потужності та їх систем управління як з характеристиками дизелів та агрегатів наддуву, так і з характеристиками електричної передачі тепловоза; створення оптимальної системи управління всім енергетичним ланцюгом тепловоза [2].

Формулювання цілей статті

В даній статті необхідно зробити аналіз доцільності використання регуляторів різних типів на вантажних тепловозах.

Виклад основного матеріалу

На локомотивах і дизель-поїздах для регулювання частоти обертання валів дизеля використовуються різноманітні САРЧ, що розрізняються по типу регулятора частоти обертання, принципу побудови і

т.п. Значна частина вантажних перевезень на залізницях України виконується тепловозами серії 2ТЕ116. Дизелі Д49, що застосовуються на цих тепловозах, обладнані базовими регуляторами частоти обертання колінчатого вала типу 4-7РС-2, який автоматично підтримує заданий режим роботи дизеля.

В останні роки все більше застосовуються пристрої регулювання, побудовані на базі мікропроцесорної техніки. Так система Pegasos, німецької фірми Heinzmann представляє собою комплектну «Систему модернізації» для локомотивів, яка дозволяє замінити існуючі системи керування (наприклад, гідравлічні регулятори) сучасними цифровими системами керування. Крім керування частотою обертання система керування локомотивами Pegasos виконує наступні функції:

а) налагодження стартової подачі палива.

При завданні стартової подачі палива, надається вибір між мінімальним і максимальним значеннями подачі палива. Більш того, забезпечується перемінна стартова подача палива, дякуючи чому подача палива при запуску двигуна збільшується автоматично.

б) темп змінення частоти обертання.

Якщо частота обертання повинна змінюватися вслід за задаючим пристроєм з деякою затримкою, в регуляторі передбачена функція темпу змінення частоти обертання, яка, в залежності від вимог, може програмуватися як окремо для збільшення і зменшення частоти обертання, так і для визначених діапазонів частоти обертання.

в) фіксоване обмеження палива.

Для позицій зупинки і максимальної подачі палива можуть забезпечуватися «електронні пастки». Це забезпечить захист виконавчого органу регулятора від впливу вхідних обмежувачів паливного насоса та ін.

г) обмеження подачі палива у залежності від частоти обертання.

Для всережимних регуляторів, по бажанню замовника, забезпечується програмування обмежувальних кривих у залежності від частоти обертання. Таким чином, для будь якої частоти обертання обертаючий момент може бути приведений до призначення, допустимому для двигуна або який потребує замовник.

д) обмеження подачі палива у залежності від тиску наддува.

Для двигунів з турбонадувом подача палива може бути зменшена, щоб забезпечити бездимну працю у випадку відсутності тиску наддува (наприклад, запуск або змінення навантаження). У відповідності з цим програмуються відповідні обмежувальні криві.

е) дворегимний регулятор.

Для керування дизель-електричними локомотивами регулятор може працювати у режимі дворегимного регулятора. З цією метою, можна запрограмувати проміжну фіксовану частоту обертання, наприклад, для стаціонарного режиму праці (генератор у відборі потужності і ін.). Якщо необхідна робота регулятора з зоною пропорційного регулювання (далі ЗПР), то можна передбачити вимикач ЗПР, наприклад, переміщення без ЗПР, а робота у стаціонарному режимі з ЗПР.

ж) температурна залежність частоти обертання холостого ходу.

При низьких температурах двигун може працювати на збільшеній частоті обертання холостого ходу. Зі збільшенням температури двигуна частота обертання холостого ходу знижується до нормальної величини.

з) контроль тиску масла.

Для контролю тиску масла можуть бути запрограмовані дві обмежувальні криві залежності тиску масла від частоти обертання двигуна. При низькому тиску масла видається сигнал тривоги, а при подальшому пониженні тиску масла двигун буде зупинено.

і) система регулювання навантаження.

Для дизель-електричних локомотивів може бути використана система регулювання навантаження, за допомогою якої вихідна потужність генератора регулюється у залежності від частоти обертання і навантаження.

к) захист від буксування.

Для локомотивів може бути забезпечений захист від буксування, однак для цього потребується сигнал від зовнішнього датчика.

л) допоміжні пристрої.

Електронний регулятор типу СУДМ-01 був розроблений і виготовлений Харківським наукововиробничим підприємством «ГОР» (НПП «ГОР») при участі казенного підприємства «Харківське конструкторське бюро по двигунобудуванню» (КП ХКБД) і кафедри ЕРПС Української державної академії залізничного транспорту по технічному завданню, яке узгоджене з Головним управлінням локомотивного господарства «Укрзалізниця». Він призначений для установки на тепловозні дизель-генератори типу 1А-9ДГ, 2А-9ДГ, ПДГ1М і інші з дизелями типу Д49, дизель-генератори уніфікованого ряду потужності Д80, а також дизель-генератори 10Д100 взамін штатних гідромеханічних регуляторів.

Для перевірки виконання закладених функцій та підтвердження відповідності функціональних характеристик вимогам технічної документації та працездатності ЕР були організовані порівняльні реостатні та експлуатаційні випробування. Порядок проведення випробувань встановлювався розробленою кафедрою ЕРПС програмою-методикою, в якій також зазначені характеристики, що визначаються. Випробування проводились в три етапи. На першому етапі випробування проводились в експлуатації на тепловозі з ЕР. На другому етапі замінили ЕР на штатний та виконали настроювання та реостатні випробування. Після цього тепловоз був направлений в експлуатацію для проведення експлуатаційних випробувань. На третьому етапі знову був замінений

штатний регулятор на ЕР, виконані настроювання та реостатні випробування і тепловоз був направлений в експлуатацію для проведення експлуатаційних випробувань. Після проведення випробувань тепловоз із ЕР продовжує експлуатуватись.

Дані по результатам настроювання основних його характеристик по етапам наведені на рисунку 1.

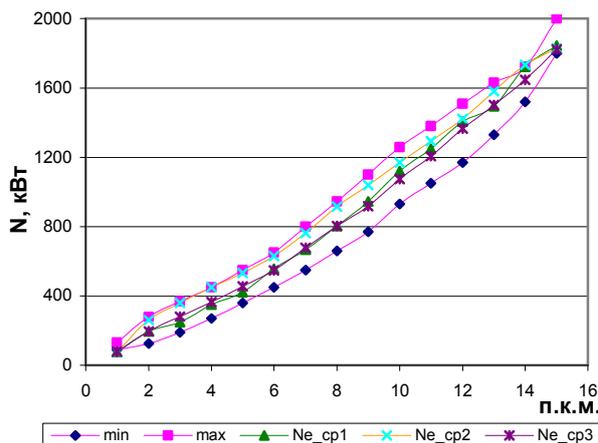


Рис. 1. Розподіл потужності по позиціям контролера машиніста при проведенні реостатних випробувань

Динаміка зміни питомої витрати палива від часу проведення випробувань приведена на рисунках 2-3.

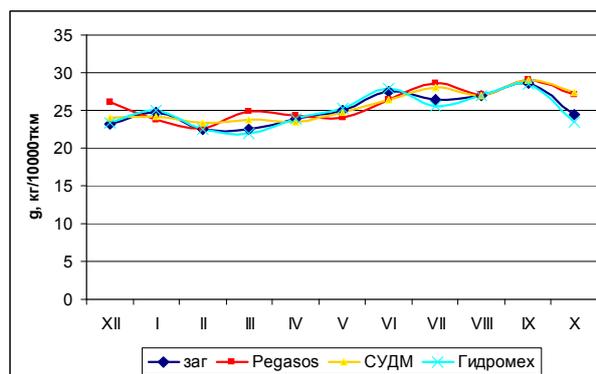


Рис. 2. Залежність витрати палива на одиницю роботи від часу

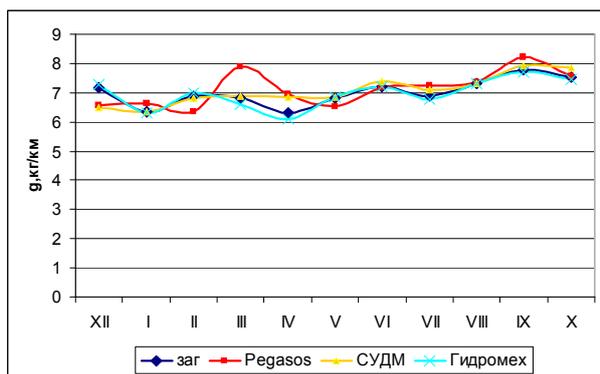


Рис. 3. Залежність витрати палива на одиницю пробігу від часу

Статистичний аналіз даних про витрату палива на одиницю роботи показав наступні значення:

- для ЕР Pegasos – середнє значення 25,9 кг/10⁴ ткм, середньоквадратичне відхилення 3,36, міра відхилення розподілу до лог-нормального закону 0,2 за критерієм Романовського;

- для ЕР СУДМ – середнє значення 25,87 кг/10⁴ ткм, середньоквадратичне відхилення 2,19, міра відхилення розподілу до лог-нормального закону 1,4 за критерієм Романовського.

Результати, що виходять з аналізу характеру зміни питомої витрати палива ще раз підтверджують висновки отримані при проведенні стендових випробувань електронних регуляторів. Отримана економія витрати палива не є вичерпаною. Це пояснюється тим, що економія експлуатаційної витрати палива забезпечується при відповідній настройці мікропроцесорного регулятора під відповідний тип дизеля. Це потребує додаткової дослідної роботи по виявленню зон найбільшої економічності в залежності від різних вхідних параметрів та визначення апроксимуючих залежностей, які використовуються в алгоритмах управління. Також слід сказати, що збільшення експлуатаційної витрати палива модернізованими теп-

ловозами в наступних періодах може бути обумовлено рядом чинників, в т.ч. погіршенням технічного стану локомотиву в цілому, що не дозволяє реалізувати повною мірою переваги ЕР.

Висновки:

1. Результати реостатних випробувань підтвердили, заявлені виробниками, більш високі динамічні та статичні характеристики ЕР у порівнянні зі штатними гідромеханічними регуляторами тепловозів 2ТЕ116.

2. Експлуатаційні випробування підтвердили функціональну працездатність ЕР в реальних умовах експлуатації, більш того аналіз динаміки зміни питомої витрати палива вказує на отримання економії палива.

3. Підтверджена необхідність проведення науково-дослідної роботи по забезпеченню раціонального використання електронних регуляторів дизелів для тепловозів залізниць України.

Список літератури:

1. Альохін С.О., Басов О.В., Носков В.І., Яровой Г.І., Тартаковський Е.Д. Електронна керуюча система дизель-агрегатів дизель-поїзда ДЕЛ-01 // Зб. наук. праць. – Харків. – УкрДАЗТ, 2004. – Вип. 64. – С. 24-31. 2. Регулирование частоты вращения и мощности дизель-генераторов тепловозов / Б.Н. Струнге, П.М. Канило, И.М. Невелев, В.А. Рузов. – М.: Транспорт, 1976. – 112с. 3. Богаєвський О.Б., Агулов А.Ф., Басов О.В., Дубровський В.З., Залозних В.А. Випробування електронно-керуючої системи тепловозного дизель-генератора на моторному стенді // Міжвуз. зб. наук. праць / ХарДАЗТ, 2001. – Вип. 46. – С. 84-88. 4. Тартаковський Е.Д., Богаєвський О.Б., Агулов А.Ф. Поліпшення ефективності тепловозної дизельної установки за рахунок застосування мікроконтролера частоти обертання і потужності // Зб. наук. праць. - Харків. – УкрДАЗТ, 2006. – Вип. 76. – С. 22-28.

КОРРЕКЦИЯ НЕРАВНОМЕРНОСТИ ВПРЫСКИВАНИЯ БЕНЗИНА В ПРОЦЕССЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Характеристика проблемы

Широкое распространение на автомобильном транспорте получили двигатели с микропроцессорными системами управления (МПСУ) и распределенным впрыскиванием бензина. Точное дозирование и мелкое распыливание бензина обеспечивают электромагнитные клапанные форсунки, являющиеся конечными узлами в этих системах.

При подборе форсунок для конкретного двигателя учитывают их основные характеристики: статическую производительность; динамический диапазон работы; минимальную цикловую подачу топлива; время открытия и время закрытия клапана форсунки; угол конуса распыливания и дальнобойность топливного факела; мелкость распыливания и распределение топлива в факеле.

В процессе эксплуатации состояние двигателя, датчиков и исполнительных устройств не остается неизменным и, соответственно, первоначально выбранные оптимальные значения управляющих воздействий не остаются таковыми или просто не воспроизводятся. Изменяются и характеристики форсунок в результате образования отложений в проточной части и распыливающих отверстиях. В разомкнутых программных системах управления нет возможности точно отслеживать эти изменения.

Отложения являются результатом воздействия высокой температуры на топливо. Наиболее интенсивно они накапливаются сразу после остановки двигателя. Температура корпуса форсунки возрастает за счет нагрева от горячего двигателя, а охлаждающее действие потока бензина отсутствует. В рабочей зоне форсунки происходит испарение легких фракций бензина. Постепенно накапливаются тяже-

лые фракции, образуя лаковые отложения, которые превращаются в нерастворимую в бензине пленку, уменьшающую сечение распыливающих отверстий форсунки. Этот необратимый процесс получил название карбонизации.

Кроме того, входной фильтр и проточная часть форсунки загрязняются мелкими механическими примесями, содержащимися в топливе. Поэтому загрязненные форсунки периодически подвергают очистке. Периодичность очистки форсунок зависит от качества бензина и условий эксплуатации. В Украине рекомендуют чистить форсунки через 10 – 15 тыс. км пробега.

Перечисленные выше неисправности являются наиболее распространенными, поэтому на их устранение было направлено основное внимание исследователей и разработчиков. Разработаны и успешно применяются различные моющие жидкости и установки, предназначенные для очистки форсунок. Но не всегда удается полностью очистить форсунки от механических примесей и лаковых отложений, поэтому нет гарантии, что после каждой очистки характеристики форсунки восстанавливаются до уровня исходных. В результате перечисленных негативных процессов нарушается нормальное функционирование двигателя, ухудшается экономичность, повышается токсичность отработавших газов.

Производительность форсунок после очистки проверяют путем статической проливки. Неравномерность подачи топлива не должна превышать 3 – 5 %. Форсунки, не укладывающиеся в указанный диапазон, отбраковывают. Однако часты случаи, когда очищенные и укладывающиеся в трех процентный диапазон (по результатам статической проливки)

форсунки, не обеспечивают устойчивую работу двигателя на режимах холостого хода и малых нагрузок. Причина – неравномерность срабатывания клапанов в комплекте форсунок, установленных на двигателе.

Очевидно, что изменение характеристик форсунок приводит к увеличению затрат на эксплуатацию автомобиля в результате ухудшения экономичности двигателя между очистками форсунок, затрат на проведение профилактических работ и, зачастую, на замену работоспособных форсунок.

Обзор публикаций и анализ нерешённых проблем

Наиболее полно процессы впрыскивания бензина под управлением микропроцессоров и влияние на них различных факторов рассмотрены в работах [1, 2, 3]. Величина цикловой подачи топлива реальной форсунки равна

$$G_{мц} = \int_0^{\tau_{отп}} \mu f \cdot \sqrt{2\rho_m \cdot (P_a - P_s)} \cdot dt, \quad (1)$$

где $\tau_{отп}$ - продолжительность открытого состояния клапана форсунки (продолжительность впрыскивания), μf – эффективное проходное сечение распылителя форсунки, ρ_m – плотность топлива, P_a – давление топлива в аккумуляторе, P_s – давление воздуха во впускном коллекторе.

Для сохранения расходных характеристик форсунок при различных режимах работы двигателя в условиях эксплуатации, подача топлива ведется при постоянном перепаде $\Delta P_m = P_a - P_s$ между давлением топлива и давлением во впускном трубопроводе после дроссельной заслонки. Для этого в топливной системе установлен стабилизатор перепада давления, редукционный клапан которого с мембранным приводом нагружен пружиной, причем полость над мембраной соединяется с полостью задрросельного пространства.

В основу алгоритма управления форсунками положен принцип базовой и корректирующей матриц с использованием упрощенной зависимости определения цикловой подачи

$$G_{мц} = \mu f_{cp} \cdot \sqrt{2\rho_m \cdot \Delta P_m} \cdot \tau_y, \quad (2)$$

Длительность управляющего импульса

$$\tau_y = \tau_{\sigma} \cdot K_{тоо} \cdot K_{yc} \cdot K_{\lambda} + \Delta\tau_{аб}, \quad (3)$$

где: $K_{тоо}$, K_{yc} , K_{λ} – коэффициенты, учитывающие температуру охлаждающей жидкости, ускорение при холодном двигателе и состав отработавших газов соответственно; τ_{σ} – время, определяемое из базовой матрицы; $\Delta\tau_{аб}$ – промежуток времени, учитывающий изменение напряжения аккумуляторной батареи.

Для калибровки базовой матрицы используют зависимость $\tau_{\sigma} = f(n, M_{кр})$ как функцию частоты вращения коленчатого вала и нагрузки, которую определяют по одному из параметров: углу поворота дроссельной заслонки; массовому расходу воздуха; разрежению во впускном коллекторе.

В уравнении (2) μf_{cp} , ρ_m и ΔP_m – величины постоянные, поэтому управляют топливоподачей, изменяя продолжительность электрического управляющего импульса τ_y , подаваемого на обмотку электромагнита форсунки.

Отличия в формулах (1) и (2), вызывающие погрешность в управляющем воздействии, заключаются в следующем.

Во-первых, в уравнении (2) принято постоянное среднее эффективное проходное сечение распылителя форсунки, которое отличается от реального, изменяющегося при подъеме и посадке клапана.

Во-вторых, продолжительность открытого состояния клапана форсунки $\tau_{отп}$ отличается от продолжительности электрического управляющего импульса τ_y , подаваемого на обмотку электромагнита

форсунки, на величину запаздывания перелета клапана при подъеме и посадке

$$\tau_{впр} = \tau_y - \tau_1 + \tau_2, \quad (3)$$

где τ_1 – время запаздывания перелета клапана при подъеме, τ_2 – время запаздывания перелета клапана при посадке.

