

ДВС ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Всеукраинский научно-технический журнал

1'2005

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

А.Ф. Шеховцов, *д. т. н., проф.*

Н.К. Рязанцев, *д. т. н., проф.*

Ответственный секретарь

А.А. Прохоренко, *к. т. н., доц.*

У.А. Абдулгазис, *д. т. н., проф.*

Ф.И. Абрамчук, *д. т. н., проф.*

А.В. Белогуб, *к. т. н., доц.*

Ю.С. Бородин, *к. т. н., доц.*

Ю.Ф. Гутаревич, *д. т. н., проф.*

В.Г. Дьяченко, *д. т. н., проф.*

Я.С. Егоров, *д. т. н., проф.*

С.В. Епифанов, *д. т. н., проф.*

С.А. Ерощенко, *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.*

И.В. Парсаданов, *д. т. н., доц.*

В.И. Пелепейченко, *д. т. н., проф.*

В.А. Пылев, *д. т. н., проф.*

Е.Л. Пиротти, *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.*

СОДЕРЖАНИЕ

ОБЩИЕ ПРОБЛЕМЫ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ

С.А. Алёхин

Перспективы дальнейшего улучшения удельных массо-габаритных и мощностных показателей специальных двигателей типа БДН 12/2х12

А.П. Марченко, А.Ф. Минак, В.Г. Семенов, О.Ю. Линьков, В.В. Шпаковский, С.В. Обозный

Расчетно-экспериментальные исследования по оценке влияния подогрева альтернативных топлив на показатели работы дизеля

Л.П. Клименко, О.Ф. Прищепов, В.И. Андреев, А.П. Гожий

Методика оценки уровня экологической безопасности и экологического совершенства двигателя транспортного средства

В.А. Корогодский, С.В. Обозный, В.Г. Степанко

Оценка показателей рабочих процессов двигателя с искровым зажиганием и непосредственным впрыскиванием углеводородных топлив различного состава

РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ В ДВС

В.Г. Дьяченко

Термодинамические циклы двигателей внутреннего сгорания с продолженным расширением

А.А. Тропина

Образование оксидов азота при диффузионном горении метановоздушной смеси

А.П. Марченко, В.А. Петросяни, Д.Е. Самойленко

Влияние регулирования турбокомпрессора с безопасным направляющим аппаратом на показатели дизеля 4ЧН 12/14

С.А. Алехин, В.И. Пелепейченко, П.Я. Перерва, П.Е. Куницын, Д.Ю. Бородин

Особенности процесса сжатия в малоразмерных двухтактных двигателях с прямоточной продувкой.

В.А. Жуков, М.С. Курин

Выбор параметров газотурбинного наддува автомобильного дизеля

Г.С. Столяренко, А.В. Громыко

Озонный метод снижения токсичности отработавших газов двигателей внутреннего сгорания

АДРЕС РЕДКОЛЛЕГИИ
61002, г. Харьков, ул. Фрунзе, 21
Кафедра ДВС
Тел. (0572)400-848, 400-314
E-mail: dvs@kpi.kharkov.ua

КОНСТРУКЦИЯ ДВС

А.А. Лисовал

Математическая модель для экспериментальной аккумуляторной системы топливоподачи.

А.В. Тринева, П.Д. Гончар

Влияние локального воздушного охлаждения на температуру клапанной перемычки головки цилиндров форсированных автотракторных дизелей.

А.П. Марченко, Д.В. Мешков, И.В. Рыкова

Тенденции развития форсунок аккумуляторных топливных систем типа Common Rail.

А.В. Тринёв, А.Г. Косулин, А.Н. Авраменко

Использование локального воздушного охлаждения клапанного узла для форсированных автотракторных дизелей.

А.Н. Ганжа

Анализ эффективности аппаратов воздушного охлаждения.

Н.И. Мищенко, В.Г. Заренбин, Т.Н. Колесникова, В.Л. Супрун

Погрешности элементов бесшатунного двигателя с кривошипно-кулисным механизмом.

А.Л. Григорьев, С.А. Король, А.И. Дерябенко

Динамика пружин дизельной топливной аппаратуры.

ИСПЫТАНИЯ ДВС

Е.В. Снижко

Влияние внутреннего оребрения нагревателя на показатели маломощного двигателя Стирлинга модели УДС-1.

И.В. Парсаданов, С.Ю. Белик

Многофакторный анализ потерь на трение в быстроходном дизеле с газотурбинным наддувом.

В.Ф. Примиский

Газоаналитический микропроцессорный комплекс контроля отработавших газов.

В.З. Бычков, А.В. Грицюк, А.В. Зайцев, Н.В. Клименко, Г.В. Щербаненко

Метод ускоренной оценки моющих и антинагарных свойств моторных масел в двухтактном форсированном дизельном двигателе.

А.П. Поливянчук

Моделирование процесса охлаждения отработавших газов дизельного двигателя в разбавляющем туннеле.

А.Н. Пойда, Д. Г. Сивых

Автоматизированная система исследования и диагностирования автотракторных дизелей.

ТЕХНОЛОГИЯ ПРОИЗВОДСТВА ДВС

А.В. Белогуб, А.С. Стрибуль

Прогрессивные решения при проектировании и производстве поршней для автомобильных двигателей

А.М. Левтеров, А.В. Белогуб

Контроль качества проектирования поршня быстроходного автомобильного двигателя.

ЭКСПЛУАТАЦИЯ ДВС

А.Б. Богаевский

Выбор закона нагружения для дизель-генератора 588ДА дизель-поезда ДЭЛ-01.

А.И. Крайнюк, К.А. Луников

Комплекс бездренажного хранения сжиженного природного газа системы питания тепловозного дизеля

РЕФЕРАТЫ ОПУБЛИКОВАННЫХ СТАТЕЙ.

Двигатели внутреннего сгорания // Научно-технический журнал. Харьков: НТУ "ХПИ". – 2005, №1(6). – с. 156.

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

Издается по решению Ученого совета НТУ "ХПИ" протокол № 7 от 2.07.2004 г.

© Национальный технический университет "Харьковский Политехнический Институт", 2005.

УДК 621.436

С.А. Алёхин, канд. техн. наук

ПЕРСПЕКТИВЫ ДАЛЬНЕЙШЕГО УЛУЧШЕНИЯ УДЕЛЬНЫХ МАССО-ГАБАРИТНЫХ И МОЩНОСТНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ СПЕЦИАЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ТИПА 6ДН 12/2х12

В настоящее время в мире развернуты и интенсивно проводятся крупномасштабные разработки перспективных танковых двигателей нового поколения, предназначенных для перспективной бронетанковой техники. Известно, что в ходе совершенствования танкового вооружения и защиты происходит неуклонное возрастание массы боевых машин, что требует увеличения мощности двигателя для получения высоких тактико-технических характеристик.

Удельная мощность современных танков находится в пределах 18,5...22 кВт/т.

Поэтому одной из основных тенденций развития двигателестроения для военной техники нового поколения и модернизации имеющейся является увеличение агрегатной мощности силовой установки. Передовыми странами-производителями разработаны специальные двигатели мощностью 735 кВт и выше (см. табл. 1).

Таблица 1. Основные параметры специальных дизельных двигателей

Параметры	Россия	Украина						Германия		Англия	Израиль	Франция	Китай
	В-92С2	5ТДФ	6ТД-1	6ТД-2	6ТД-3 опыт- ный	6ТД-4 опыт- ный	6ТД-5 про- ект	МВ873	МТ883	С12V 1200	AVDS 1790-9A	UDV 8X1500	X150-960
Мощность, кВт л.с	735 1000	515 700	735 1000	882 1200	993 1350	1103 1500	1323 1800	1103 1500	1103 1500	882 1200	882 1200	1103 1500	706 960
Частота вращения, мин ⁻¹	2000	2800	2800	2600	2800	3000	3200	2600	3000	2300	2400	2500	2200
Диаметр цилиндра, мм	150	120	120	120	120	120	120	170	144	135	146	142	150
Ход поршня, мм	180	2х120	2х120	2х120	2х120	2х120	2х120	175	140	152	146	130	160
Рабочий объем, л	38,9	13,6	16,3	16,3	16,3	16,3	16,3	47,6	27,4	26,1	29,3	16,47	34,6
Число цилин- дров	12	5	6	6	6	6	6	12	12	12	12	8	12
Располо- жение ци- линдров	V-60°	Г ПДП	Г ПДП	Г ПДП	Г ПДП	Г ПДП	Г ПДП	V-90°	V-90°	V-60°	V-90°	V-90°	V-60°
Среднее эф- фективное давление P _е , МПа	1,18	0,83	0,99	1,27	1,33	1,38	1,55	1,09	1,64	0,9	1,54	3,28	1,54
Средняя скорость поршня, Сп, м/с	12	11,2	11,2	10,4	11,2	12	12,8	15,2	14	11,6	11,7	11,3	11,7
Габариты, мм:													
L	1466	1413	1602	1602	1602	1602	1602	1801	1676	1375	1750	1375	1394
B	896	955	955	955	1020	1080	1135	1975	950	935	1730	1462	940
H	1020	581	581	581	581	581	581	1030	824	975	1030	905	950
Масса, кг	1020	1040	1180	1180	1260	1350	1420	2590	1800	1880	2223	1650	1600
Литровая мощность, кВт/л	18,8	37,9	45,1	54,1	60,9	67,6	81,2	23,2	40,2	33,8	30,1	66,9	20,4
Удельная масса, кг/кВт.	1,36	2,99	1,60	1,33	1,26	1,22	1,07	2,35	1,63	2,14	2,52	1,50	2,27
Габаритная мощность, кВт/м ³	588	658	826	991	1044	1096	1250	302	842	706	283	606	569

В Казённом предприятии «Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению» (КП ХКБД) в настоящее время ведутся научно-исследовательские работы по созданию специальных танковых двигателей нового поколения путем дальнейшего форсирования двухтактных дизелей семейства 6ДН 12/2х12. Подходом к созданию таких двухтактных дизельных двигателей является предельная их форсировка за счет одновременного повышения средней скорости поршня C_m (частоты вращения коленчатого вала двигателя) и среднего эффективного давления p_e путем увеличения давления наддувочного воздуха в сочетании с промежуточным его охлаждением. Указанные параметры могут быть увеличены до значений, ограничивающих надежность работы двигателя.