Несмотря на наличие методических погрешностей, вносимых использованием формулы (2), она используется практически во всех алгоритмах управления впрыскиванием бензина, так как позволяет упростить процесс управления и снизить стоимость аппаратных средств. Кроме того, при всем многообразии схемных и конструктивных решений систем управления, есть возможность выбора форсунок для каждого конкретного двигателя. Фирмы выпускают семейства форсунок с различными статическими расходами, что позволяет обеспечить работу двигателей с разными рабочими объемами цилиндров. Статическая производительность q_0 характеризуется количеством топлива, проходящего через форсунку в единицу времени при заданном давлении и полностью открытом клапане форсунки. Выбирают форсунки по статической производительности

$$q_0 = \frac{G_{мц}}{\tau_{впр}}, \quad (4)$$

где $G_{мц}$ - цикловая подача бензина на номинальной мощности, $\tau_{впр}$ - продолжительность впрыскивания на этом режиме.

Учет изменения состояния двигателя и его систем в процессе работы позволил бы сохранить высокое качество управления в процессе эксплуатации автомобиля. Трудность создания самонастраивающихся систем в первую очередь связана со сложностью получения необходимой информации на борту автомобиля. Тем не менее, элементы коррекции все чаще используются в МПСУ. В работе [4] сообщается о внедрении в современные МПСУ метода инди-

видуального управления циклами отдельных цилиндров.

Цель и задачи исследования

Целью данного исследования является разработка модели, позволяющей периодически корректировать неравномерность впрыскивания бензина, обусловленную изменением характеристик форсунок в процессе эксплуатации двигателя.

Задачи исследования:

- экспериментальное определение пределов отклонения и степени неравномерности впрыскивания бензина в процессе эксплуатации автомобильного двигателя;
- разработка метода определения динамических характеристик электромагнитных форсунок;
- разработка модели и способа периодической коррекции неравномерности впрыскивания бензина.

Решение задачи

Процессы в электромагнитных клапанных форсунках моделировали на специальной установке, собранной из серийных компонентов систем распределенного впрыскивания различных автомобилей. Управляющие сигналы на электромагниты форсунок подавали от источника постоянного тока и от генератора прямоугольных импульсов с изменением частоты и длительности. С помощью компьютерной системы записывали: форму управляющего сигнала, силу тока в обмотке форсунки, а с помощью оптоэлектронных датчиков – движение топливной струи на выходе из распылителя, перемещение клапана форсунки. Для этого специально были выбраны форсунки фирмы Бош со штифтовыми распылителями от автомобиля Ford Siera, позволяющие записать непосредственно движение штифта, выступающего на торце распылителя, то есть перемещение клапана. Для испытаний выбрали два комплекта форсунок: комплект №1 форсунок автомобиля Ford Siera (ката-

ложный номер 0 208 150 743; пробег более 240 тыс. км) и комплект №2 новых форсунок автомобиля DEWOO Sens.

На рис. 1 представлены диаграммы процессов в электромагнитной клапанной форсунке из комплекта №1. Видно, что время запаздывания при подъёме клапана больше, чем при посадке. Наличие составляющих ($\tau_1=1,32\dots1,55$ мс и $\tau_2=0,55\dots0,89$ мс) приводит к нелинейности характеристики топливоподачи. Нарушение линейности характеристики в значительной мере связано с влиянием переходных процессов открытия и закрытия форсунки. Помимо процессов в самой катушке электромагнита и массы подвижного элемента на эти процессы влияет сила пружины клапана. Увеличение затяжки пружины повышает время открытия форсунки и снижает время ее закрытия. Кроме технологического разброса при изготовлении форсунок в процессе эксплуатации происходит усадка пружин форсунок, износ деталей в местах контакта с пружинами, увеличивается разница во временных интервалах τ_1 и τ_2 в комплекте форсунок. Поэтому представляет интерес, какие значения времени запаздывания τ_1 и τ_2 в комплекте форсунок, находящихся длительное время в эксплуатации. Испытания проводили на установке, описанной выше, с комплектом форсунок №1. Диаграммы движения топливных струй приведены на рис. 2, а численные значения – в таблице 1. Там же дана разность $\Delta\tau_k$ для каждой форсунки. Анализ диаграмм перемещение клапана форсунки (рис.1) и сигнала датчика движения топливной струи (рис. 2) показывает, что продолжительность открытого состояния клапана, определяемая между моментами отрыва клапана от седла и его посадкой, не соответствует продолжительности впрыскивания топлива, определяемой между моментом выхода топливной струи из распылителя и её прекращением. Струя запаздывает в среднем на $0,2\dots0,3$ мс.

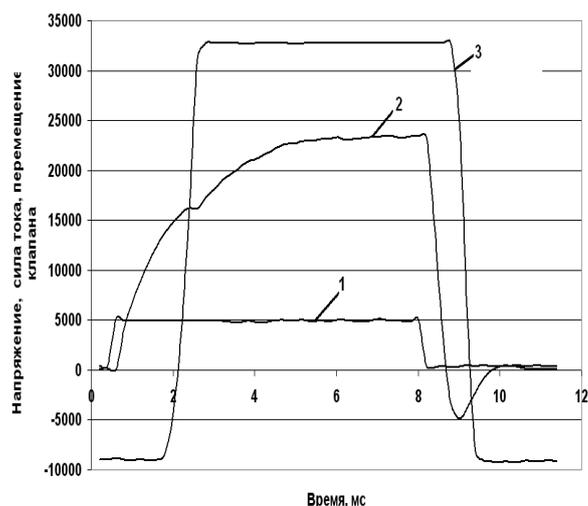


Рис. 1. Процессы в электромагнитной клапанной форсунке:

1 – форма управляющего сигнала, 2 – сила тока в обмотке форсунки, 3 – перемещение клапана

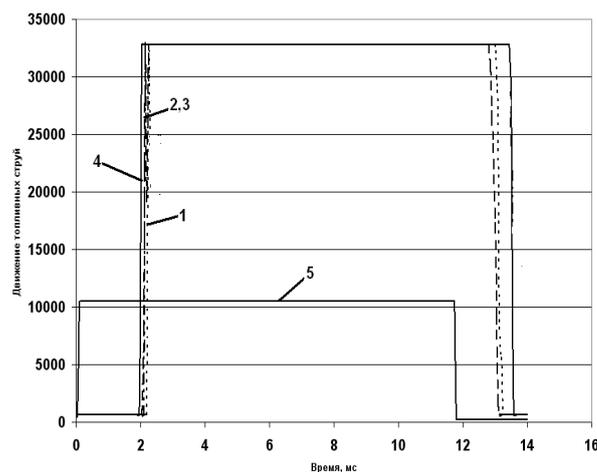


Рис. 2. Диаграммы движения топливных струй комплекта форсунок №1:

1, 2, 3, 4 – сигналы датчиков движения топливных струй соответствующих форсунок (1, 2, 3, 4); 5 – форма управляющего сигнала

Это объясняется дросселированием потока в узкой щели в начале открытия клапана и заполнением объёма между клапаном и распыливающими отверстиями, а после посадки клапана – истечением топлива из этого объёма.

Исходя из этого, в данной работе продолжительность впрыскивания топлива отсчитывали от фронта до спада сигнала оптоэлектронного датчика

движения топливной струи. Запаздывание открытия клапана τ_1 определяется между фронтами управляющего импульса 5 (рис. 2) и сигналом оптоэлектронного датчика движения топливной струи 4, а запаздывание закрытия клапана τ_2 – между спадами этих импульсов.

Регистрация движения топливных струй позволяет с высокой точностью определить различия в динамике движения клапанов форсунок различной

конструкции, особенно тех, у которых распылитель представляет собой пластинку с одним, двумя или четырьмя отверстиями, например, как форсунки комплекта 2 нового двигателя автомобиля Sens, прошедшего обкатку.

Кроме динамических характеристик, определяли также статическую производительность и неравномерность подачи форсунок для всех комплектов (таблица 1), причем для комплекта №1 до и после очистки моющей жидкостью.

Таблица 1. Результаты экспериментального исследования характеристик форсунок

№ форсунки	Время запаздывания клапанов форсунок (комплект 1) при $\tau_y = 11,7$ мс				Статическая производительность и неравномерность подачи форсунок (комплект 1) до очистки		Статическая производительность и неравномерность подачи форсунок			
	(комплект 1) после очистки		Новые форсунки (комплект 2)							
	τ_1 , мс	τ_2 , мс	$\tau_{впр}$, мс	$\Delta\tau_k$, мс	q_0 , мм ³ /мс	$\delta_{ст}$, %	q_0 , мм ³ /мс	$\delta_{ст}$, %	q_0 , мм ³ /мс	$\delta_{ст}$, %
1	2,00	1,55	11,25	- 0,45	2,966	-	3,0	0	2,051	2,12
2	1,90	1,40	11,20	- 0,50	2,666	10,65	3,0	0	2,007	4,29
3	2,05	1,50	11,15	- 0,55	2,900	2,25	3,0	0	2,073	1,05
4	1,75	1,65	11,60	- 0,10	2,866	3,43	2,91	3,045	2,095	-

Наибольшая неравномерность подачи форсунок комплекта №1, определённая до очистки по статической производительности, оказалась между форсунками 1 и 2 (10,65 %). После очистки статическая производительность форсунок 1 – 3 выровнялась, а неравномерность подачи 3,045 % составила форсунка 4. Для комплекта №2 новых форсунок неравномерность подачи 4,29 % между форсунками 4 и 2.

С учётом времени запаздывания клапанов в комплекте форсунок №1, приведенных в таблице 1, расчетным путем определили неравномерность впрыскивания бензина для каждой форсунки в зависимости от длительности управляющего импульса. Расчеты выполняли по данным до и после очистки. Результаты расчета приведены на рис. 3. Макси-

мальную цикловую подачу обеспечивала форсунка 4 на режиме $\tau_y = 2$ мс. По отношению к этой форсунке и определяли неравномерность подачи всех форсунок. Кривая 1 - неравномерность подачи между форсунками 4 – 1, кривая 2 - неравномерность подачи между форсунками 4 – 3, кривая 3 - неравномерность подачи между форсунками 4 – 2 (все данные до очистки форсунок), кривая 4 - неравномерность подачи между форсунками 4 – 3 после очистки форсунок. Важно отметить, что статическая производительность форсунки 4 после очистки оказалась меньше всех, но её клапан открывается раньше и закрывается позже всех, поэтому на режимах малых подач $\tau_y = 2$ мс неравномерность составляет 23 %.

По мере увеличения τ_y влияние неуравновешенного времени запаздывания снижается, неравномерность подачи уменьшается и принимает отрицательное значение, что означает превышение цикловой подачи форсункой 3, имеющей большую статическую производительность.

Аналогичные испытания были проведены с комплектом №2 новых форсунок. Наибольшую статическую производительность в этом комплекте имеет форсунка 4. Её клапан открывается раньше и закрывается позже других на 0,1 мс. Результаты расчета приведены на рис. 4. Если неравномерность подачи между форсунками 4 и 2, вычисленная по статической производительности составляла 4,29 %, то с учётом запаздывания на режиме $\tau_y = 2$ мс она достигает 11,5 %.

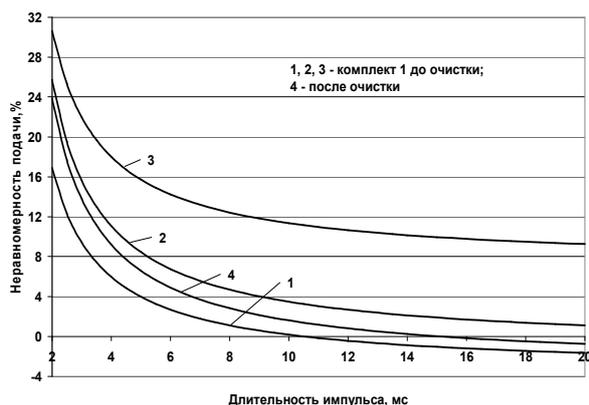


Рис. 3. Неравномерность подачи бензина форсунками комплекта 1 (1, 2, 3 – до очистки, 4 – после очистки форсунок моющей жидкостью)

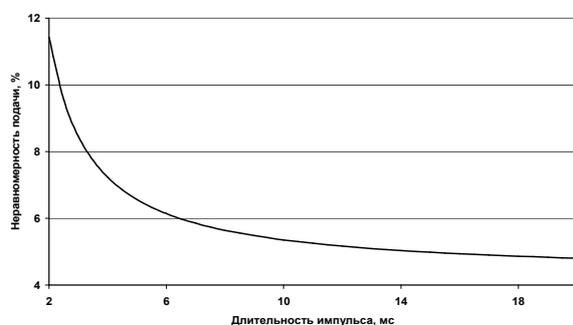


Рис. 4. Неравномерность впрыскивания бензина форсунками комплекта 2

Модель периодической коррекции неравномерности подачи бензина в процессе эксплуатации

При разработке данной модели принят следующий подход: длительность управляющего импульса τ_y изначально формируется в контроллере одинаковая для всех форсунок, а затем в конечной фазе управления корректируется для каждой форсунки с учетом её индивидуальных характеристик. Таким образом, сохраняются основополагающие принципы, используемые в выпущенных ранее и производимых сейчас системах управления: 1) управление топливоподачей с использованием прежних калибровок датчиков, базовой и корректирующей матриц; 2) длительность управляющего импульса τ_y определяется по зависимости (3); 3) цикловая подача $G_{mц}$ определяется по упрощенной зависимости (2).

На основании анализа литературы и результатов эксперимента при построении данной модели приняты следующие допущения:

1) не принимаются во внимание пульсации давления во впускном коллекторе и аккумуляторе топлива, оказывающие влияние на неравномерность цикловой подачи топлива;

2) продолжительность впрыскивания принимается равной продолжительности движения топливной струи;

3) продолжительность впрыскивания не должна превышать длительность управляющего импульса τ_y ;

4) максимальная цикловая подача $G_{mц\max}$ достигается в форсунке, имеющей максимальное проходное сечение распылителя при продолжительности впрыскивания, равной длительности управляющего импульса τ_y .

Исходим из общепринятого в двигателестроении принципа определения неравномерности цикловой подачи топлива δ , которая является отношением разности максимальной $G_{mц\max}$ и минимальной $G_{mц\min}$ цикловых подач форсунками к средней цикловой подаче:

$$\delta = \frac{G_{mц\max} - G_{mц\min}}{G_{mц\text{ср}}} . \quad (5)$$

Средняя цикловая подача

$$G_{mц\text{ср}} = \frac{G_{mц\max} + G_{mц\min}}{2} . \quad (6)$$

Очевидно, что минимальная неравномерность цикловой подачи топлива $\delta = 0$ достигается при равенстве нулю числителя в уравнении (5).

С учётом уравнения (2) и допущения (пункт 4) максимальная цикловая подача

$$G_{mц\max} = \mu f_{\max} \cdot \tau_y \cdot \sqrt{2\rho_m \cdot \Delta P_m} , \quad (7)$$

где μf_{\max} – максимальное проходное сечение распылителя одной или нескольких форсунок в комплекте.

С учётом принятого в пункте (1) допущения, выражение под корнем в уравнении (7) обеспечивает одинаковые условия для всех форсунок. Следовательно, коррекцию необходимо вводить так, чтобы обеспечить одинаковое для всех форсунок время-сечение.

Коррекцию будем вводить отдельно для каждой форсунки: по проходному сечению распылителя и по длительности управляющего импульса τ_y .

Чтобы довести проходное сечение распылителя i -ой форсунки μf_i до уровня μf_{\max} , необходимо умножить его значение на некоторый коэффициент коррекции K_{ki} , то есть

$$\mu f_{\max} = K_{ki} \cdot \mu f_i . \quad (8)$$

Назовём это действие статической коррекцией управляющего воздействия на форсунки.

Так как реальная продолжительность впрыскивания меньше длительности управляющего импульса

τ_y , на величину запаздывания перелета клапана при подъеме и посадке

$$\Delta\tau_{zi} = \tau_1 - \tau_2 , \quad (9)$$

то, чтобы довести продолжительность впрыскивания каждой i -ой форсункой до уровня τ_y , необходимо увеличить длительность исходного управляющего импульса τ_{yi} на величину запаздывания перелета её клапана $\Delta\tau_{zi}$. Назовём это действие динамической коррекцией. Тогда длительность управляющего импульса τ_{yi} данной форсункой

$$\tau_{yi} = \tau_{yi} + \Delta\tau_{zi} . \quad (10)$$

С учётом уравнений (8) и (10) формула (7) приобретает вид

$$G_{mцi} = K_{ki} \cdot \mu f_i \cdot (\tau_{yi} - \Delta\tau_{zi}) \cdot \sqrt{2\rho_m \cdot \Delta P_m} . \quad (11)$$

При микропроцессорном управлении возможна коррекция подачи топлива с учетом нелинейности характеристики форсунок.

Выводы:

1. Фазированное впрыскивание обеспечивает равные условия смесеобразования во всех цилиндрах. Но из-за технологического разброса характеристик форсунок существует неравномерность подачи топлива. Если комплект форсунок для двигателя подобран с малыми отклонениями μf (например $\pm 3\%$), а время запаздывания примерно одинаковое, то неравномерность подачи бензина в цилиндры нового двигателя обеспечивается примерно в таких же пределах.

2. Изменение статических и динамических характеристик форсунок в процессе эксплуатации оказывает существенное влияние на неравномерность подачи топлива. Изменение проходного сечения распыливающих отверстий влияет на общую производительность форсунок. Разница в запаздывании перелёта клапанов форсунок в 0,1 мс приводит к росту не-

равномерности на режимах малых подач в 2...2,5 раза.

3. Целесообразно методом проливки определять статическую производительность форсунок, а по движению топливных струй – запаздывание открытия и закрытия клапанов форсунок и периодически во время технического обслуживания автомобиля вводить в блок управления данные о статической и динамической коррекции управляющих импульсов индивидуально для каждой форсунки.

4. Для этого в блоке управления должна быть область перепрограммируемой памяти, доступной для ввода данных через диагностический разъём.

Список литературы:

1. *Аппаратура впрыска легкого топлива автомобильных двигателей / Ю.И. Будыко, Ю.В. Духнин, В.Э. Коганер и др. – Л.: Машиностроение, 1982. – 144 с. 2. . Покровский Г.П. Электроника в системах подачи топлива автомобильных двигателей. 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1990. – 176 с. 3. Пинский Ф.А., Давтян Р.И., Черняк Б.Я. Микропроцессорные системы управления автомобильными двигателями внутреннего сгорания. Учебное пособие. – М.: Легион-Автодата, 2002. – 136 с. 4. Системы управления бензиновыми двигателями. Пер. с нем. Первое рус. изд. – М.: ООО «Книжное изд. «За рулем», 2005, - 480 с.*

УДК 621.431

О.К. Безюков, д-р техн. наук, В.А. Жуков, канд. техн. наук, О.В. Жукова, асп.