В КП ХКБД накоплен богатый опыт в создании танковых двигателей, производство которых осуществляет Государственное предприятие «Завод имени В.А.Мальшева». Здесь был впервые разработан быстроходный двигатель В-2 для танка Т-34, а также решена сложная задача по созданию семейства двигателей типа ДН 12/2х12 для танков нового поколения.

Преимущества последних должны были рассматриваться на фоне тех преимуществ, которые получает танк. Двигатель должен иметь минимальную высоту (с целью снижения силуэта танка); низкую теплоотдачу в систему охлаждения для создания моторно-трансмиссионного отделения (МТО) малого объема, иметь возможность форсирования по удельной мощности, стабильно работать при высокой температуре окружающего воздуха и т.д.

Был принят смелый и, как показала впоследствии жизнь, удачный выбор конструкторского решения - быстроходный двухтактный турбопоршневой дизель с противоположно-движущимися поршнями, который смог удовлетворить наиболее жесткие требования.

Такая схема дизеля лишена одних из главных недостатков, присущих четырехтактным поршневым двигателям, - в ней отсутствуют такие теплонапряженные узлы, как головка цилиндров, газовый стык и выпускные клапаны, сдерживающие форсирование дизеля. Особенно это проявляется при высоком уровне форсирования (литровой мощности $N_{el} > 40$ кВт/л) и работе в условиях жаркого климата ($t_{oc} \geq 55$ °С).

При разработке указанного дизеля было заложено ряд прогрессивных конструкторских решений, позволяющих получить очень важные качества танка [1, 2, 3, 4].

1. Схема (как указывалось выше) с противоположно-движущимися поршнями без газового стыка и несущими стальными анкерами (болтами), полностью разгружающими блок от сил давления газа (p_z), позволившая выполнить блок из легкого алюминиевого сплава и тем самым существенно уменьшить массу дизеля в целом, и при этом обеспечить надежную работу при высоких значениях p_z .

2. Составной поршень с жаропрочной стальной накладкой и неразрезным первым уплотняющим жаровым кольцом, позволяющий организовать протекание рабочего процесса в цилиндрах дизеля с высокой литровой мощностью при повышенных температурах окружающего воздуха и p_z .

Жаропрочные накладки обеспечивают, кроме существенного повышения работоспособности деталей поршневой группы, также и заметное снижение теплоотдачи в воду (степень адиабатичности при этом составляет 32...35%) [2]. Низкая теплоотдача в воду позволяет уменьшить объем систем, обслуживающих дизель, что, в конечном итоге, положительно сказывается на создании компактного МТО танка.

Необходимо также отметить, что "горячие" накладки обеспечивают дизелю многотопливность, т.е. работу на дизельном топливе, бензинах и керосине.

3. Отличительной особенностью дизеля является

ся горизонтальное расположение цилиндров, что позволило обеспечить высоту дизеля 581 мм – самую низкую в мировой практике танкового двигателестроения. Такая высота дизеля обеспечивает особое качество танку – низкий его силуэт.

Горизонтальное расположение цилиндров позволило расположить дизель в танке поперечно, с двухсторонним отбором мощности от коленчатого вала на бортовые КПП без промежуточных звеньев (гитары и редуктора). В выемках, образовавшихся после установки бортовых КПП, с разных сторон дизеля установлены газовая турбина и компрессор наддувочного воздуха, связанные между собой ресорой. Такая компоновка обеспечивает наиболее плотное заполнение рабочего объема МТО танка.

Необходимо отметить следующее. С увеличением агрегатной мощности двигателя увеличивается и теплоотдача в воду и масло. При этом рост объема системы охлаждения опережает рост самого двигателя, что в конечном итоге приводит к увеличению объема МТО (т.е. при этом объем системы охлаждения является определяющим при разработке МТО). Поэтому в рассматриваемом дизеле приняты меры по существенному снижению теплоотдачи в систему охлаждения за счет решений указанных выше, а также отсутствия до определенного уровня форсирования промежуточного охлаждения наддувочного воздуха, и использования высокотемпературной системы охлаждения. В результате всех мероприятий суммарная теплоотдача в двухтактном дизеле не превышает 18% от введенного тепла, тогда как у четырехтактных она составляет 22...27% (т.е. на 19...33% выше).

На двухтактных дизелях на 25...35% больше воздуха расходуется на продувку цилиндров по сравнению с четырёхтактными. Благодаря низкой суммарной теплоотдаче и повышенному расходу газа удалось создать компактную эжекторную систему охлаждения за счет использования энергии отрабо-

тавших газов (при этом за турбиной создается избыточное давление газа в пределах 0,025...0,035 МПа). Такая система автоматически приспосабливается к температуре окружающего воздуха, обладает простотой конструкции и отсутствием подвижных деталей, что повышает ее надежность. Использование эжекторной системы охлаждения также приводит к разбавлению выпускных газов воздухом до температуры 250 °С, в результате чего улучшаются показатели теплового следа танка.

В результате тесного сотрудничества конструкторов-дизелистов (КП ХКБД) и конструкторов-танкистов (КП ХКБМ) впервые в мировой практике танкостроения удалось создать принципиально новую, чрезвычайно плотную компоновку МТО низкосилуэтного танка нового поколения Т-64 с поперечным расположением двухтактного низкопрофильного быстроходного турбопоршневого дизеля 5ТДФ мощностью 515 кВт, имевшего объем МТО – 2,64 м³. Танк Т-64, созданный в шестидесятые годы прошлого столетия, по удельной мощности МТО (195 кВт/м³) на многие годы опередил зарубежных конкурентов, которые только недавно приблизились к этому показателю.

Известные танки Т-80УД и Т-84, имеющие высокий рейтинг на мировом рынке, оснащены новыми быстроходными двухтактными турбопоршневыми дизелями 6ТД-1 (мощностью 735 кВт) и 6ТД-2 (мощностью 882 кВт), разработанными на базе дизеля 5ТДФ.

Впервые в мировой практике были освоены двигатели с уровнем литровой мощности 45,1 и 54,1 кВт/л. Это главное и принципиальное направление работ украинского танкового двигателестроения [1].

Известно, что важным направлением работ по уменьшению теплонапряженности основных деталей дизеля и по обеспечению возможности получения на двигателе высокой литровой мощности является

применение промежуточного охлаждения наддувочного воздуха. Это позволяет не только форсировать двигатель по мощности, но и улучшить параметры, а также заметно повысить надежность его работы. Широкие перспективы форсирования и получения высоких массогабаритных показателей открывает создание в КП ХКБД высокоэффективного компактного кольцевого охладителя наддувочного воздуха, встроенного в улитку компрессора наддувочного воздуха [5, 6].

В КП ХКБД была разработана и опробована двухконтурная система охлаждения, включающая: низкотемпературный контур для охлаждения наддувочного воздуха и высокотемпературный - для охлаждения непосредственно цилиндров двигателя. Циркуляция жидкости в контурах осуществляется одним водяным насосом. Такая система обеспечивает глубокое охлаждение наддувочного воздуха [5, 6].

Уровень форсировки по C_m ограничен необходимостью обеспечения требуемого срока службы двигателя, зависящего от его назначения, уровня технологии производства, качества применяемых материалов, степенью доводки узлов и агрегатов.

У семейства дизелей типа 6ДН 12/2х12 имеются значительные резервы. Номинальная частота вращения коленчатого вала равна 2800 мин^{-1} , при этом $C_m=11,2 \text{ м/с}$. Указанное значение средней скорости поршня не лимитирует ее дальнейшее повышение по следующим причинам. Высокие уровни форсирования двигателей потребовали создания принципиально нового серийного производства, в котором воплощены элементы авиационного моторостроения: шлифовка зубьев, износостойкие покрытия, приработочные покрытия, отливка жаропрочных деталей, использование высокооборотных подшипников качения и т.д.

Вместе с тем, в процессе создания высокофорсированных двигателей отработывались совершенно новые технологические процессы. К примеру, впер-

вые в мировой практике совместно с институтом электросварки имени Э.О. Патона выполнена сварка лопаток и диска турбины с содержанием никеля более 70%. Из сказанного можно утверждать, что достигнутый высокий уровень технологии серийного производства и использование новых материалов на дизеле 6ТД-2, а также применение качественного масла при его эксплуатации позволяет форсировать последний по C_m до $12,8 \text{ м/с}$ (т.е. до $n=3200 \text{ мин}^{-1}$), при которой достаточный ресурс работы двигателя обеспечивается. В современных двигателях $C_m=13 \text{ м/с}$ не является критическим значением.

С целью форсирования двигателей типа 6ДН 12/2х12 в КП ХКБД проведен большой комплекс расчетно-экспериментальных исследований по совершенствованию его узлов и систем. Стендовые испытания форсированного дизеля 6ТД-4 мощностью 1103 кВт с давлением наддува $P_k=0,355 \text{ МПа}$ и температурой воздуха после охладителя наддувочного воздуха $t_s=100^\circ\text{C}$ показали удовлетворительные результаты. Так, при максимальном давлении сгорания $p_z=14,0 \text{ МПа}$ получена литровая мощность $N_{el}=67,6 \text{ кВт}$ при экономичности $g_e=223 \text{ г/кВт}\cdot\text{ч}$.

Для определения дальнейших потенциальных возможностей развития и оценки работоспособности деталей цилиндропоршневой группы на режиме дизеля 6ТД-5 с промежуточным охлаждением воздуха на одноцилиндровом двигателе были проведены длительные испытания в объеме 100 часов с литровой мощностью $81,2 \text{ кВт/л}$. Испытания прошли без замечаний по надежности деталей цилиндропоршневой группы. Параметры рабочего процесса при испытании составляли: $g_e=231 \text{ г/кВт}\cdot\text{ч}$, $p_k=0,40 \text{ МПа}$, $t_s=100^\circ\text{C}$, $p_z=14,5 \text{ МПа}$.