ОБЕСПЕЧЕНИЕ И КОНТРОЛЬ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ СВОЙСТВ ОХЛАЖДАЮЩИХ ЖИДКОСТЕЙ ДВС

Введение

Технический уровень двигателей внутреннего сгорания (ДВС), характеризующий их конкурентноспособность, определяется, главным образом, надежностью и эффективностью, которые закладываются при проектировании, обеспечиваются на стадии производства и проявляются в процессе эксплуатации. В период эксплуатации особенно важное значение имеет использование качественных горюче-смазочных материалов и рабочих жидкостей. Качеству топлив и моторных масел, которое регламентируется соответствующими стандартами, традиционно уделяется большое внимание, при этом вопросы обеспечения и контроля эксплуатационных свойств охлаждающих жидкостей не решены в полной мере.

Формулирование проблемы

При решении задачи обеспечения требуемых эксплуатационных свойств охлаждающих жидкостей необходимо проанализировать условия их работы и сформулировать предъявляемые к ним требования. Этому посвящены работы [1, 2], в которых отмечается, что теплоносители систем охлаждения ДВС должны иметь низкую химическую агрессивность по отношению к основным конструкционным материалам, не иметь склонности к накипеобразованию, расслоению, шламообразованию, в качестве дополнительного требования заявляется возможность целенаправленного воздействия на процессы теплообмена.

В зависимости от температурных условий эксплуатации ДВС, в качестве охлаждающей жидкости используются специально подготовленная вода, или водные растворы этиленгликолей (антифризы).

Вопросам водоподготовки для систем охлаждения ДВС посвящены работы [3, 4], в которых делается вывод, что наиболее эффективным и целесообразным методом улучшения свойств теплоносителей, приемлемым как для воды, так и для антифризов, является введение в них присадок в малых концентрациях. К настоящему времени при участии авторов разработаны многофункциональные присадки к охлаждающим жидкостям различного состава. Эффективность действия присадок показана в работах [5].

Актуальным остается вопрос долговечности присадок и процессов старения охлаждающих жидкостей под действием эксплуатационных факторов.

Решение проблемы

Решение поставленного вопроса включало следующие этапы:

- 1) выбор параметров, характеризующих наиболее важные эксплуатационные свойства охлаждающих жидкостей;
- 2) анализ факторов, способных вызвать старение охлаждающих жидкостей, заключающееся в ухудшении их эксплуатационных свойств;
- 3) исследование закономерностей изменения свойств теплоносителей под действием эксплуатационных

факторов.

Исходя из требований, предъявляемых к охлаждающим жидкостям, а, также используя рекомендации отраслевых требований, в качестве параметров, характеризующих качество теплоносителя систем охлаждения следует использовать:

- для оценки коррозионной агрессивности – общее солесодержание или содержание хлоридов, водородный показатель (рН), содержание растворенного кислорода;
- для определения склонности к накипеобразованию – жесткость воды;
- для оценки способности оказывать влияние на процессы теплообмена – вязкость, поверхностное натяжение.

Деструкция присадок и связанное с этим ухудшение свойств теплоносителей может происходить в результате двух основных воздействий: теплового и механического.

Макроизменения температуры соответствуют процессам прогрева двигателя после запуска и охлаждение после остановки, микроизменения соответствуют колебаниям температуры в процессе циркуляции по системе охлаждения. Единицей измерений интенсивности теплового воздействия является величина °С/мин. Длительность воздействия может быть измерена в мото-часах или количестве циклов макронагрева.

Механическое воздействие на жидкости оказывается в процессе их прокачивания по системе охлаждения. В существующих системах охлаждения скорость циркуляции находится в диапазоне от 1 до 5 м/с [6]. При этом в системе охлаждения имеют место застойные зоны, в которых скорость жидкости составляет лишь 0,1 – 0,3 м/с. Указанные скорости соответствуют турбулентному и ламинарному режимам течения. В связи с этим, на лабораторной установке воспроизводились оба характерных режима течения с числами Рейнольдса менее 1000 и более 10000, при поддержании скорости в реальном диапазоне.

Потери напора в отдельных участках системы охлаждения складываются из потерь на трение $\Delta H_{тр}$ и местных потерь $\Delta H_{м.п.}$. В автотракторных двигателях гидравлическое сопротивление жидкостного тракта системы охлаждения распределяется следующим образом [6]: сопротивление трубопроводов 7,35 – 12,25 кПа, рубашек цилиндров 12,25 – 14,7 кПа, радиаторов 19,6 – 24,5 кПа и общее сопротивление 39,2 – 51,4 кПа. В системах охлаждения судовых дизелей в связи с увеличением длины трубопроводов их сопротивление следует считать 20 – 40 кПа, сопротивлению радиаторов отсутствует, а сопротивление водо-водяных холодильников по охлаждающему тракту составляет 49 – 98 кПа. В двигателях, оснащенных газотурбинным наддувом, следует учитывать сопротивление охладителей надвучного воздуха, которое составляет по тракту охлаждающей жидкости 50 – 60 кПа. Поэтому суммарное сопротивление систем охлаждения судовых двигателей следует принять выше и считать равным 60 – 200 кПа. Таким образом, на лабораторной установке необходимо было моделировать потери гидравлического сопротивления в диапазоне от 40 до 200 кПа.

Для моделирования процессов теплового и механического воздействия на охлаждающую жидкость использовалась экспериментальная установка, изображенная на рис. 1. Экспериментальная установка представляет собой замкнутый контур, в который входят: гильза (от двигателя ЯМЗ – 8424.10) с нагревателем и с рубашкой охлаждения, резервуар с исследуемой жидкостью и циркуляционный насос.

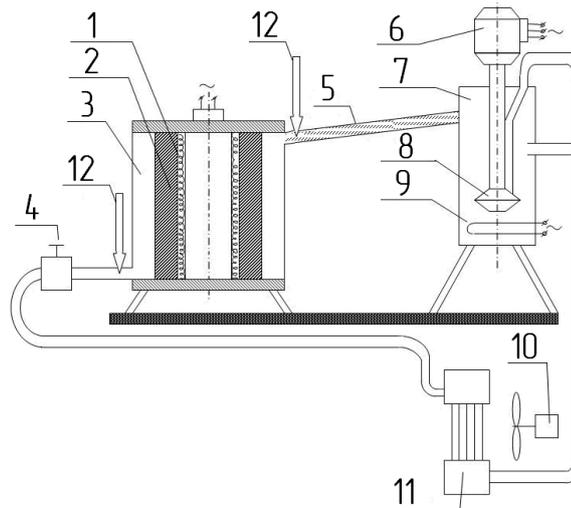


Рис. 1. Схема экспериментальной установки

1 – нагреватель; 2 – гильза; 3 – рубашка охлаждения; 4 – вентиль для регулирования расхода жидкости; 5 – стеклянная труба; 6 – электродвигатель; 7 – резервуар с исследуемой жидкостью; 8 – циркуляционный насос; 9 – нагреватель;
10 – электровентилятор; 11 – радиатор;
12 – термометр

Гильза имеет следующие размеры: внутренний диаметр 140 мм, наружный диаметр 160 мм, высота омываемой поверхности 280 мм. В гильзе установлено 9 хромель-копелевых термопар.

Рубашка охлаждения имеет вид кольцевого с диаметрами $D = 190$ мм и $d = 160$ мм и высотой 270 мм.

Испытания проводились в течение 300 часов при температуре на входе в зарубашечное пространство 80 °С. Скорость циркуляции, определяемая по массовому расходу, составляла 0.5 м/сек, что соответствует наиболее характерной скорости в зарубашечном пространстве. Отбор проб охлаждающих жидкостей осуществлялся через каждые 50 часов. Для определения водородного показателя использовался рН-метр 673-М.

Вязкости исследуемых жидкостей измерялись при температурах испытаний капиллярным вискозиметром типа ВПЖ – 4.

При разработке методики исследований учитывалось, что наиболее характерными для современных форсированных двигателей являются процессы теплообмена с пузырьковым кипением на наиболее нагретых поверхностях зарубашечного пространства [7]. При кипении на твердой поверхности центрами парообразования служат микровпадины, которые могут быть заполнены паром или газом. Возникшие в отдельных микровпадинах пузырьки пара быстро растут, увеличиваясь в объеме в $10^5 - 10^9$ раз за тысячные доли секунды пребывания на поверхности. Достигая диаметра отрыва, который вычисляется по формуле [8]

$$d_o = 0,02\theta \sqrt{\frac{\sigma}{(\rho' - \rho'')g}}, \quad (1)$$

где σ – поверхностное натяжение жидкости; θ – краевой угол, характеризующий смачивающую способность жидкости; $(\rho' - \rho'')$ – разность плотностей жидкости и пара; g – ускорение свободного падения.

Паровые пузыри отрываются от поверхности и, попадая в недогретое ядро потока, конденсируются.

Частота отрыва пузырьков f связана с отрывным радиусом зависимостью, приведенной в работе [8]

$$f = \frac{3\sqrt{3}}{8} \sqrt{\frac{\sigma}{\rho}} r_o^{3/2} \quad (2)$$

Быстрый рост и отрыв пузырьков вызывает турбулентные пульсации масс жидкости и пара в пограничном слое. Кроме того, всплывающие пузырьки увлекают из граничного кипящего слоя в сравнительно холодное ядро потока присоединенную массу перегретой жидкости, что создает интенсивный молярный перенос теплоты от поверхности к охлаждающей жидкости.

В настоящее время не существует аналитических зависимостей, связывающих интенсивность теплообмена при кипении с характеристиками парообразования, что объясняется в первую очередь вероятностной природой возникновения, роста и отрыва пузырьков. Сложность процесса теплоотдачи при кипении, статистический характер основных параметров, определяющих процесс кипения, позволяют описать системой дифференциальных уравнений только наиболее вероятное протекание этого процесса при определенной его схематизации. Анализ уравнений позволяет сделать вывод о том, что интенсивность теплоотдачи при пузырьковом кипении обратно пропорциональна поверхностному натяжению.

Введение в воду присадок в количестве 0,1 % по массе не способно изменить такие свойства жидкости как плотность, теплоемкость или теплопроводность, именно поэтому поверхностное натяжение, относящееся к важнейшим факторам, определяющим процессы пузырькового кипения, было выбрано в качестве параметра, характеризующего теплофизические свойства жидкости.

Результаты обработки экспериментальных данных представлены на рис. 2 – 4. в виде графических зависимостей водородного показателя рН, кинематической вязкости и коэффициента поверхностного натяжения от времени теплового и механического воздействия на охлаждающую жидкость, содержащую присадки, в режиме устойчивого пузырькового кипения.

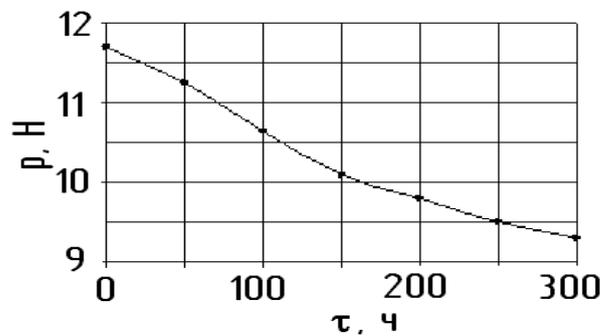


Рис. 2. Изменение водородного показателя охлаждающей жидкости

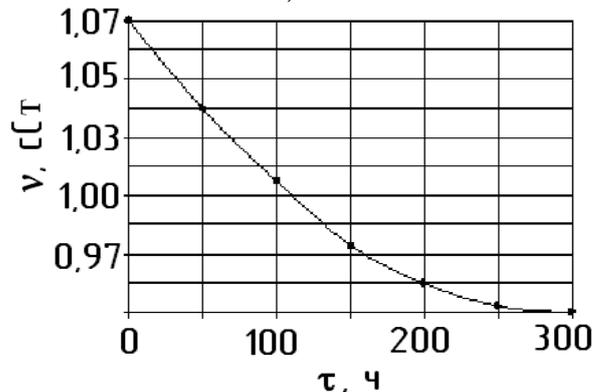


Рис.3. Изменение вязкости охлаждающей жидкости

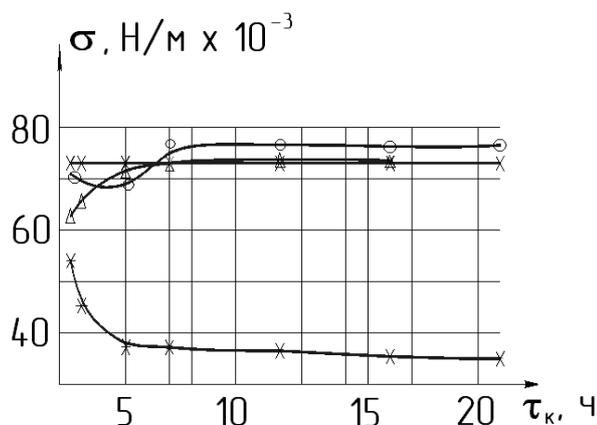


Рис. 4. Зависимость поверхностного натяжения σ от времени теплового воздействия τ_k

Введение 0,1 % по массе силиката (Δ) натрия приводит к снижению поверхностного натяжения по сравнению с дистиллированной водой (\times) на 20 %, однако через три часа пузырькового кипения поверхностное натяжение возрастает до значений характерных для воды и далее остается стабильным;

Введение 0,1 % по массе ПАА (\circ) приводит к снижению коэффициента поверхностного натяжения примерно на 15 % в течение пяти часов теплового воздействия поверхностное натяжение возрастает и стабилизируется на значении незначительно превышающем показатель для воды;

Введение 0,1 % ПАВ ($*$) обеспечивает снижение поверхностного натяжения исходного раствора на 25 % по сравнению с водой. Воздействие пузырьковым кипением приводит к тому, что коэффициент поверхностного натяжения уменьшается и через 10 часов стабилизируется на значении равном 0,5 значения для дистиллированной воды. Это косвенно подтверждает многочисленные имеющиеся экспериментальные данные о способности ПАВ существенно интенсифицировать теплообмен в присутствии фазовых переходов и позволяет сделать предположение о длительном влиянии ПАВ на процессы теплообмена.

Заключение

Полученные результаты позволяют сделать следующие выводы:

1. В процессе эксплуатации ДВС происходят изменения эксплуатационных свойств охлаждающих жидкостей, вызываемый старением присадок. Уменьшение водородного показателя протекает практически линейно, что свидетельствует о равномерном снижении антикоррозионных свойств присадки. Снижение вязкости носит гиперболический характер, что объясняется, видимо, тем, что в начальный период испытаний разрушаются наиболее длинные цепи полимеров и наиболее крупные мицеллярные образования поверхностно-активных веществ. Впоследствии этот процесс замедляется и вязкость жидкости стабилизируется.

2. Результаты проведенных экспериментальных исследований необходимо использовать при разработке рекомендаций по использованию присадок и поддержанию в эксплуатации установленных свойств теплоносителей.

3. Для поддержания требуемых свойств охлаждающих жидкостей в процессе эксплуатации рекомендуется контролировать их водородный показатель, кинематическую вязкость и поверхностное натяжение, т.к. именно

эти параметры наиболее полно характеризуют эксплуатационные свойства жидкостей. Периодичность контроля зависит от условий эксплуатации и может быть совмещена для автомобильных двигателей с проведением ТО-2, для судовых и тепловозных – с проведением плановых теплотехнических контролей.

Список литературы:

1. Безюков О.К. Основы комплексного совершенствования охлаждения судовых дизелей. Дисс. докт. техн. наук. - СПб.- 1996.– 457 с.
2. Жуков В.А. Повышение ресурса и экономичности судовых дизелей совершенствованием свойств охлаждающей жидкости. Дисс. канд. техн. наук. СПб.- 1992. –262 с.
3. Громогласов А.А., Копылов С.А., Пильщиков А.П. Водоподготовка: Процессы и аппараты. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 272 с.
4. Безюков О.К., Жуков В.А., Жукова О.В. Повышение надежности и эффективности систем охлаждения судовых ДВС путем воздействия на химико-физические свойства жидкости // Двигатели внутреннего сгорания. 2007, № 2, с. 122-126.
5. Тузов Л.В., Безюков О.К., Жуков В.А. Разработка и опытная эксплуатация многофункциональной присадки к охлаждающей воде судовых дизелей // Моделирование и оптимизация сложных систем. Сборник научных трудов/ ВГАВТ, Н.Новгород, 1997, – с. 121-124.
6. Двигатели внутреннего сгорания: Системы поршневых и комбинированных двигателей / С.И. Ефимов, Н.А. Иващенко, В.И. Ивин и др. Под общ. ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – М.: Машиностроение, 1985. – 456 с.
7. Петриченко Р.М. Системы жидкостного охлаждения быстроходных двигателей внутреннего сгорания. - Л.: Машиностроение, 1975.-224 с.
8. Мухачев Г.А., Щукин В.К. Термодинамика и теплопередача. М.: Высш. шк., 1991. – 480 с.

УДК 621.436.068.001.5

Д.Д. Матиевский, д-р техн. наук, А.Е. Свистула, д-р техн. наук, А.С. Фролкин, инж.

УМЕНЬШЕНИЕ ТОКСИЧНОСТИ ВЫБРОСОВ С ОТРАБОТАВШИМИ ГАЗАМИ ПЕРСПЕКТИВНЫХ ТРАКТОРНЫХ ДИЗЕЛЕЙ СЕРИИ Д-3040

Постановка задачи

Важнейшим требованием к двигателям внутреннего сгорания в перспективе является обеспечение их экологической безопасности. Вредные выбросы отработавших газов (ОГ) автотракторных дизелей и снижают качество сельскохозяйственных культур, приводят к заболеваниям с/х животных. Поэтому, наряду с улучшением экономических показателей двигателей внутреннего сгорания, снижение токсичности ОГ становится важнейшей проблемой.

Задача исследований заключалась в разработке и реализации метода комплексной доводки экологических показателей перспективных дизелей серии «30» производства ОАО «ПО Алтайский моторный завод» (ПО АМЗ), обеспечивающего выполнение требований ГОСТ Р 41.96 – 2005 (Правила ЕЭК ООН № 96) с сохранением высокого уровня топливной экономичности без существенного усложнения конструкции.

Методика и результаты расчетно-экспериментального исследования

Комплексный метод доводки дизеля заключался в максимально возможном снижении удельного эффективного расхода топлива (g_e) и уменьшении выбросов продуктов неполного сгорания для оптимального по экономичности угла опережения впрыска топлива ($Q_{впр\ опт}$) с тем, чтобы затем осуществить выбор $Q_{впр}$, при котором эмиссия NO_x укладывается в нормы ГОСТ Р 41.96-2005 без превышения норм выброса продуктов неполного сгорания. При существующей организации рабочего процесса переход на $Q_{впр}$, соответствующий минимальному выходу

NO_x приведет к превышению норм ГОСТ Р 41.96-2005 по выбросам оксида углерода CO и твердых частиц PM, при этом заметно возрастет удельный эффективный расход топлива g_e , а температура отработавших газов перед турбиной быстро достигнет критической величины.

В качестве объекта исследований принят перспективный дизель Д-3040 (4ЧН 13/14) производства ОАО «ПО АМЗ» (4-клапанный дизель с турбонаддувом, центральной вертикально расположенной форсункой. Дизель имеет на номинальном режиме частоту вращения $n=2000$ мин⁻¹, эффективную мощность $Ne=165^{+3}$ кВт, удельный эффективный расход топлива $g_e=221$ г/кВт·ч, обеспечивает запас крутящего момента $\mu=15\%$; на режиме максимального крутящего момента: $n=1500$ мин⁻¹, крутящий момент $M_{kmax}=915$ Н·м).

На первом этапе комплексной доводки дизеля реализовано два основных направления: совершенствование топливо- и воздухоподачи.

Увеличение размерности плунжерной пары с 10×12 мм до 12×14 мм позволило поднять максимальное давление впрыскивания до 100 МПа на номинальном режиме, а на режиме максимального крутящего момента – до 88 МПа, что дало возможность улучшить качество распыливания топлива и сократить продолжительность впрыскивания ϕ на 2 и 1,5° п.к.в. соответственно (рис. 1), уменьшить неполноту сгорания $\Delta X_{н.п.}$ и несвоевременность подвода теплоты $\delta_{н.с.}$ [1].

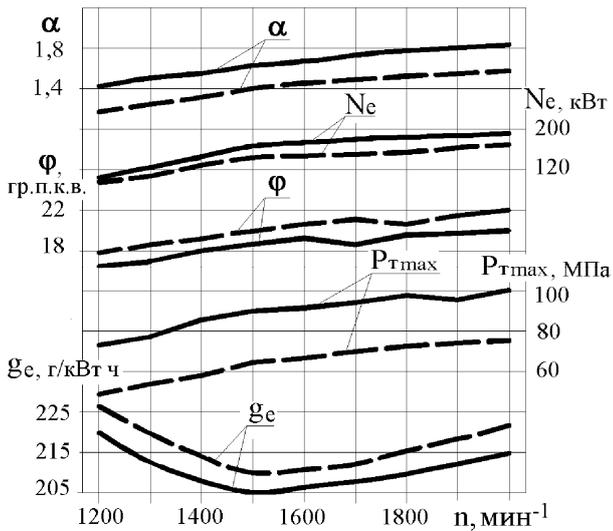


Рис. 1. Скоростная характеристика. Этап 1
— опытный дизель; — — базовый дизель Д-3040

Повышение коэффициента избытка воздуха α достигалось оптимизацией системы наддува и улучшением характеристик агрегата наддува. Использован высокооборотный турбокомпрессор К-27 (Чехия), позволивший увеличить давление наддува воздуха на номинальном режиме на 0,02 МПа, а на режиме максимального крутящего момента на 0,032 МПа. Благодаря применению плунжерной пары 12×14 мм и более производительного турбокомпрессора К-27 было достигнуто увеличение коэффициента избытка воздуха α по всей скоростной характеристике (рис. 1). Это привело к снижению удельного эффективного расхода топлива на номинальном режиме на 7 г/(кВт ч), а по скоростной характеристике — на 5÷8 г/(кВт ч).

Следующий этап доводочно-конструкторских работ заключался в увеличении числа сопловых отверстий распылителя форсунки с 4 до 5 при незначительном росте эффективного проходного сечения $(\mu f)_p$, а также одновременном увеличении диаметра камеры сгорания и уменьшении интенсивности закрутки воздушного заряда во впускном канале, для согласования динамики топливных факелов в подвижном заряде с формой камеры сгорания.

Вместо форсунок с регулировкой давления начала впрыска $P_{\phi 0} = 27,5$ МПа, распылителей с числом сопловых отверстий $i_{co} = 4$, диаметром иглы $d_u = 4,5$ мм, ходом иглы $h_u = 0,32 \pm 0,01$ мм, $(\mu f)_p = 0,3 \dots 0,32$ мм², устанавливались форсунки с $P_{\phi 0} = 25$ МПа, распылителями с $i_{co} = 5$, $d_u = 6$ мм, $h_u = 0,3 \pm 0,01$ мм, $(\mu f)_p = 0,32 \dots 0,34$ мм². Переход на диаметр иглы 6 мм вместо 4,5 мм обусловлен улучшением гидравлических характеристик распылителей при увеличении числа сопловых отверстий, снижении давления начала впрыска топлива до 25 МПа — уменьшением угла опережения впрыска топлива $Q_{впр}$ и снижением износа корпуса распылителя.

Увеличение числа сопловых отверстий в распылителе при незначительном увеличении $(\mu f)_p$ и интенсификации топливоподачи (100 МПа) положительно сказывается на дальнобойности факела и существенно увеличивает тонкость распыливания топлива, сокращает продолжительность впрыска ф.

Интенсивность вихреобразования у опытного дизеля предполагается уменьшить на 25 % по сравнению с базовым. Это связано с применением топливной аппаратуры с увеличенным давлением впрыска и большим числом сопловых отверстий форсунки, а также увеличенным с 72 до 77 мм диаметром камеры сгорания при неизменном ее объеме.

При увеличении диаметра камеры сгорания сокращается продолжительность сгорания $\phi_{сг}$, интенсивность тепловыделения (определяемая отношением $dx/d\phi$) в диффузионной области существенно возрастает. Повышенная энергия распыливания топлива обеспечивает меньшее его попадание на стенки камеры сгорания, т.е. увеличивается доля объемного смесеобразования.

С целью уменьшения выбросов NOx трансформированы фазы газораспределения:

впуск:	начало до ВМТ	20°
	конец после НМТ	40°
выпуск:	начало до НМТ	50°
	конец после ВМТ	15°

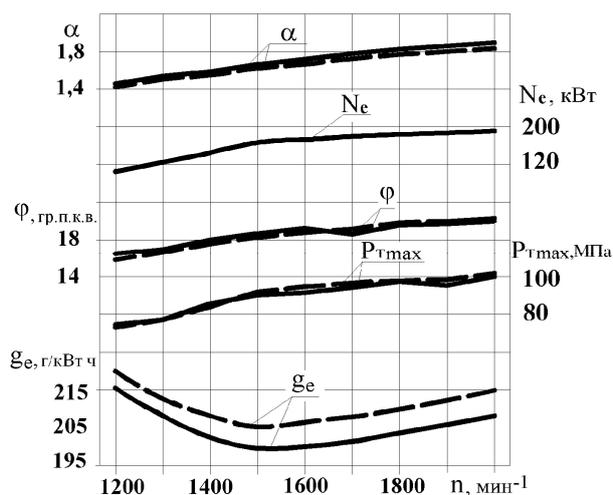


Рис. 2. Скоростная характеристика. Опытный дизель

-- этап 1; — этап 2

Фазы смещены в сторону опережения на $\Delta\varphi=5...10^\circ$ п.к.в. Так, окончание закрытия впускного клапана после НМТ уменьшено на 10° п.к.в., закрытие выпускного после ВМТ – на 5° п.к.в. Если величина открытия выпускного клапана с учетом турбонаддува составляла $60\div70^\circ$ до НМТ, то для уменьшения выбросов NO_x , она уменьшается до $45\div50^\circ$ до НМТ. Без изменения осталось начало открытия впускного клапана – 20° п.к.в. до ВМТ, это сделано для сохранения эффективного сечения клапанной щели, коэффициента наполнения η_v и снижения потерь на впуске.

Перечисленные мероприятия (повышение энергии впрыска, уменьшение мелкости распыливания, равномерное распределение топлива по объему камеры сгорания, повышение коэффициента избытка воздуха α , увеличение диаметра камеры сгорания) позволяют существенно снизить удельный эффективный расход топлива по всей скоростной характеристике (рис. 2). Важно отметить, что высокий α позволяет сгладить степень ухудшения показателей двигателя по топливной экономичности, эмиссии NO_x и выбросам продуктов неполного сгорания (CH , CO , твердые частицы) при «недозавихивании» и

«перезавихивании» воздушного заряда [2, 3]. В итоге, при оптимальном по топливной экономичности угле опережения впрыска топлива 22° п.к.в. до ВМТ удельный эффективный расход топлива на номинальном режиме составил $208 \text{ г}/(\text{кВт ч})$, а на режиме максимального крутящего момента – $199 \text{ г}/(\text{кВт ч})$, эмиссия NO_x – $10,8 \text{ г}/(\text{кВт ч})$, выбросы CO – $0,85 \text{ г}/(\text{кВт ч})$, CH – $0,5 \text{ г}/(\text{кВт ч})$ и твердых частиц PM – $0,07 \text{ г}/(\text{кВт ч})$. Отсюда следует, что при оптимальном по экономичности $Q_{\text{впр}}$ эмиссия окислов азота NO_x на 95 % превышает допустимую норму по ГОСТ Р 41.96-2005 ($6 \text{ г}/(\text{кВт ч})$), и имеется значительный запас по выбросам продуктов неполного сгорания. При снижении угла опережения впрыска до 16° п.к.в. до ВМТ, эмиссия NO_x уменьшается до $5,6 \text{ г}/(\text{кВт ч})$, а выбросы продуктов неполного сгорания не превышают предельно допустимые значения: CH – $0,6 \text{ г}/(\text{кВт ч})$, CO – $1,7 \text{ г}/(\text{кВт ч})$, твердых частиц – $0,14 \text{ г}/(\text{кВт ч})$. При этом g_e возрос по скоростной характеристике на $2\div8 \text{ г}/(\text{кВт ч})$ и составил на номинальном режиме $216 \text{ г}/(\text{кВт ч})$, а на режиме максимального крутящего момента – $202 \text{ г}/(\text{кВт ч})$ (рис. 3 и 4).

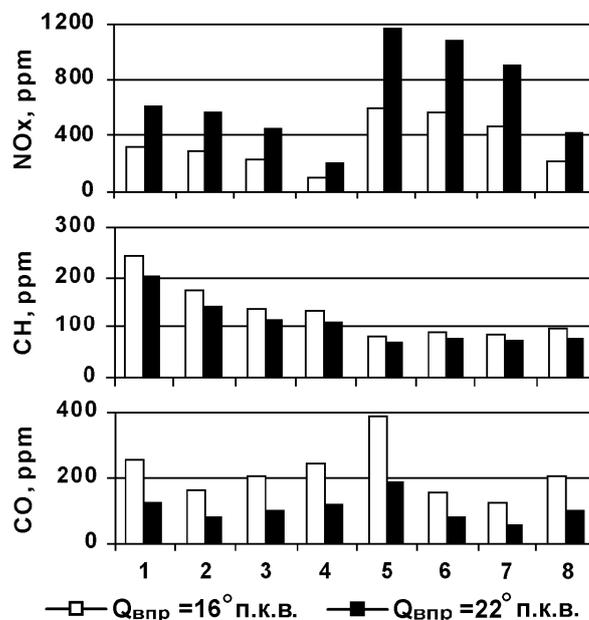


Рис. 3. Выбросы NO_x , CH и CO по 8-ми режимному испытательному циклу по ГОСТ Р 41.96-2005

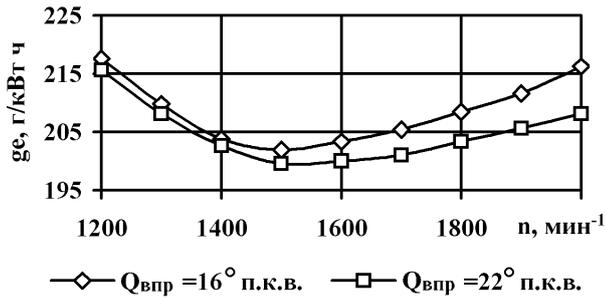


Рис. 4. Увеличение g_e при переходе на меньший угол опережения впрыска топлива

При уменьшении $Q_{впр}$ произошло снижение максимального давления газов P_z до 14,8 МПа с одновременным ростом температуры выпускных газов перед турбиной до 620° С.

3. Заключение

1. Разработан комплекс доводочно-конструкторских мероприятий, позволяющий дизелям Д-3040 производства ОАО «ПО АМЗ» соответствовать требованиям ГОСТ Р 41.96-2005 по удельным выбросам вредных веществ.

2. Установлено, что повышение коэффициента избытка воздуха α позволяет снизить степень ухудшения показателей дизеля, как по топливной экономичности, так и по эмиссии окислов азота NO_x , а также по продуктам неполного сгорания – CO и твердым частицам.

3. Предложен переход к увеличению доли объемного смесеобразования за счет увеличения диаметра камеры сгорания.

Список литературы:

1. Матиевский Д.Д. Показатели эффективности двигателей внутреннего сгорания и их анализ. - Барнаул: Изд-во АлтГТУ, 2006. - 79 с. 2. Кульчицкий А.Р. Токсичность автомобильных и тракторных двигателей. - Владимир: Изд-во Владим. гос. ун-та, 2000. - 256 с. 3. Марков В.А., Баширов Р.М., Габитов И.И., Кислов В.Г. Токсичность отработавших газов дизелей. - Уфа: Изд-во БГАУ, 2000. - 144 с.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАЗРАБОТКИ КОМПЛЕКСНОЙ СИСТЕМЫ НЕЙТРАЛИЗАЦИИ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ ДИЗЕЛЕЙ ПРИ РАБОТЕ НА АЛЬТЕРНАТИВНЫХ ТОПЛИВАХ

Введение

Ограниченные запасы на Земном шаре невозобновляемых источников энергии остро ставят проблему поиска альтернативных источников энергии, в частности, возобновляемых и поддерживающих экологическое равновесие. Также произошло стирание граница между традиционными сырьем и продуктами питания. Последние становятся сырьем не только для топливного сектора, но и для химического производства. Так на ЗАО «АЗОТ» (г. Северодонецк) планирует использование в качестве сырья биоэтанол для производства органических веществ и синтетических полимеров [1]. И этот процесс стал необратимым. Поэтому возникает задача рационального использования сырьевых ресурсов с обеспечением минимального вредного воздействия на окружающую среду и изменения климата.

Поэтому разработка мероприятий по обеспечению все ужесточающихся норм на вредные выбросы становится актуальной и важной практической задачей. Для ее решения необходимо опираться на комплексную оценку эффективности использования не только топлив растительного происхождения, но и систем нейтрализации [2].

Формулирование проблемы

При решении вопроса о выборе систем нейтрализации отработавших газов (ОГ) двигателя при работе на альтернативных топливах необходима ком-

плексная оценка, отнесенная к единице мощности за единицу времени [3]. Она должна учитывать стоимости топлива, экологического ущерба от вредных выбросов (ВВ) с ОГ и выбросов «парниковых» газов. При этом следует учитывать изменения характеристик ВВ, вносимых переходом на альтернативные топлива и воздействием систем нейтрализации, использующих нейтрализующие добавки, которые также являются вредными веществами. В этом свете возникают задачи оценки влияния на ВВ с ОГ использования альтернативных топлив и параметров систем нейтрализации.

Выбросы вредных веществ с ОГ при сгорании альтернативных топлив

Выбросы ВВ зависят от состава топлив, условий смесеобразования, граничных условий сгорания и т. д. Составляющими топлив различных видов являются С - углерод, Н - водород, О - кислород, S-сера, N - азот, P-фосфор. К вредным выбросам относятся NO_x-оксиды азота; ТЧ- твердые частицы (дымность), СО – оксид углерода, СН - углеводороды, Р - соединения фосфора, S-соединения серы. К «парниковым» газам относятся CO₂, CH₄, N₂O, HFCs, PFCs, и SF₆. В настоящее время наблюдается ужесточение норм на ВВ с ОГ, которые возможно проследить по данным из таблицы 1 [4].

В табл. 2 представлено изменение качественного состава альтернативных топлив и ВВ по сравнению с ДТ.

Таблица 1. Нормы на вредные выбросы с ОГ дизелей

Нормы	Год введения			Нормы выбросов, г/(кВт·ч)			
	Европа	Россия	Украина	СО	СН _x	NO _x	ТЧ
EURO-1	1993	1998		4,5	1,1	8	0,36
EURO-2	1995	1999	01.01.2006	4	1,1	7	0,15
EURO-3	1999	2006		2	0,6	4,5	0,1
EURO-4	2005	2008-2010		1,5	0,5	3,5	0,08
EURO-5	2006-2009	После 2010		1	0,5	2	0,05

Таблица 2. Изменение состава вредных выбросов по сравнению с выбросами при работе на ДТ

Альтернативное топливо	Состав топлива	Изменение вредных выбросов по сравнению с выбросами дизельного топлива	Парниковые газы
Дизельное топливо	С, Н, S	NO _x , ТЧ, СО, СН, S	СО ₂
Водород	H ₂	При α<0,6 NO _x ↓, При повышении α NO _x ↑, N↓, СО↓	H ₂ O ₂ СО ₂ ↓
Природный газ	90% СН ₄	NO _x ↓, ТЧ↓, СО↓, СН↓, S↓	СО ₂ , СН ₄
Спирты	СН ₃ ОН С ₂ Н ₅ ОН	NO _x ↓, ТЧ↓, СО↑, СН↑, СО ₂ ↑	нет
Биоэтанол	С ₂ Н ₅ ОН	NO _x ↓, ТЧ↓, СО↑, СН↑, СО ₂ ↑	нет
Биодизельное топливо	С, Н, О, S, P	NO _x ↑, ТЧ↓, СО↓, СН↓, S↓, P↑	нет
Растительные масла	С, Н, О, S, P	NO _x ↑, ТЧ↓, СО↓, СН↓, S↓, P↑	нет
ЖСТ из угля	С, Н, О, S, N	NO _x ↓, ТЧ↑, СО↓, СН↓, S↑	СО ₂

Хотя водород является перспективным энергоносителем, но существующие технологии автомобилей на топливных элементах с использованием водорода в качестве топлива далеки от стадии коммерциализации, и в ближайшие 25 лет не следует ожидать существенного сокращения выбросов СО₂ за счет их использования. Здесь необходимо применение возобновляемых источников энергии [5].