Таким образом, дальнейшее улучшение мощностных и массогабаритных показателей семейства специальных двигателей 6ДН 12/2х12 является перспективным направлением научно-технической деятельности. По сравнению с серийным двигателем

6ТД-2 литровая мощность может быть увеличена на 50%, габаритная мощность увеличена на 26%, удельная масса уменьшена на 19%. По своим удельным показателям двигатель 6ДН 12/2х12 сохраняет и в дальнейшем ведущие позиции в мире в двигателестроении для бронетехники, достигнув уровня литровой мощности 81,2 кВт/л, габаритной мощности 1250 кВт/м³, удельной массы 1,07 кг/кВт, значительно опередив в этом основную массу конкурентов (см. рис. 1).

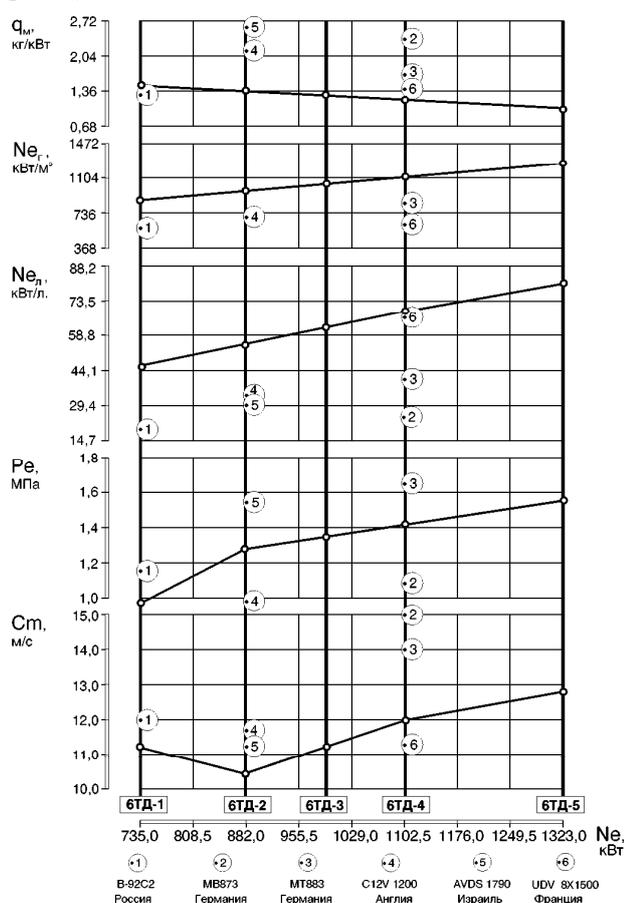


Рис. 1. Удельные параметры форсированных перспективных двигателей типа 6ДН 12/2х12

Вывод

УДК 621.436:662.756.3

А.П. Марченко, д-р техн. наук, А.Ф. Минак, канд. техн. наук, В.Г. Семенов, канд. техн. наук, О.Ю. Линьков, канд. техн. наук, В.В. Шпаковский, канд. техн. наук,

В результате расчетно-экспериментальных исследований установлено, что за счет высокого наддува в сочетании с промежуточным охлаждением наддувочного воздуха и увеличением номинальной частоты вращения коленчатого вала можно на двигателях типа 6ДН 12/2х12 достичь уровня литровой мощности $N_{e2}=81,2$ кВт/л, габаритной мощности $N_{e2}=1250$ кВт/м³, удельной массы 1,07 кг/кВт, что в своем сочетании является лучшим достижением в мировом танковом дизелестроении.

Список литературы:

1. Н.К. Рязанцев. Современные украинские танковые дизели. // Двигателестроение. - 2001. - №3. - С. 4-5.
2. Н.К. Рязанцев. Конструкция форсированных двигателей наземных транспортных машин. Ч.3. - Харьков: ХГПУ. -2004. -264 с. 3. Двигатель 6ТД. - М.: Военное издательство. - 1988. - 144 с. 4. Алёхин С.А., Рязанцев Н.К., Бородин Ю.С., Краюшкин И.А. Быстроходное дизелестроение на государственном предприятии "Завод имени Малышева." // Вестник национального технического университета "ХПИ". - Харьков: НТУ "ХПИ". - 2001. - №26. - С. 11-16.
5. Хамин Н.С., Аршинов Л.С., Дизели с наддувом. Состояние и перспективы. // Автомобильная промышленность. - 2000. №3 - С. 11-13. 6. Рязанцев Н.К., Анимов Ю.А., Алёхин С.А., Борисенко А.В., Любченко В.Н. Кольцевой охладитель наддувочного воздуха для высокооборотных двухтактных дизелей типа 6ДН12/2х12 // Двигатели внутреннего сгорания, 2003. -№ 1-2. С. 6-9.

С.В. Обозный, инж.

РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПО ОЦЕНКЕ ВЛИЯНИЯ ПОДОГРЕВА АЛЬТЕРНАТИВНЫХ ТОПЛИВ НА ПОКАЗАТЕЛИ РАБОТЫ ДИЗЕЛЯ

Введение

Двигатели внутреннего сгорания (ДВС) являются основными потребителями топлив нефтяного происхождения, запасы которых в отдельных регионах мира весьма ограничены. Если к этому добавить экологический вред, наносимый окружающей среде отработавшими газами ДВС, то все более привлекательной (экономически обоснованной), особенно для Украины, становится идея применения в качестве жидких энергоносителей для дизелей альтернативных топлив из возобновляемых источников, к которым в первую очередь можно отнести растительные масла (рапсовое, соевое, подсолнечное и др.). По своим физико-химическим свойствам альтернативные топлива существенно отличаются от традиционных дизельных топлив, что оказывает влияние как на организацию рабочего процесса в цилиндре двигателя, так и на его технико-экономические показатели и экологические характеристики.

В статье представлены результаты расчетно-экспериментального исследования рабочего процесса дизельного двигателя СМД-17Н (4ЧН12/14) при его работе на подогретых смесях рапсового масла рафинированного (РМ) с дизельным топливом (ДТ) и этиловыми эфирами жирных кислот рапсового масла (ЭЭРМ). Исследования проводились в соответствии с темами научно – исследовательских работ тематического плана министерства образования и науки Украины.

Цели и задачи исследования

Одной из основных задач, решаемых при конвертации дизельных двигателей на альтернативные топлива растительного происхождения, является

сохранение их эксплуатационных характеристик. В работах [1, 2] представлены результаты испытаний дизелей типа СМД при их работе на смесях РМ с ДТ и ЭЭРМ. Полученные экспериментальные данные позволяют сделать предварительные выводы о том, что эффективность работы дизеля на топливных смесях с содержанием РМ от 50% до 75% (по объему) и чистом ДТ практически одинакова. Следует обратить внимание на то обстоятельство, что топливные смеси по своим физико-химическим показателям отличаются от стандартного ДТ [2, 3, 4]. Изменение температуры топлива в той или иной степени отражается на его плотности, вязкости, поверхностном натяжении, коэффициенте сжимаемости и др. [3]. Именно эти показатели оказывают определенное влияние на протекание процессов впрыскивания, испарения, смесеобразования и сгорания в цилиндре дизеля и, в конечном итоге, на показатели его работы. Целью данного исследования являлось повышение эффективности работы дизеля на топливных смесях за счет приближения их физико-химических показателей к показателям ДТ. В ходе проведения эксперимента решались следующие задачи:

- оценка влияния температуры и состава топлива на его физико-химические показатели;
- расчетная оценка влияния физических показателей различных видов топлива на параметры топливной струи;
- экспериментальная оценка влияния степени подогрева топливных смесей на эффективные показатели работы двигателя;
- определение влияния эффективности работы двигателя на выбросы диоксида углерода при применении подогретых топливных смесей.

Оценка влияния температуры и состава топлива на его физико-химические показатели

Одним из важных преимуществ дизельных двигателей является возможность использования в них с высокой эффективностью топлив с различными физико-химическими показателями, предопределяемые их групповым составом. Существенным отличием применяемых в дизелях растительных масел и их смесей является наличие в них кислородосодержащих молекул ацилглицеринов, представляющие собой сложные эфиры глицерина и жирных кислот [5]. Так, например, дизельное топливо состава С : Н : О → 0,87 : 0,126 : 0,004 при принятом значении молекулярной массы $M_M^{DT} = 221$ кг/кмоль имеет приближенную суммарную формулу $C_{16}H_{27,6}O_{0,06}$, а используемое в эксперименте высокоэруковое рапсовое масло состава С : Н : О → 0,7803 : 0,1183 : 0,1014 имеет $M_M^{PM} = 947$ кг/кмоль и формулу $C_{61,5}H_{111,1}O_6$. Групповой состав РМ и его молекулярная масса определялись по результатам газожидкостной хроматографии [6].

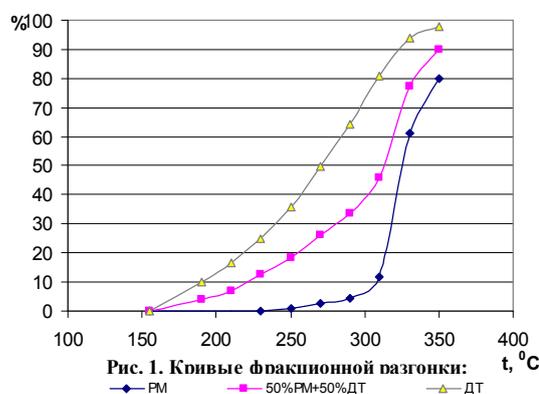
От группового состава топлива зависит одно из его важнейших физических свойств – испаряемость, которая определяет способность топлива к образованию топливовоздушной смеси в цилиндре двигателя и оказывает влияние на его технико-экономические показатели. На рис.1 приведены кривые фракционной разгонки трех видов топлива: дизельное (ДТ), рапсовое масло (РМ) и их топливная смесь 50% РМ + 50% ДТ (по объему). Для количественной оценки испаряемости топлива можно воспользоваться среднеобъемной температурой кипения $T_{cp.o.}$, которая определяется по зависимости

$$T_{cp.o} = \frac{T_{10} + T_{30} + T_{50} + T_{70}}{4}, \text{ К}; \quad (1)$$

где: T_{10} , T_{30} , T_{50} , T_{70} – температуры, соответствующие выкипанию 10, 30, 50, 70% объема топлива.