Перспективно использование биомассы. Если сейчас используется биомасса первого поколения в виде растительных масел и биодизельного топлива, то второе поколения связано с получением компонентов моторного топлива из биомассы [6]. К 2050 году доля этого вида энергии только на транспорте составит около 30% [7].

При использовании природного газа наблюдается снижение выделения NO_x и ТЧ. Природный газ содержит 90% метана, поэтому в ОГ также содержится этот «парниковый» газ. В случае принятия ограничений по выбросам СН₄ потребуются использование катализаторов окисления СН₄ [8].

При использовании ЖСТ наблюдается увеличение дымности ОГ, и снижение выделения NO_x.

При использовании спиртов снижаются выбросы NO_x примерно на 70% и ТЧ на 40-50% и нет соединений серы. При этом наблюдается рост СН, СО и СО₂.

При использовании биодизельного топлива и растительных масел как топлив наблюдается примерно на 10% повышение NO_x. При этом можно считать, что выделения СО₂ нет, поскольку этот газ поглощается масличными растения в процессе фотосинтеза на полях. При этом дымность снижается до 40%, но дисперсность частиц уменьшается, что является отрицательным фактором [9, 10].

Системы нейтрализации ОГ

Системы нейтрализации ОГ дизельных двигателей содержат фильтры и каталитические нейтрализаторы. При этом следует учитывать особенности их эксплуатации. Так, когда ограничивают традиционные ВВ, которые обеспечиваются за счет добавки,

например, газов восстановителей, то в случае неполадок в системе нейтрализации вредное воздействие может быть выше, чем без системы нейтрализации.

Необходимо учитывать выбросы CO_2 при разных системах нейтрализации. Например, использование сажевых фильтров, сажа из которых удаляется, имеет меньший уровень выделения CO_2 , чем у фильтров, на которых происходит ее выжигание с образованием CO_2 и CO .

Решение проблемы

Возможности снижения вредных выбросов с отработавшими газами за счет рабочего процесса ограничены [11]. Совершенствование внутрицилиндровых процессов также не решает полностью поставленные задачи [12].

На основании рассмотренных материалов выявлено, что все ужесточающие нормы на ВВ с ОГ, нельзя выполнить только совершенствованием рабочего процесса двигателя, а необходимо использова-

ние альтернативных топлив и совершенствование систем нейтрализации. Поэтому целью данной работы является разработка комплексной системы оценки по снижению ВВ с ОГ. В этом свете необходимо определить фактическое воздействие указанных факторов на выбросы ВВ с ОГ, что требует создание стенда для исследования различных топлив и снабженно-го универсальной системой нейтрализации как NO_x , так и сажи.

Экспериментальная установка и результаты исследований

Для исследования процесса селективного восстановления оксидов азота, называемого за рубежом – SCR и AdBlue [13] и обеспечивающего EURO-5, параметров регенерации сажи на катализаторах и определения влияния топлив растительного происхождения на показатели дизеля была модернизирована установка на базе вихрекамерного дизеля 2Ч8,5/11, которая приведена на рис. 1.

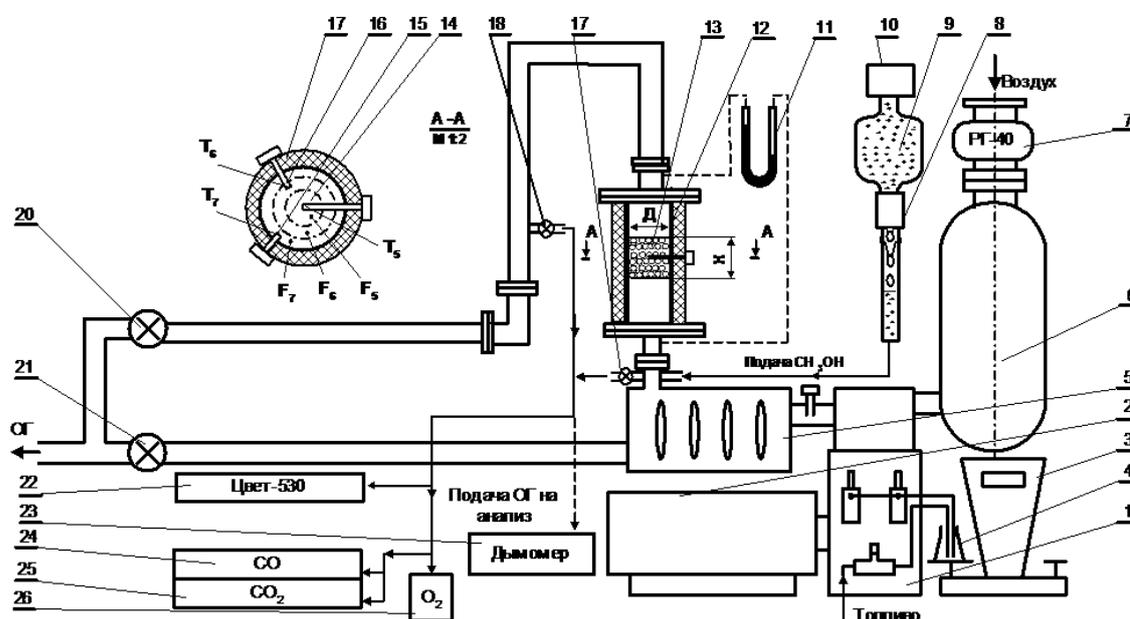


Рис. 1. - Схема установки с дизелем 2 Ч8,5/11

- 1-дизель; 2-электродвигатель (генератор); 3-весы; 4-мерная колба; 5-нагреватель ОГ; 6-воздушный ресивер; 7-газовый счетчик; 8- расходомер; 9-емкость с аммиакосодержащей жидкостью; 10-компрессор; 11-водяной манометр; 12-реактор; 13-носитель ШН-2; 14, 15, 16-термопары; 17-теплоизоляция; 18, 19-газоотборные краны; 20, 21-перепускные краны; 22-хроматограф "Цвет-530"; 23-дымомер ИДС-1; 24-ГИАМ-15; 25-ГИАМ-14

Наличие нагревателя ОГ позволяет без изменения режима работы двигателя (выделения NO_x) изменять температуру катализатора. На основании исследований с разными катализаторами, при различных объемных скоростях и отношениях NH_3/NO_x было выявлено, что предпочтительный диапазон работы катализатора составляет 250-450°C и максимальная эффективность восстановления NO_x достигает 90% [14].

Одним из факторов, лимитирующем работу катализаторов является отложение сажи, которая блокирует активные центры каталитических реакций. Выявлено, что в зависимости от сажевого содержания в объеме катализатора регенерация может носить как мягкий характер с повышением температуры на 50-100°C, так и жесткий с повышением температуры выше 1350°C, что ведет к выходу из строя нейтрализатора [15].

В результате приведенных исследований было выявлено, что катализатор восстановления NO_x состава $\text{CuO}:\text{Cr}_2\text{O}_3$ -5:5 обеспечивается начало выгорания сажи с 200-250°C. К особенностям этого процесса следует отнести необходимость внутренней диагностики нейтрализатора. На данном двигателе были проведены также исследования по влиянию на показатели двигателя биодизельных топлив и смесей растительных масел с ДТ. Выявлено снижение дымности примерно на 40%, и повышения выделения NO_x на 10%.

Комплексная оценка систем нейтрализации отработавших газов

Комплексной оценкой эффективности систем нейтрализации являются затраты, отнесенные к единице мощности за единицу времени $\text{грн}/(\text{кВт ч})$ и определяются по формуле:

$$C_{\Sigma} = C_1 + C_2 + C_3 + C_4 + C_5,$$

где C_1 - стоимость топлива, которая определяется как произведение массового расхода топлива на стоимость 1 кг топлива ($\text{грн}/(\text{кВт ч})$); C_2 - суммарный ущерб от выделения NO_x , твердых частиц, CO , CH , которые определяются с учетом массового выброса и показателей агрессивности ($\text{грн}/(\text{кВт ч})$); C_3 - ущерб от выделения парниковых газов, в частности, CO_2 , который определяется как массовый выброс за единицу времени на единицу мощности $\text{грн}/(\text{кВт ч})$. Стоимость CO_2 принимается равной 60 евро/т.; C_4 - ущерб от остаточного газавосстановителя после нейтрализатора, например, NH_3 , показатель относительной агрессивности которого на 30 % выше, чем NO . Определяется с учетом массового выброса NH_3 и показателя агрессивности ($\text{грн}/(\text{кВт ч})$); C_5 - ущерб от выделения газов при регенерации сажи, который определяется как массовый выброс CO_2 при регенерации на стоимость CO_2 ($\text{грн}/(\text{кВт ч})$).

По данному комплексной оценке возможно сравнение комбинаций применения различных способов снижения ВВ при использовании альтернативных топлив.

Заключение

В настоящее время одним из основных критериев выбора двигателей и топлив становятся экологические показатели, которые включают не только вредных выбросов с отработавшими газами, но и «парниковые» газы. Выбор процесса смесеобразования в цилиндре двигателя, подбора альтернативных топлив и параметров систем нейтрализации позволяет обеспечить все ужесточающиеся нормы не только на вредные выбросы, но и на «парниковые» газы. Данные требования возможно обеспечить принятием на межгосударственном уровне соответствующих нормативных документов, стимулирующих использование альтернативных топлив и применение комплексных систем нейтрализации отработавших газов.

Список литературы:

1. Лицинина Н. А., Кулешов Н. П. Получение этилена из этилового спирта // Матеріали XI Всеукраїнської науково-практичної конференції «Технологія-2008». - Северодонецьк, 2008. - С. 18.
2. Крайнюк А. И., Васильев И. П. Комплексная оценка эффективности использования топлив растительного происхождения в дизелях // Двигатели внутреннего сгорания. - 2007. - № 2. - С. 77-81.
3. Парсаданов І. В. Наукові основи комплексного поліпшення показників паливної економічності та токсичності відпрацьованих газів дизелів вантажних автомобілів і сільськогосподарських машин: Автореф. дис... д-ра техн. наук: 05.05.03 / Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут» -Харків, 2003. - 37 с.
4. Гайворонский А. И., Марков В. А., Илатовский Ю. В. Использование природного газа и других альтернативных топлив в дизельных двигателях. - М.: ООО «ИРЦ Газпром», 2007.-480 с.
5. Romm Joseph J. The hype about hydrogen // IEEE Eng/ Manag. Rev. - 2006.-34.-№ 4.-С. 58-65.
6. Mathias Snåre, Iva Kubičková, Päivi Mäki-Arvela, Kari Eränen, and Ditry Yu. Murzin. Heterogeneous Catalytic Deoxygenation of Stearic Acid for Production of Biodiesel // Ind. Eng. Chem. Res.-2006. - 45.-С. 708-5715.
7. Nitsch von Joachim, Krewitt Wolfrarn. Erneuerbare Energien – Garantien einer zukunftsfähigen Energieversorgung // Sonnenenergie (Germany). - 2004.-№ 5.-S. 44-48.
8. Марков В. А., Баширов Р. М., Габитов И. И. Токсичность отработавших газов дизелей. 2-е изд. перераб. и доп. - М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002.-С.336.
9. Звонов В. А., Симонова Е. А., Шеховцов Ю. И. Физико-химические и токсикологические характеристики частиц, выбрасываемых дизельными двигателями в окружающую среду (обзор) // Экотехнологии и ресурсосбережение. - 2005. - №2. - С. 37-47.
10. Васильев И. П. Методика определения дымности и дисперсности сажевых частиц отработавших газов дизеля при работе на биодизеле // Приоритетные направления науки и техники, прорывные и критические технологии: - (ЭЭТПЭ-2007). - Барнаул: ОАО "Алтайский дом печати", 2007. - С. 62-63.
11. Звонов В. А. Токсичность двигателей внутреннего сгорания.-2-е изд., перераб. - М.: Машиностроение, 1981. - 160 с.
12. Васильев И. П., Ключ О. В. Внутрицилиндровый катализ в дизелях. - Калининград: КГТУ, 2008.- 133 с.
13. Hug H. T., Mayer F., Hartenstein A. Off-Highway Exhaust Gas After-Treatment: Combining Urea-SCR, Oxidation Catalysis and Traps // SAE Pap. Tech Ser.-1993.- № 930363. - p. 14.
14. Звонов В. А., Звонова З. Т., Фесенко П. П., Васильев И. П. Исследование каталитической нейтрализации отработавших газов дизеля // ДВС. - Харьков, 1978. - № 28. - С. 121-127.
15. Звонов В. А., Заиграев Л.С., Васильев И. П., Бодров Ю. К. Результаты исследования электромеханического фильтра для улавливания твердых частиц из отработавших газов дизеля // Эко-технологии и ресурсосбережение. - 1996. - № 4. - С. 59-64

УДК 621.43

В.О. Мазін, канд. техн. наук

ЗНАЧИМІСТЬ ФАКТОРІВ ДОСКОНАЛОСТІ ТЕПЛООВОГО ДВИГУНА

Введення

У період ринкових відносин є підвищений інтерес до теплових двигунів (ТД) і рівня їх досконалості. Реальний рівень досконалості (РД) як багатофакторну інтегральну оцінку якості можна встановити тільки з аналізу самих значних факторів. Методу оцінки значимості (Im) поки не існує, «вагові коефіцієнти» – лише її умовний образ. Спроби щодо оцінки значимості робилися [1-4], результати, однак, сумнівні через необґрунтовані допущення. Відомий метод визначення РД ТД без урахування значимості факторів (за допущення рівної значимості) [5, 6], оцінка досконалості при цьому має похибку, що треба ще встановити.

Формулювання проблеми

Рівень досконалості теплового двигуна необхідно визначати з урахуванням значимості факторів досконалості (ФД). Задача у тому, щоб встановити значимість факторів одного типу ТД. Значимість факторів значною мірою залежить від призначення двигуна. Так надійність, маса і габарити по-різному враховуються при оцінці досконалості авіаційних і стаціонарних двигунів, економічність і довговічність – цивільних і військових... Існуюча класифікація ТД за призначенням актуальна для оцінки значимості також.

Метод визначення значимості факторів досконалості

Досконалість ТД встановлюють з аналізу множини показників і характеристик – факторів; $i = 1 \dots n$ – порядковий номер і кількість факторів, розмір аналізованої множини факторів. Значення кожного фактора окремо у досконалості ТД різні, у цьому сенсі вони характеризуються значимістю, важливіс-

тю. Розрізняють фактори звичайної, високої і дуже високої, низької і дуже низької й зневажливо малої значимості.

Якість ТД поліпшують поетапно, кожен результат характеризується рівнем досконалості й множиною факторів різної значимості. Значимість факторів за етапами змінюється, множина може скоротитись при зменшенні значимості окремих факторів аналізованої множини до зневажливо малої чи розширитись за рахунок сторонніх факторів підвищеної значимості; $k-1$, k – ознаки попереднього і поточного етапів.

З методичних розумінь прийнята умова: первісна сума значимостей аналізованих факторів зберігається $\sum Im_{n, k-1} = \sum Im_{n, k} = \text{const}$. На рис. 1 графічна модель методу: великий прямокутник, складений з менших прямокутників, їхні площі відповідають сумі значимостей факторів і значимостям окремих факторів.

Вдосконалення ТД складається зі зміни показників і характеристик (факторів) у бік кращих споживчих властивостей. Існує функціональна підпорядкованість, у цьому зв'язку розрізняють функції мети й аргументи з їх виконання.

Значимість фактора пов'язана з витратами щодо його визначення і виконання (час, гроші) й побічно з кількістю згадувань у літературі; тому існує 2 підходи визначення значимості економічний і статистичний. Витрати (B) мають трудову і матеріальну складові. У більшості випадків трудові витрати на створення ТД розподіляються між факторами порівну, у результаті їх (стартова) значимість виявляється однаковою

$$B_{\phi i} = B_{ТД} / n; \quad Im_i = 1/n = idem. \quad (1)$$

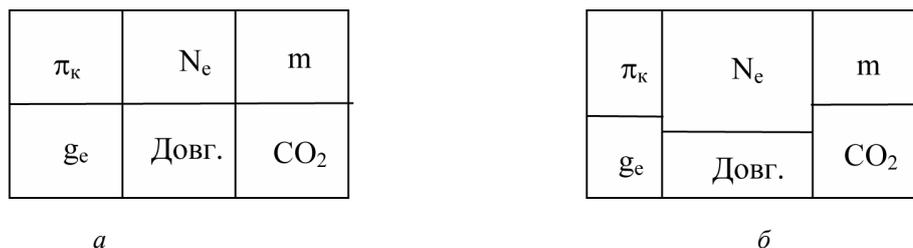


Рис. 1. Графічна інтерпретація значимості аналізованих факторів теплового двигуна

а, б – до і після вдосконалення; π_k – ступінь підвищення тиску у компресорі; m – маса двигуна; N_e , g_e – ефективні потужність і питома витрата палива, CO_2 – концентрація вуглекислого газу у випускному газі, Довг. – довговічність двигуна

Статистичний підхід

Принцип визначення значимості факторів за статистичним і економічним підходами загальний, різниця в одиницях і особливостях обліку: згадування у літературі проти грошового вираження витрат. Статистичний підхід менш точний, проте не вимагає безпосереднього зв'язку з виробництвом. При визначенні значимості за статистичним підходом розрізняють етапи перший і наступні – відповідно до розширення врахованої літератури, змістом етапи не розрізняються. Особливістю є диференціація значимості ФД ТД вже на I етапі.

Значимість фактора за статистичним підходом

$$Im = \mathcal{C}_\phi / \mathcal{C}_{ТД}, \quad (2)$$

де \mathcal{C}_ϕ , $\mathcal{C}_{ТД}$ – число, кількість друкованих праць, присвячених визначенню, виконанню чи вдосконаленню конкретного фактора і ТД у цілому (для ТД враховуються праці, що стосуються факторів у т.ч.).