В результате расчетов были получены значения $T_{cp.o}$ для ДТ – 521 К, смеси 50%РМ + 50%ДТ – 557 К

и РМ – 594 К. Меньшая испаряемость капель большего диаметра более вязких топливных смесей должна была бы привести к увеличению периода задержки воспламенения φ_i . Однако, экспериментальные исследования [7] показали, что величина φ_i для различных видов топлива изменяется незначительно. На наш взгляд, это можно объяснить действием двух факторов. С одной стороны, в первую очередь с поверхностного слоя капля испаряется дизельное топливо, а с другой стороны – молекулы РМ, содержащие в себе кислород, являются более реакционноспособными, что способствует уменьшению величины условной энергии активации.



Оценим влияние температуры на физические показатели ингредиентов топливных смесей (ДТ и РМ) (см. рис. 2). С повышением температуры топлива плотность, поверхностное натяжение и вязкость его уменьшаются, коэффициент сжимаемости увеличивается. Плотность, вязкость и поверхностное натяжение РМ и ДТ определялись опытным путем [4, 5], коэффициент сжимаемости – по данным работы [3].

Изменение физико-химических показателей топлива соответствующим образом влияет на протекающие основополагающих процессов двигателя – процессов смесеобразования и сгорания.

Рассмотрим влияние группового состава применяемых в экспериментальных исследованиях различных видов топлива на их физико-химические показатели. На рис.3 представлены графические зави-

симости следующих величин: молекулярная масса топлива – M_m , плотность – ρ , низшая теплота сгорания – Q_H , поверхностное натяжение – σ , среднеобъемная температура кипения – $T_{cp.o}$, вязкость кинематическая – ν , коэффициент сжимаемости – α_T , процентное содержание в топливе кислорода O_2 и углерода C .

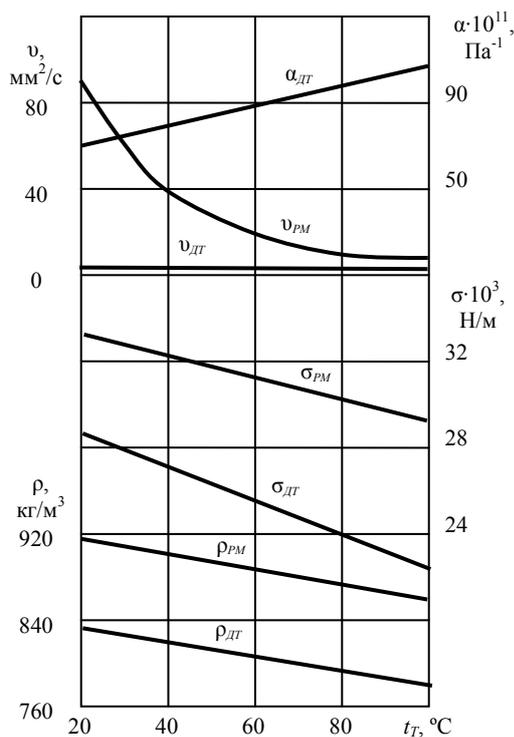


Рис. 2. Влияние температуры на физические показатели ДТ и РМ

По мере увеличения содержания РМ в топливных смесях увеличивается их молекулярная масса, что влечет за собой рост плотности, поверхностного натяжения, вязкости и среднеобъемной температуры кипения, при этом величина коэффициента сжимаемости уменьшается. В связи с отсутствием данных по α_T рапсового масла эта величина была оценена по известным значениям для масел близкого химического состава ($\alpha_{T20^\circ} = 62,7 \cdot 10^{-11} \text{ Па}^{-1}$ для оливкового масла). Повышение доли кислорода в топливных смесях приводит к снижению их низшей теплоты сгорания. Характер протекания графических зависимостей σ_{20° и α_{T20° для топливных смесей является

гипотетическим, так как отсутствуют данные по их определению. Остановимся на определении величины вязкости топливных смесей. При смешении двух компонентов удовлетворительные результаты по определению вязкости смеси дают расчеты по формуле [8]:

$$\lg \lg(\nu_{см} + 0,8) = x \cdot \lg \lg(\nu_1 + 0,8) + (1 - x) \lg \lg(\nu_2 + 0,8), \quad (2)$$

где: ν_1 , ν_2 и $\nu_{см}$ – соответственно кинематическая вязкость первого и второго компонентов, вязкость смеси, $\text{мм}^2/\text{с}$;

x – массовая доля менее вязкого компонента.