На II і наступних етапах встановлюються невраховані друковані праці з фактору і ТД ($\mathcal{C}_{\phi k}$, $\mathcal{C}_{ТД k}$), відносні зміни відповідних кількостей, відносна зміна й власно значимість фактору

$$\begin{aligned} Dif_\phi &= \mathcal{C}_{\phi k} / \mathcal{C}_{\phi k-1}, & Dif_{ТД} &= \mathcal{C}_{ТД k} / \mathcal{C}_{ТД k-1}; \\ Dif_\phi / Dif_{ТД} & & Im_k &= Im_{k-1} \cdot Dif_\phi / Dif_{ТД} \end{aligned} \quad (3)$$

Значимість залежить від розміру, ширини, кількості факторів аналізованої множини – див. формулу (1). При аналізі ТД розрізняють множини: з оцінки значимості ФД, значимих факторів і з визначення РД; перша множина тут сама загальна, а кожна на-

ступна – підмножина попередньої. Розмір множини з визначення РД ТД встановлюється з умови необхідності й достатності, тому що існує межа, за якою його величина майже не змінюється; в поодинокому випадку множини щодо визначення РД ТД і значима збігаються.

Розрахована значимість ФД являє собою числа значно менші одиниці і не сприймається як яскрава характеристика, не зручна для визначення РД ТД. Цих недоліків не існує, якщо відраховувати значимість відносно одиниці. Досвід показав, в аналізованій множині завжди є численна група т.зв. звичайних факторів близької значимості середніх величин, у інших вона істотно більша і менша. Визначивши середню значимість звичайних факторів Im_{mid} , поділивши на неї значимість членів аналізованої множини з заданою точністю і позначивши межі, множина калібрується на якісні групи зі значимістю порівняною до одиниці.

У таблиці 1 наведені множина значимих ФД, значимості ФД автомобільних ДВЗ при середній значимості звичайних факторів $Im_{mid} = 0.03$ і коефіцієнти специфіки галузей $k = Im / Im_{авт}$ тракторних, тепловозних, судових і стаціонарних ДВЗ. Ці дані отримані за статистичним підходом щодо оцінки значимості при обробці 2627 друкованих праць на глибину 35 років. Автомобільні двигуни прийняті за базу для порівняння через значну кількісну перевагу.

Таблиця 1. Значимість показників і характеристик для досконалості автомобільних ДВЗ ($Im_{mid} = 0.03$).
Коефіцієнт специфіки галузей

	$Im_{авт}$	$\kappa = Im/Im_{авт}$			
		тракторні	тепловозні	судові	стаціонарні
$D \cdot 10^3, м$	1.1	0.9	0.9	0.9	0.9
$S \cdot 10^3, м$	1.1	0.9	0.9	0.9	0.9
$V_h \cdot 10^6, м^3$	1.1	0.9	0.9	0.9	0.9
ε	1.2	0.9	0.9	0.9	0.9
$m, кг$	0.9	1.2	0.9	0.9	0.4
ОЧ, ЦЧ	1	1	1	1	1
α	1.2	0.9	0.9	0.9	0.9
π_κ	1	1.1	1.1	1.1	1.1
$p_\kappa, МПа$	1	1.1	1.1	1.1	1.1
$T_\kappa, К$	0.5	2	2	2	2
$\Delta T_x, ^\circ$	0.9	1.2	1.2	1.2	1.2
$T_T, К$	1.1	1.1	1.1	1.1	1.1
$n, об/хв$	1.5	1	1	1	1
$M_{кр}, Н \cdot м$	1.3	1.2	1	1	0.5
$N_e, кВт$	1.5	1	1	1	1
$g_e, кг/кВт \cdot год.$	1.6	0.9	0.8	0.8	0.9
СО, %	1.4	0.7	0.6	0.4	0.7
СО ₂ , %	1.4	0.7	0.6	0.4	0.7
NO _x , %	1.4	1	1	0.9	1
$C_n H_m, \%$	1	0.8	0.6	0.5	1
Шум, дБ	0.6	0.8	2	1	1.7
Надійність, відмов до 1 перебирання	0.9	1	1.7	1.7	1.1
Довговічність, годин	0.9	1	1.6	1.6	1.6
(Довжина×Ширина×Висота)·10 ³ , м	0.9	0.7	0.9	0.9	0.4

Позначення: D, S – діаметр циліндру й хід поршня; V_h – робочий об'єм циліндру; ε – ступінь стиску; m – маса двигуна; ОЧ, ЦЧ – октанове й цетанове числа використовуваних бензину й дизельного палива; α – коефіцієнт надлишку повітря; π_κ – ступінь підвищення тиску в компресорі; p_κ, T_κ – тиск і температура наддувочного повітря; ΔT_x – зниження температури повітря в охолоджувачі; T_T – температура газу на вході в турбіну; n – частота обертання колінчастого валу; $N_e, M_{кр}$ – ефективна потужність і крутний момент на валу двигуна; g_e – питома ефективна витрата палива; СО, СО₂, NO_x, $C_n H_m$ – концентрації окису вуглецю, вуглекислого газу, різних окислів азоту і вуглеводнів у випускному газі

У таблиці є фактори суворого виконання, що сприяють виконанню, наслідки та інші. Фактори суворого виконання захищені документами (ТЗ, ДСТ, правила ЄЕК ООН й ін.) і є носіями мети, замовлення, розпорядження, обмеження; при невідповідності документам їх значимість стає дуже високою. Спри-

ятливі формують, умови для факторів суворого виконання, наслідки пов'язані з цими групами (причинами) так чи інакше. Існує зв'язок значимості з приналежністю до цих груп: як правило, для факторів суворого виконання вона найвища (N_e, n), потім ідуть

сприятливі ($\pi_{до}$, ε) й наслідки (g_e , CO_2), замикають ряд інші.

Виконаний аналіз показав, значимість факторів досконалості теплових двигунів (автомобільних ДВЗ у даному випадку) може бути порівнянною (однаковою навіть) і відрізнятися. При визначенні рівня досконалості допускається значимість не брати до уваги тільки у тому випадку, коли усі члени відповідної множини мають порівнянну значимість (рівну у границі).

За допомогою рівня досконалості можливо проаналізувати динаміку зміни якості теплових двигунів однієї серії (марки) з виробленням досить ймовірного прогнозу. Аналіз вітчизняних ДВЗ показав, значимість факторів досконалості з часом змінюється мало й поступово, монотонно, швидше за усе, відповідає продуктивності праці.

Висновки

1. Фактори досконалості теплового двигуна розрізняються значимістю, для автомобільних ДВЗ – у 2 ... 3 рази. Множина факторів досконалості автомобільних ДВЗ відрізняється рівнозначністю – невеликим розкидом значимості.

2. Значимість факторів досконалості теплових двигунів значно розрізняється з типом і призначенням, для ДВЗ за призначенням – у 1.5 ... 2 рази.

3. Дійсний метод придатний для теплових двигунів різних типів, газотурбінних і роторно-поршневих у т.ч., важливо лише коректно окреслити множину аналізованих факторів.

Список літератури:

1. Єроценков С.А., Крушедольский О.Г., Сергієнко М.І. Оцінка ступеня досконалості тепловозних дизелів сімейства Д80 //Міжвуз. зб. наук. праць. Хар-ДАЗТ. – 1998. – Вип. 32. – С. 3 – 9.
2. Эфрос В.В., Столбов М.С., Лупачёв П.Д. Выбор критериев и методов оценки топливной экономичности тракторных и комбайновых двигателей //Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1986. – № 7. – С. 13 – 17.
3. Clauton R.M. Hydrogen enrichment for low-emission jet Combustion //Evaporate combustion fuels symposium. 172-nd meet. amer. chem. soc. – Washington, D.C., 1978. – P. 267 – 286.
4. Строков А.П., Парсаданов И.В. Многофакторное исследование процесса смесеобразования дизеля со смещённой форсункой //Сб. науч. тр., посвящённый 50-летию МАМИ. – Труды МАМИ. – 1989. – С. 105.
5. Мазин В.А. Обобщенный показатель качества теплового двигателя: метод определения //Вісник двигунобудування. – Запоріжжя: ОАО «Мотор-Січ», 2008. – № 1. – Знаходиться у друці з 04.12.2007.
6. Мазин В.А. Новый подход к оценке качества теплового двигателя //Нові матеріали і технології в металургії та машинобудуванні. – Запоріжжя: ЗНТУ, 2008. – № 1. – Знаходиться у друці з 18.01.2008.

УДК 621.436.068.001.5

Д.Д. Матиевский, д-р техн. наук, А.Е. Свистула, д-р техн. наук, А.С. Фролкин, инж.

УМЕНЬШЕНИЕ ТОКСИЧНОСТИ ВЫБРОСОВ С ОТРАБОТАВШИМИ ГАЗАМИ ПЕРСПЕКТИВНЫХ ТРАКТОРНЫХ ДИЗЕЛЕЙ СЕРИИ Д-3040

Постановка задачи

Важнейшим требованием к двигателям внутреннего сгорания в перспективе является обеспечение их экологической безопасности. Вредные выбросы отработавших газов (ОГ) автотракторных дизелей и снижают качество сельскохозяйственных культур, приводят к заболеваниям с/х животных. Поэтому, наряду с улучшением экономических показателей двигателей внутреннего сгорания, снижение токсичности ОГ становится важнейшей проблемой.

Задача исследований заключалась в разработке и реализации метода комплексной доводки экологических показателей перспективных дизелей серии «30» производства ОАО «ПО Алтайский моторный завод» (ПО АМЗ), обеспечивающего выполнение требований ГОСТ Р 41.96 – 2005 (Правила ЕЭК ООН № 96) с сохранением высокого уровня топливной экономичности без существенного усложнения конструкции.

Методика и результаты расчетно-экспериментального исследования

Комплексный метод доводки дизеля заключался в максимально возможном снижении удельного эффективного расхода топлива (g_e) и уменьшении выбросов продуктов неполного сгорания для оптимального по экономичности угла опережения впрыска топлива ($Q_{впр\ onm}$) с тем, чтобы затем осуществить выбор $Q_{впр}$, при котором эмиссия NO_x укладывается в нормы ГОСТ Р 41.96-2005 без превышения норм выброса продуктов неполного сгорания. При существующей организации рабочего процесса переход на $Q_{впр}$, соответствующий минимальному выходу

NO_x приведет к превышению норм ГОСТ Р 41.96-2005 по выбросам оксида углерода СО и твердых частиц РМ, при этом заметно возрастет удельный эффективный расход топлива g_e , а температура отработавших газов перед турбиной быстро достигнет критической величины.

В качестве объекта исследований принят перспективный дизель Д-3040 (4ЧН 13/14) производства ОАО «ПО АМЗ» (4-клапанный дизель с турбонаддувом, центральной вертикально расположенной форсункой. Дизель имеет на номинальном режиме частоту вращения $n=2000$ мин⁻¹, эффективную мощность $Ne=165^{+3}$ кВт, удельный эффективный расход топлива $g_e=221$ г/кВт·ч, обеспечивает запас крутящего момента $\mu=15\%$; на режиме максимального крутящего момента: $n=1500$ мин⁻¹, крутящий момент $M_{kmax}=915$ Н·м).

На первом этапе комплексной доводки дизеля реализовано два основных направления: совершенствование топливо- и воздухоподдачи.

Увеличение размерности плунжерной пары с 10×12 мм до 12×14 мм позволило поднять максимальное давление впрыскивания до 100 МПа на номинальном режиме, а на режиме максимального крутящего момента – до 88 МПа, что дало возможность улучшить качество распыливания топлива и сократить продолжительность впрыскивания ϕ на 2 и 1,5° п.к.в. соответственно (рис. 1), уменьшить неполноту сгорания $\Delta X_{н.п.}$ и несвоевременность подвода теплоты $\delta_{н.с.}$ [1].

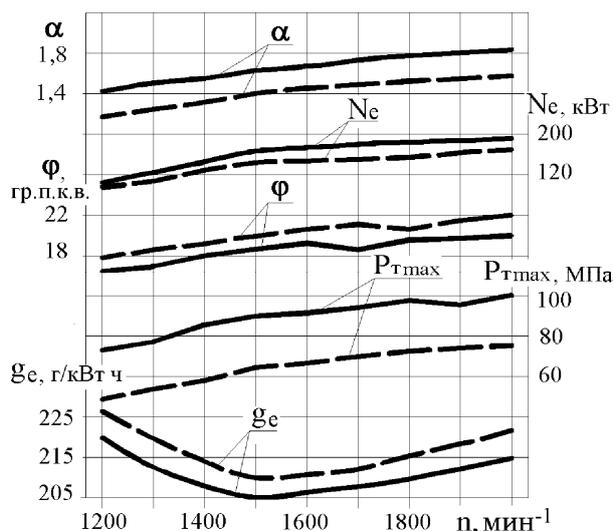


Рис. 1. Скоростная характеристика. Этап 1
— опытный дизель; — — базовый дизель Д-3040

Повышение коэффициента избытка воздуха α достигалось оптимизацией системы наддува и улучшением характеристик агрегата наддува. Использован высокооборотный турбокомпрессор К-27 (Чехия), позволивший увеличить давление наддува воздуха на номинальном режиме на 0,02 МПа, а на режиме максимального крутящего момента на 0,032 МПа. Благодаря применению плунжерной пары 12×14 мм и более производительного турбокомпрессора К-27 было достигнуто увеличение коэффициента избытка воздуха α по всей скоростной характеристике (рис. 1). Это привело к снижению удельного эффективного расхода топлива на номинальном режиме на 7 г/(кВт ч), а по скоростной характеристике — на 5÷8 г/(кВт ч).

Следующий этап доводочно-конструкторских работ заключался в увеличении числа сопловых отверстий распылителя форсунки с 4 до 5 при незначительном росте эффективного проходного сечения $(\mu f)_p$, а также одновременном увеличении диаметра камеры сгорания и уменьшении интенсивности закрутки воздушного заряда во впускном канале, для согласования динамики топливных факелов в подвижном заряде с формой камеры сгорания.

Вместо форсунок с регулировкой давления начала впрыска $P_{\phi 0} = 27,5$ МПа, распылителей с числом сопловых отверстий $i_{co} = 4$, диаметром иглы $d_u = 4,5$ мм, ходом иглы $h_u = 0,32 \pm 0,01$ мм, $(\mu f)_p = 0,3 \dots 0,32$ мм², устанавливались форсунки с $P_{\phi 0} = 25$ МПа, распылителями с $i_{co} = 5$, $d_u = 6$ мм, $h_u = 0,3 \pm 0,01$ мм, $(\mu f)_p = 0,32 \dots 0,34$ мм². Переход на диаметр иглы 6 мм вместо 4,5 мм обусловлен улучшением гидравлических характеристик распылителей при увеличении числа сопловых отверстий, снижении давления начала впрыска топлива до 25 МПа — уменьшением угла опережения впрыска топлива $Q_{впр}$ и снижением износа корпуса распылителя.

Увеличение числа сопловых отверстий в распылителе при незначительном увеличении $(\mu f)_p$ и интенсификации топливоподачи (100 МПа) положительно сказывается на дальнобойности факела и существенно увеличивает тонкость распыливания топлива, сокращает продолжительность впрыска ϕ .

Интенсивность вихреобразования у опытного дизеля предполагается уменьшить на 25 % по сравнению с базовым. Это связано с применением топливной аппаратуры с увеличенным давлением впрыска и большим числом сопловых отверстий форсунки, а также увеличенным с 72 до 77 мм диаметром камеры сгорания при неизменном ее объеме.

При увеличении диаметра камеры сгорания сокращается продолжительность сгорания $\phi_{сз}$, интенсивность тепловыделения (определяемая отношением $dx/d\phi$) в диффузионной области существенно возрастает. Повышенная энергия распыливания топлива обеспечивает меньшее его попадание на стенки камеры сгорания, т.е. увеличивается доля объемного смесеобразования.

С целью уменьшения выбросов NOx трансформированы фазы газораспределения:

впуск:	начало до ВМТ	20°
	конец после НМТ	40°
выпуск:	начало до НМТ	50°
	конец после ВМТ	15°

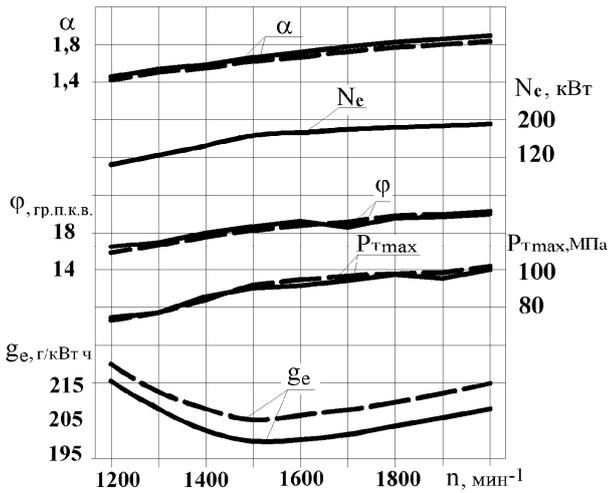


Рис. 2. Скоростная характеристика. Опытный дизель

-- этап 1; — этап 2

Фазы смещены в сторону опережения на $\Delta\varphi=5\dots 10^\circ$ п.к.в. Так, окончание закрытия впускного клапана после НМТ уменьшено на 10° п.к.в., закрытие выпускного после ВМТ – на 5° п.к.в. Если величина открытия выпускного клапана с учетом турбонаддува составляла $60\div 70^\circ$ до НМТ, то для уменьшения выбросов NO_x , она уменьшается до $45\div 50^\circ$ до НМТ. Без изменения осталось начало открытия впускного клапана – 20° п.к.в. до ВМТ, это сделано для сохранения эффективного сечения клапанной щели, коэффициента наполнения η_v и снижения потерь на впуске.

Перечисленные мероприятия (повышение энергии впрыска, уменьшение мелкости распыливания, равномерное распределение топлива по объему камеры сгорания, повышение коэффициента избытка воздуха α , увеличение диаметра камеры сгорания) позволяют существенно снизить удельный эффективный расход топлива по всей скоростной характеристике (рис. 2). Важно отметить, что высокий α позволяет сгладить степень ухудшения показателей двигателя по топливной экономичности, эмиссии NO_x и выбросам продуктов неполного сгорания (CH , CO , твердые частицы) при «недозавихивании» и

«перезавихивании» воздушного заряда [2, 3]. В итоге, при оптимальном по топливной экономичности угле опережения впрыска топлива 22° п.к.в. до ВМТ удельный эффективный расход топлива на номинальном режиме составил $208 \text{ г}/(\text{кВт ч})$, а на режиме максимального крутящего момента – $199 \text{ г}/(\text{кВт ч})$, эмиссия NO_x – $10,8 \text{ г}/(\text{кВт ч})$, выбросы CO – $0,85 \text{ г}/(\text{кВт ч})$, CH – $0,5 \text{ г}/(\text{кВт ч})$ и твердых частиц PM – $0,07 \text{ г}/(\text{кВт ч})$. Отсюда следует, что при оптимальном по экономичности $Q_{\text{впр}}$ эмиссия окислов азота NO_x на 95 % превышает допустимую норму по ГОСТ Р 41.96-2005 ($6 \text{ г}/(\text{кВт ч})$), и имеется значительный запас по выбросам продуктов неполного сгорания. При снижении угла опережения впрыска до 16° п.к.в. до ВМТ, эмиссия NO_x уменьшается до $5,6 \text{ г}/(\text{кВт ч})$, а выбросы продуктов неполного сгорания не превышают предельно допустимые значения: CH – $0,6 \text{ г}/(\text{кВт ч})$, CO – $1,7 \text{ г}/(\text{кВт ч})$, твердых частиц – $0,14 \text{ г}/(\text{кВт ч})$. При этом g_e возрос по скоростной характеристике на $2\div 8 \text{ г}/(\text{кВт ч})$ и составил на номинальном режиме $216 \text{ г}/(\text{кВт ч})$, а на режиме максимального крутящего момента – $202 \text{ г}/(\text{кВт ч})$ (рис. 3 и 4).

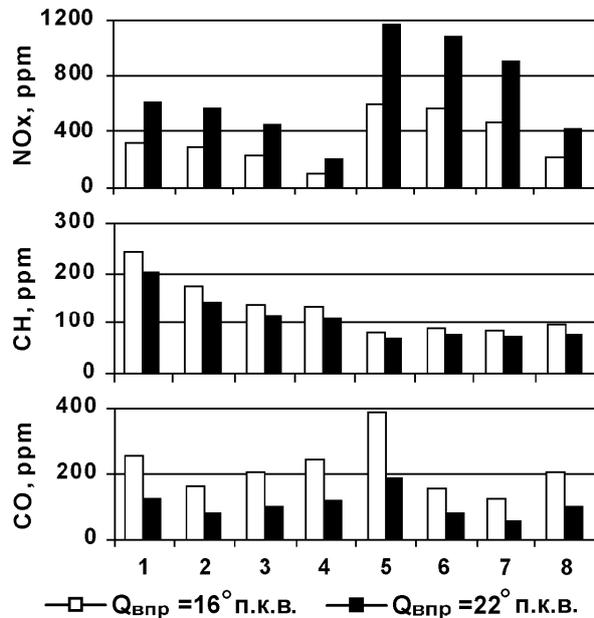


Рис. 3. Выбросы NO_x , CH и CO по 8-ми режимному испытательному циклу по ГОСТ Р 41.96-2005

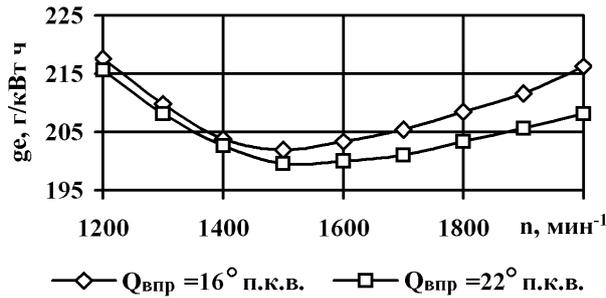


Рис. 4. Увеличение g_e при переходе на меньший угол опережения впрыска топлива

При уменьшении $Q_{\text{впр}}$ произошло снижение максимального давления газов P_z до 14,8 МПа с одновременным ростом температуры выпускных газов перед турбиной до 620° С.

3. Заключение

4. Разработан комплекс доводочно-конструкторских мероприятий, позволяющий дизелям Д-3040 производства ОАО «ПО АМЗ» соответствовать требованиям ГОСТ Р 41.96-2005 по удельным выбросам вредных веществ.

5. Установлено, что повышение коэффициента избытка воздуха α позволяет снизить степень ухудшения показателей дизеля, как по топливной экономичности, так и по эмиссии окислов азота NO_x , а также по продуктам неполного сгорания – CO и твердым частицам.

6. Предложен переход к увеличению доли объемного смесеобразования за счет увеличения диаметра камеры сгорания.

Список литературы:

1. Матиевский Д.Д. Показатели эффективности двигателей внутреннего сгорания и их анализ. - Барнаул: Изд-во АлтГТУ, 2006. - 79 с.
2. Кульчицкий А.Р. Токсичность автомобильных и тракторных двигателей. - Владимир: Изд-во Владим. гос. ун-та, 2000. - 256 с.
3. Марков В.А., Баширов Р.М., Габитов И.И., Кислов В.Г. Токсичность отработавших газов дизелей. - Уфа: Изд-во БГАУ, 2000. - 144 с.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАЗРАБОТКИ КОМПЛЕКСНОЙ СИСТЕМЫ НЕЙТРАЛИЗАЦИИ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ ДИЗЕЛЕЙ ПРИ РАБОТЕ НА АЛЬТЕРНАТИВНЫХ ТОПЛИВАХ

Введение

Ограниченные запасы на Земном шаре невозобновляемых источников энергии остро ставят проблему поиска альтернативных источников энергии, в частности, возобновляемых и поддерживающих экологическое равновесие. Также произошло стирание граница между традиционными сырьем и продуктами питания. Последние становятся сырьем не только для топливного сектора, но и для химического производства. Так на ЗАО «АЗОТ» (г. Северодонецк) планирует использование в качестве сырья биоэтанола для производства органических веществ и синтетических полимеров [1]. И этот процесс стал необратимым. Поэтому возникает задача рационального использования сырьевых ресурсов с обеспечением минимального вредного воздействия на окружающую среду и изменения климата.

Поэтому разработка мероприятий по обеспечению все ужесточающихся норм на вредные выбросы становится актуальной и важной практической задачей. Для ее решения необходимо опираться на комплексную оценку эффективности использования не только топлив растительного происхождения, но и систем нейтрализации [2].

Формулирование проблемы

При решении вопроса о выборе систем нейтрализации отработавших газов (ОГ) двигателя при работе на альтернативных топливах необходима ком-

плексная оценка, отнесенная к единице мощности за единицу времени [3]. Она должна учитывать стоимости топлива, экологического ущерба от вредных выбросов (ВВ) с ОГ и выбросов «парниковых» газов. При этом следует учитывать изменения характеристик ВВ, вносимых переходом на альтернативные топлива и воздействием систем нейтрализации, использующих нейтрализующие добавки, которые также являются вредными веществами. В этом свете возникают задачи оценки влияния на ВВ с ОГ использования альтернативных топлив и параметров систем нейтрализации.

Выбросы вредных веществ с ОГ при сгорании альтернативных топлив

Выбросы ВВ зависят от состава топлив, условий смесеобразования, граничных условий сгорания и т. д. Составляющими топлив различных видов являются С - углерод, Н - водород, О - кислород, S-сера, N - азот, P-фосфор. К вредным выбросам относятся NO_x -оксиды азота; ГЧ- твердые частицы (дымность), СО – оксид углерода, СН - углеводороды, Р - соединения фосфора, S-соединения серы. К «парниковым» газам относятся CO_2 , CH_4 , N_2O , HFCs, PFCs, и SF_6 . В настоящее время наблюдается ужесточение норм на ВВ с ОГ, которые возможно проследить по данным из таблицы 1 [4].

В табл. 2 представлено изменение качественного состава альтернативных топлив и ВВ по сравнению с ДТ.

Таблица 1. Нормы на вредные выбросы с ОГ дизелей

Нормы	Год введения			Нормы выбросов, г/(кВт·ч)			
	Европа	Россия	Украина	CO	CH _x	NO _x	ТЧ
EURO-1	1993	1998		4,5	1,1	8	0,36
EURO-2	1995	1999	01.01.2006	4	1,1	7	0,15
EURO-3	1999	2006		2	0,6	4,5	0,1
EURO-4	2005	2008-2010		1,5	0,5	3,5	0,08
EURO-5	2006-2009	После 2010		1	0,5	2	0,05

Таблица 2. Изменение состава вредных выбросов по сравнению с выбросами при работе на ДТ

Альтернативное топливо	Состав топлива	Изменение вредных выбросов по сравнению с выбросами дизельного топлива	Парниковые газы
Дизельное топливо	C, H, S	NO _x , ТЧ, CO, CH, S	CO ₂
Водород	H ₂	При $\alpha < 0,6$ NO _x ↓, При повышении α NO _x ↑, N↓, CO↓	H ₂ O ₂ CO ₂ ↓
Природный газ	90% CH ₄	NO _x ↓, ТЧ↓, CO↓, CH↓, S↓	CO ₂ , CH ₄
Спирты	CH ₃ OH C ₂ H ₅ OH	NO _x ↓, ТЧ↓, CO↑, CH↑, CO ₂ ↑	нет
Биоэтанол	C ₂ H ₅ OH	NO _x ↓, ТЧ↓, CO↑, CH↑, CO ₂ ↑	нет
Биодизельное топливо	C, H, O, S, P	NO _x ↑, ТЧ↓, CO↓, CH↓, S↓, P↑	нет
Растительные масла	C, H, O, S, P	NO _x ↑, ТЧ↓, CO↓, CH↓, S↓, P↑	нет
ЖСТ из угля	C, H, O, S, N	NO _x ↓, ТЧ↑, CO↓, CH↓, S↑	CO ₂

Хотя водород является перспективным энергоносителем, но существующие технологии автомобилей на топливных элементах с использованием водорода в качестве топлива далеки от стадии коммерциализации, и в ближайшие 25 лет не следует ожидать существенного сокращения выбросов CO₂ за счет их использования. Здесь необходимо применение возобновляемых источников энергии [5].

Перспективно использование биомассы. Если сейчас используется биомасса первого поколения в виде растительных масел и биодизельного топлива, то второе поколения связано с получением компонентов моторного топлива из биомассы [6]. К 2050 году доля этого вида энергии только на транспорте составит около 30% [7].

При использовании природного газа наблюдается снижение выделения NO_x и ТЧ. Природный газ содержит 90% метана, поэтому в ОГ также содержится этот «парниковый» газ. В случае принятия ограничений по выбросам CH₄ потребуется использование катализаторов окисления CH₄ [8].

При использовании ЖСТ наблюдается увеличение дымности ОГ, и снижение выделения NO_x.

При использовании спиртов снижаются выбросы NO_x примерно на 70% и ТЧ на 40-50% и нет соединений серы. При этом наблюдается рост CH, CO и CO₂.

При использовании биодизельного топлива и растительных масел как топлив наблюдается примерно на 10% повышение NO_x. При этом можно считать, что выделения CO₂ нет, поскольку этот газ поглощается масличными растениями в процессе фотосинтеза на полях. При этом дымность снижается до 40%, но дисперсность частиц уменьшается, что является отрицательным фактором [9, 10].

Системы нейтрализации ОГ

Системы нейтрализации ОГ дизельных двигателей содержат фильтры и каталитические нейтрализаторы. При этом следует учитывать особенности их эксплуатации. Так, когда ограничивают традиционные ВВ, которые обеспечиваются за счет добавки,

например, газов восстановителей, то в случае неполадок в системе нейтрализации вредное воздействие может быть выше, чем без системы нейтрализации.

Необходимо учитывать выбросы CO₂ при разных системах нейтрализации. Например, использование сажевых фильтров, сажа из которых удаляется, имеет меньший уровень выделения CO₂, чем у фильтров, на которых происходит ее выжигание с образованием CO₂ и CO.

Решение проблемы

Возможности снижения вредных выбросов с отработавшими газами за счет рабочего процесса ограничены [11]. Совершенствование внутрицилиндровых процессов также не решает полностью поставленные задачи [12].

На основании рассмотренных материалов выявлено, что все ужесточающие нормы на ВВ с ОГ, нельзя выполнить только совершенствованием рабочего процесса двигателя, а необходимо использова-

ние альтернативных топлив и совершенствование систем нейтрализации. Поэтому целью данной работы является разработка комплексной системы оценки по снижению ВВ с ОГ. В этом свете необходимо определить фактическое воздействие указанных факторов на выбросы ВВ с ОГ, что требует создание стенда для исследования различных топлив и снабженно-го универсальной системой нейтрализации как NO_x, так и сажи.

Экспериментальная установка и результаты исследований

Для исследования процесса селективного восстановления оксидов азота, называемого за рубежом – SCR и AdBlue [13] и обеспечивающего EURO-5, параметров регенерации сажи на катализаторах и определения влияния топлив растительного происхождения на показатели дизеля была модернизирована установка на базе вихрекамерного дизеля 2Ч8,5/11, которая приведена на рис. 1.

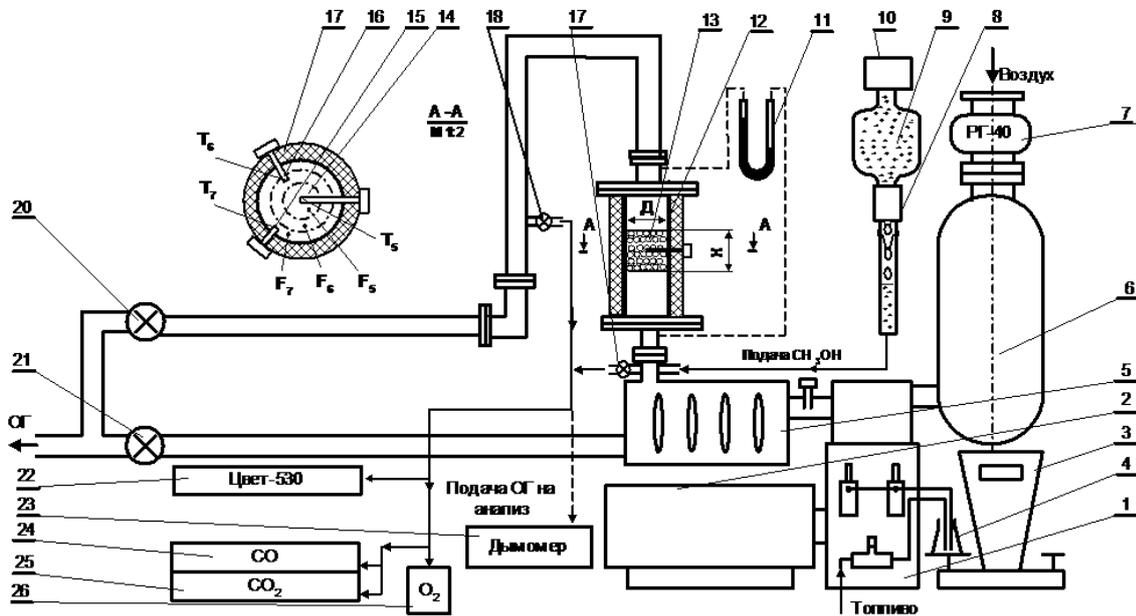


Рис. 1. - Схема установки с дизелем 2 Ч8,5/11

- 1-дизель; 2-электродвигатель (генератор); 3-весы; 4-мерная колба; 5-нагреватель ОГ; 6-воздушный ресивер;
- 7-газовый счетчик; 8- расходомер; 9-емкость с аммиакосодержащей жидкостью; 10-компрессор;
- 11-водяной манометр; 12-реактор; 13-носитель ШН-2; 14, 15, 16-термопары; 17-теплоизоляция;
- 18, 19-газоотборные краны; 20, 21-перепускные краны; 22-хроматограф "Цвет-530";
- 23-дымомер ИДС-1; 24-ГИАМ-15; 25-ГИАМ-14

Наличие нагревателя ОГ позволяет без изменения режима работы двигателя (выделения NO_x) изменять температуру катализатора. На основании исследований с разными катализаторами, при различных объемных скоростях и отношениях NH_3/NO_x было выявлено, что предпочтительный диапазон работы катализатора составляет 250-450°C и максимальная эффективность восстановления NO_x достигает 90% [14].

Одним из факторов, лимитирующем работу катализаторов является отложение сажи, которая блокирует активные центры каталитических реакций. Выявлено, что в зависимости от сажевого содержания в объеме катализатора регенерация может носить как мягкий характер с повышением температуры на 50-100°C, так и жесткий с повышением температуры выше 1350°C, что ведет к выходу из строя нейтрализатора [15].

В результате приведенных исследований было выявлено, что катализатор восстановления NO_x состава $\text{CuO}:\text{Cr}_2\text{O}_3$ -5:5 обеспечивается начало выгорания сажи с 200-250°C. К особенностям этого процесса следует отнести необходимость внутренней диагностики нейтрализатора. На данном двигателе были проведены также исследования по влиянию на показатели двигателя биодизельных топлив и смесей растительных масел с ДТ. Выявлено снижение дымности примерно на 40%, и повышения выделения NO_x на 10%.

Комплексная оценка систем нейтрализации отработавших газов

Комплексной оценкой эффективности систем нейтрализации являются затраты, отнесенные к единице мощности за единицу времени $\text{грн}/(\text{кВт ч})$ и определяются по формуле:

$$C_{\Sigma} = C_1 + C_2 + C_3 + C_4 + C_5,$$

где C_1 - стоимость топлива, которая определяется как произведение массового расхода топлива на стоимость 1 кг топлива ($\text{грн}/(\text{кВт ч})$); C_2 - суммарный ущерб от выделения NO_x , твердых частиц, CO , CH , которые определяются с учетом массового выброса и показателей агрессивности ($\text{грн}/(\text{кВт ч})$); C_3 - ущерб от выделения парниковых газов, в частности, CO_2 , который определяется как массовый выброс за единицу времени на единицу мощности $\text{грн}/(\text{кВт ч})$. Стоимость CO_2 принимается равной 60 евро/т.; C_4 - ущерб от остаточного газавосстановителя после нейтрализатора, например, NH_3 , показатель относительной агрессивности которого на 30 % выше, чем NO . Определяется с учетом массового выброса NH_3 и показателя агрессивности ($\text{грн}/(\text{кВт ч})$); C_5 - ущерб от выделения газов при регенерации сажи, который определяется как массовый выброс CO_2 при регенерации на стоимость CO_2 ($\text{грн}/(\text{кВт ч})$).

По данному комплексной оценке возможно сравнение комбинаций применения различных способов снижения ВВ при использовании альтернативных топлив.

Заключение

В настоящее время одним из основных критериев выбора двигателей и топлив становятся экологические показатели, которые включают не только вредных выбросов с отработавшими газами, но и «парниковые» газы. Выбор процесса смесеобразования в цилиндре двигателя, подбора альтернативных топлив и параметров систем нейтрализации позволяет обеспечить все ужесточающиеся нормы не только на вредные выбросы, но и на «парниковые» газы. Данные требования возможно обеспечить принятием на межгосударственном уровне соответствующих нормативных документов, стимулирующих использование альтернативных топлив и применение комплексных систем нейтрализации отработавших газов.

Список литературы:

1. Лицинина Н. А., Кулешов Н. П. Получение этилена из этилового спирта // Матеріали XI Всеукраїнської науково-практичної конференції «Технологія-2008». - Северодонецьк, 2008. - С. 18.
2. Крайнюк А. И., Васильев И. П. Комплексная оценка эффективности использования топлив растительного происхождения в дизелях // Двигатели внутреннего сгорания. - 2007. - № 2. - С. 77-81.
3. Парсаданов І. В. Наукові основи комплексного поліпшення показників паливної економічності та токсичності відпрацьованих газів дизелів вантажних автомобілів і сільськогосподарських машин: Автореф. дис... д-ра техн. наук: 05.05.03 / Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут» -Харків, 2003. - 37 с.
4. Гайворонский А. И., Марков В. А., Илатовский Ю. В. Использование природного газа и других альтернативных топлив в дизельных двигателях. - М.: ООО «ИРЦ Газпром», 2007.-480 с.
5. Romm Joseph J. The hype about hydrogen // IEEE Eng/ Manag. Rev. - 2006.-34.-№ 4.-С. 58-65.
6. Mathias Snåre, Iva Kubičková, Päivi Mäki-Arvela, Kari Eränen, and Ditry Yu. Murzin. Heterogeneous Catalytic Deoxygenation of Stearic Acid for Production of Biodiesel // Ind. Eng. Chem. Res.-2006. - 45.-С. 708-5715.
7. Nitsch von Joachim, Krewitt Wolfrarn. Erneuerbare Energien – Garant einer zukunftsfähigen Energieversorgung // Sonnenenergie (Germany). - 2004.-№ 5.-S. 44-48.
8. Марков В. А., Баширов Р. М., Габитов И. И. Токсичность отработавших газов дизелей. 2-е изд. перераб. и доп. - М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002.-С.336.
9. Звонов В. А., Симонова Е. А., Шеховцов Ю. И. Физико-химические и токсикологические характеристики частиц, выбрасываемых дизельными двигателями в окружающую среду (обзор) // Экотехнологии и ресурсосбережение. - 2005. - №2. - С. 37-47.
10. Васильев И. П. Методика определения дымности и дисперсности сажевых частиц отработавших газов дизеля при работе на биодизеле // Приоритетные направления науки и техники, прорывные и критические технологии: - (ЭЭТПЭ-2007). - Барнаул: ОАО "Алтайский дом печати", 2007. - С. 62-63.
11. Звонов В. А. Токсичность двигателей внутреннего сгорания.-2-е изд., перераб. - М.: Машиностроение, 1981. - 160 с.
12. Васильев И. П., Ключ О. В. Внутрицилиндровый катализ в дизелях. - Калининград: КГТУ, 2008.- 133 с.
13. Hug H. T., Mayer F., Hartenstein A. Off-Highway Exhaust Gas After-Treatment: Combining Urea-SCR, Oxidation Catalysis and Traps // SAE Pap. Tech Ser.-1993.- № 930363. - p. 14.
14. Звонов В. А., Звонова З. Т., Фесенко П. П., Васильев И. П. Исследование каталитической нейтрализации отработавших газов дизеля // ДВС. - Харьков, 1978. - № 28. - С. 121-127.
15. Звонов В. А., Заиграев Л.С., Васильев И. П., Бодров Ю. К. Результаты исследования электромеханического фильтра для улавливания твердых частиц из отработавших газов дизеля // Эко-технологии и ресурсосбережение. - 1996. - № 4. - С. 59-64

УДК 621.43

В.О. Мазін, канд. техн. наук

ЗНАЧИМІСТЬ ФАКТОРІВ ДОСКОНАЛОСТІ ТЕПЛООВОГО ДВИГУНА

Введення

У період ринкових відносин є підвищений інтерес до теплових двигунів (ТД) і рівня їх досконалості. Реальний рівень досконалості (РД) як багатofакторну інтегральну оцінку якості можна встановити тільки з аналізу самих значних факторів. Методу оцінки значимості (Im) поки не існує, «вагові коефіцієнти» – лише її умовний образ. Спроби щодо оцінки значимості робилися [1-4], результати, однак, сумнівні через необґрунтовані допущення. Відомий метод визначення РД ТД без урахування значимості факторів (за допущення рівної значимості) [5, 6], оцінка досконалості при цьому має похибку, що треба ще встановити.

Формулювання проблеми

Рівень досконалості теплового двигуна необхідно визначати з урахуванням значимості факторів досконалості (ФД). Задача у тому, щоб встановити значимість факторів одного типу ТД. Значимість факторів значною мірою залежить від призначення двигуна. Так надійність, маса і габарити по-різному враховуються при оцінці досконалості авіаційних і стаціонарних двигунів, економічність і довговічність – цивільних і військових... Існуюча класифікація ТД за призначенням актуальна для оцінки значимості також.

Метод визначення значимості факторів досконалості

Досконалість ТД встановлюють з аналізу множини показників і характеристик – факторів; $i = 1 \dots n$ – порядковий номер і кількість факторів, розмір аналізованої множини факторів. Значення кожного фактора окремо у досконалості ТД різні, у цьому сенсі вони характеризуються значимістю, важливіс-

тю. Розрізняють фактори звичайної, високої і дуже високої, низької і дуже низької й зневажливо малої значимості.

Якість ТД поліпшують поетапно, кожен результат характеризується рівнем досконалості й множиною факторів різної значимості. Значимість факторів за етапами змінюється, множина може скоротитись при зменшенні значимості окремих факторів аналізованої множини до зневажливо малої чи розширитись за рахунок сторонніх факторів підвищеної значимості; $k-1$, k – ознаки попереднього і поточного етапів.

З методичних розумінь прийнята умова: первісна сума значимостей аналізованих факторів зберігається $\sum Im_{n, k-1} = \sum Im_{n, k} = \text{const}$. На рис. 1 графічна модель методу: великий прямокутник, складений з менших прямокутників, їхні площі відповідають сумі значимостей факторів і значимостям окремих факторів.

Вдосконалення ТД складається зі зміни показників і характеристик (факторів) у бік кращих споживчих властивостей. Існує функціональна підпорядкованість, у цьому зв'язку розрізняють функції мети й аргументи з їх виконання.

Значимість фактора пов'язана з витратами щодо його визначення і виконання (час, гроші) й побічно з кількістю згадувань у літературі; тому існує 2 підходи визначення значимості економічний і статистичний. Витрати (B) мають трудову і матеріальну складові. У більшості випадків трудові витрати на створення ТД розподіляються між факторами порівну, у результаті їх (стартова) значимість виявляється однаковою

$$B_{\phi i} = B_{ТД} / n; \quad Im_i = 1/n = idem. \quad (1)$$

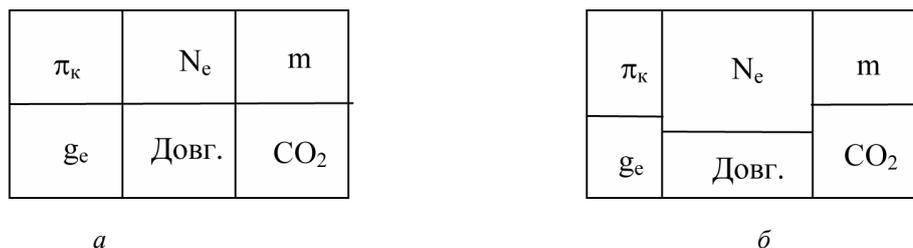


Рис. 1. Графічна інтерпретація значимості аналізованих факторів теплового двигуна

а, б – до і після вдосконалення; π_k – ступінь підвищення тиску у компресорі; m – маса двигуна; N_e , g_e – ефективні потужність і питома витрата палива, CO_2 – концентрація вуглекислого газу у випускному газі, Довг. – довговічність двигуна

Статистичний підхід

Принцип визначення значимості факторів за статистичним і економічним підходами загальний, різниця в одиницях і особливостях обліку: згадування у літературі проти грошового вираження витрат. Статистичний підхід менш точний, проте не вимагає безпосереднього зв'язку з виробництвом. При визначенні значимості за статистичним підходом розрізняють етапи перший і наступні – відповідно до розширення врахованої літератури, змістом етапи не розрізняються. Особливістю є диференціація значимості ФД ТД вже на I етапі.

Значимість фактора за статистичним підходом

$$Im = \mathcal{C}_\phi / \mathcal{C}_{ТД}, \quad (2)$$

де \mathcal{C}_ϕ , $\mathcal{C}_{ТД}$ – число, кількість друкованих праць, присвячених визначенню, виконанню чи вдосконаленню конкретного фактора і ТД у цілому (для ТД враховуються праці, що стосуються факторів у т.ч.).

На II і наступних етапах встановлюються невраховані друковані праці з фактору і ТД ($\mathcal{C}_{\phi k}$, $\mathcal{C}_{ТД k}$), відносні зміни відповідних кількостей, відносна зміна й власно значимість фактору

$$\begin{aligned} Dif_\phi &= \mathcal{C}_{\phi k} / \mathcal{C}_{\phi k-1}, & Dif_{ТД} &= \mathcal{C}_{ТД k} / \mathcal{C}_{ТД k-1}; \\ Dif_\phi / Dif_{ТД} & & Im_k &= Im_{k-1} \cdot Dif_\phi / Dif_{ТД} \end{aligned} \quad (3)$$

Значимість залежить від розміру, ширини, кількості факторів аналізованої множини – див. формулу (1). При аналізі ТД розрізняють множини: з оцінки значимості ФД, значимих факторів і з визначення РД; перша множина тут сама загальна, а кожна на-

ступна – підмножина попередньої. Розмір множини з визначення РД ТД встановлюється з умови необхідності й достатності, тому що існує межа, за якою його величина майже не змінюється; в поодинокому випадку множини щодо визначення РД ТД і значима збігаються.

Розрахована значимість ФД являє собою числа значно менші одиниці і не сприймається як яскрава характеристика, не зручна для визначення РД ТД. Цих недоліків не існує, якщо відраховувати значимість відносно одиниці. Досвід показав, в аналізованій множині завжди є численна група т.зв. звичайних факторів близької значимості середніх величин, у інших вона істотно більша і менша. Визначивши середню значимість звичайних факторів Im_{mid} , поділивши на неї значимість членів аналізованої множини з заданою точністю і позначивши межі, множина калібрується на якісні групи зі значимістю порівняною до одиниці.

У таблиці 1 наведені множина значимих ФД, значимості ФД автомобільних ДВЗ при середній значимості звичайних факторів $Im_{mid} = 0.03$ і коефіцієнти специфіки галузей $k = Im / Im_{авт}$ тракторних, тепловозних, судових і стаціонарних ДВЗ. Ці дані отримані за статистичним підходом щодо оцінки значимості при обробці 2627 друкованих праць на глибину 35 років. Автомобільні двигуни прийняті за базу для порівняння через значну кількісну перевагу.

Таблиця 1. Значимість показників і характеристик для досконалості автомобільних ДВЗ ($Im_{mid} = 0.03$).
Коефіцієнт специфіки галузей

	$Im_{авт}$	$\kappa = Im/Im_{авт}$			
		тракторні	тепловозні	судові	стаціонарні
$D \cdot 10^3, м$	1.1	0.9	0.9	0.9	0.9
$S \cdot 10^3, м$	1.1	0.9	0.9	0.9	0.9
$V_h \cdot 10^6, м^3$	1.1	0.9	0.9	0.9	0.9
ε	1.2	0.9	0.9	0.9	0.9
$m, кг$	0.9	1.2	0.9	0.9	0.4
ОЧ, ЦЧ	1	1	1	1	1
α	1.2	0.9	0.9	0.9	0.9
π_{κ}	1	1.1	1.1	1.1	1.1
$p_{\kappa}, МПа$	1	1.1	1.1	1.1	1.1
$T_{\kappa}, К$	0.5	2	2	2	2
$\Delta T_x, ^\circ$	0.9	1.2	1.2	1.2	1.2
$T_T, К$	1.1	1.1	1.1	1.1	1.1
$n, об/хв$	1.5	1	1	1	1
$M_{кр}, Н \cdot м$	1.3	1.2	1	1	0.5
$N_e, кВт$	1.5	1	1	1	1
$g_e, кг/кВт \cdot год.$	1.6	0.9	0.8	0.8	0.9
СО, %	1.4	0.7	0.6	0.4	0.7
СО ₂ , %	1.4	0.7	0.6	0.4	0.7
NO _x , %	1.4	1	1	0.9	1
$C_nH_m, \%$	1	0.8	0.6	0.5	1
Шум, дБ	0.6	0.8	2	1	1.7
Надійність, відмов до 1 перебирання	0.9	1	1.7	1.7	1.1
Довговічність, годин	0.9	1	1.6	1.6	1.6
(Довжина×Ширина×Висота)·10 ³ , м	0.9	0.7	0.9	0.9	0.4

Позначення: D, S – діаметр циліндру й хід поршня; V_h – робочий об’єм циліндру; ε – ступінь стиску; m – маса двигуна; ОЧ, ЦЧ – октанове й цетанове числа використовуваних бензину й дизельного палива; α – коефіцієнт надлишку повітря; π_{κ} – ступінь підвищення тиску в компресорі; p_{κ}, T_{κ} – тиск і температура наддувочного повітря; ΔT_x – зниження температури повітря в охолоджувачі; T_T – температура газу на вході в турбіну; n – частота обертання колінчастого валу; $N_e, M_{кр}$ – ефективні потужність і крутний момент на валу двигуна; g_e – питома ефективна витрата палива; СО, СО₂, NO_x, C_nH_m – концентрації окису вуглецю, вуглекислого газу, різних окислів азоту і вуглеводнів у випускному газі

У таблиці є фактори суворого виконання, що сприяють виконанню, наслідки та інші. Фактори суворого виконання захищені документами (ТЗ, ДСТ, правила ЄЕК ООН й ін.) і є носіями мети, замовлення, розпорядження, обмеження; при невідповідності документам їх значимість стає дуже високою. Спри-

ятливі формують, умови для факторів суворого виконання, наслідки пов’язані з цими групами (причинами) так чи інакше. Існує зв’язок значимості з приналежністю до цих груп: як правило, для факторів суворого виконання вона найвища (N_e, n), потім ідуть

сприятливі ($\pi_{до}$, ε) й наслідки (g_e , CO_2), замикають ряд інші.

Виконаний аналіз показав, значимість факторів досконалості теплових двигунів (автомобільних ДВЗ у даному випадку) може бути порівнянною (однаковою навіть) і відрізнятися. При визначенні рівня досконалості допускається значимість не брати до уваги тільки у тому випадку, коли усі члени відповідної множини мають порівнянну значимість (рівну у границі).

За допомогою рівня досконалості можливо проаналізувати динаміку зміни якості теплових двигунів однієї серії (марки) з виробленням досить ймовірного прогнозу. Аналіз вітчизняних ДВЗ показав, значимість факторів досконалості з часом змінюється мало й поступово, монотонно, швидше за усе, відповідає продуктивності праці.

Висновки

1. Фактори досконалості теплового двигуна розрізняються значимістю, для автомобільних ДВЗ – у 2 ... 3 рази. Множина факторів досконалості автомобільних ДВЗ відрізняється рівнозначністю – невеликим розкидом значимості.

2. Значимість факторів досконалості теплових двигунів значно розрізняється з типом і призначенням, для ДВЗ за призначенням – у 1.5 ... 2 рази.

3. Дійсний метод придатний для теплових двигунів різних типів, газотурбінних і роторно-поршневих у т.ч., важливо лише коректно окреслити множину аналізованих факторів.

Список літератури:

1. Єроценков С.А., Крушедольский О.Г., Сергієнко М.І. Оцінка ступеня досконалості тепловозних дизелів сімейства Д80 //Міжвуз. зб. наук. праць. Хар-ДАЗТ. – 1998. – Вип. 32. – С. 3 – 9.
2. Эфрос В.В., Столбов М.С., Лупачёв П.Д. Выбор критериев и методов оценки топливной экономичности тракторных и комбайновых двигателей //Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1986. – № 7. – С. 13 – 17.
3. Clauton R.M. Hydrogen enrichment for low-emission jet Combustion //Evaporate combustion fuels symposium. 172-nd meet. amer. chem. soc. – Washington, D.C., 1978. – P. 267 – 286.
4. Строков А.П., Парсаданов И.В. Многофакторное исследование процесса смесеобразования дизеля со смещённой форсункой //Сб. науч. тр., посвящённый 50-летию МАМИ. – Труды МАМИ. – 1989. – С. 105.
5. Мазин В.А. Обобщенный показатель качества теплового двигателя: метод определения //Вісник двигунобудування. – Запоріжжя: ОАО «Мотор-Січ», 2008. – № 1. – Знаходиться у друці з 04.12.2007.
6. Мазин В.А. Новый подход к оценке качества теплового двигателя //Нові матеріали і технології в металургії та машинобудуванні. – Запоріжжя: ЗНТУ, 2008. – № 1. – Знаходиться у друці з 18.01.2008.

Наукове видання

Двигуни внутрішнього згоряння
Всеукраїнський науково-технічний журнал

Відповідальний за випуск І.В. Рикова

Підп. до друку Формат 60x84 1/8. Папір офсетний.
Гарнітура Times.Різо-друк. Ум. друк. арк. 8 Обл.-вид.
арк. Наклад. 300 прим. Зам. № 18/08 Ціна договірна

Надруковано