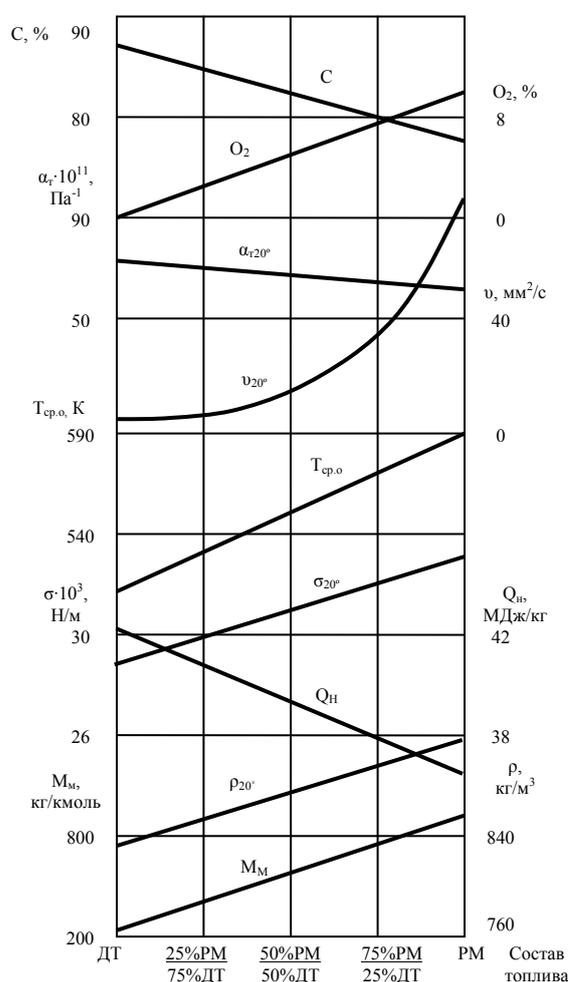


Рис. 3. Влияние состава топлива на его физико-химические показатели

Рассмотрим влияние физических показателей различных видов топлива на показатели работы топливной аппаратуры и параметры струи распыленного

топлива. Если плотность топлива обуславливает массовую цикловую подачу топлива (ЦПТ), то от вязкости зависят утечки топлива через зазоры прецизионных пар топливоподающей аппаратуры, степень дросселирования топлива в дополнительных и отсечных отверстиях втулки плунжера при их открытии и закрытии, а также в сопловых отверстиях распылителя форсунки. От вязкости и коэффициента сжимаемости топлива зависит коэффициент подачи топливного насоса высокого давления (ТНВД), действительный угол опережения подачи топлива и объёмная ЦПТ [3].

Исходя из уравнений, предложенных А.С. Лышевским [9], были получены выражения для оценки относительного изменения параметров процессов впрыскивания и распыливания дизельного топлива без подогрева ДТх и с подогревом ДТг, а также топливных смесей (ТС):

— относительное изменение среднего диаметра капли топлива по Заутеру

$$\frac{d_{32}}{d_{32\text{ДТх}}} = \left(\frac{\rho}{\rho_{\text{ДТх}}}\right)^{0,6053} \left(\frac{\sigma}{\sigma_{\text{ДТх}}}\right)^{0,1927} \left(\frac{\nu}{\nu_{\text{ДТх}}}\right)^{0,1466}; \quad (3)$$

— относительное время достижения струей то-

плива стенки камеры сгорания

$$\frac{\tau_S}{\tau_{S\text{ДТх}}} = \left(\frac{\rho}{\rho_{\text{ДТх}}}\right)^{0,05} \left(\frac{\sigma}{\sigma_{\text{ДТх}}}\right)^{0,37} \left(\frac{\nu}{\nu_{\text{ДТх}}}\right)^{-0,32}; \quad (4)$$

— относительное изменение угла раскрытия топливной струи

$$\frac{\text{tg}\left(\frac{\gamma}{2}\right)}{\text{tg}\left(\frac{\gamma}{2}\right)_{\text{ДТх}}} = \left(\frac{\rho}{\rho_{\text{ДТх}}}\right)^{-0,89} \left(\frac{\sigma}{\sigma_{\text{ДТх}}}\right)^{-0,25} \left(\frac{\nu}{\nu_{\text{ДТх}}}\right)^{-0,14}, \quad (5)$$

В табл.1 представлены результаты расчетов относительного изменения величин

d_{32} , τ_s , и $\text{tg}\left(\frac{\gamma}{2}\right)$ (см. формулы 3, 4, 5) при при-

нятых, на основании проведенного экспериментального исследования, усредненных значениях температур впрыскиваемых в цилиндр двигателя различных видов топлива: для ДТх - $T_{cp}=323\text{K}$, для ДТг и подогретых ТС - $T_{cp}=348\text{K}$. Необходимые для расчетов величины ρ , ν , σ определялись на основании графических зависимостей, представленных на рис.2 и рис.3, и формулы (2).

Таблица 1. Влияние физических показателей исследуемых топлив на относительное изменение параметров топливной струи

Вид топлива	Температура T_{cp} , К	Показатели			Параметры		
		ρ , кг/м ³	ν , мм ² /с	$\sigma \cdot 10^3$, Н/м	$\frac{d_{32}}{d_{32\text{ДТх}}}$	$\frac{\tau_S}{\tau_{S\text{ДТх}}}$	$\frac{\text{tg}\left(\frac{\gamma}{2}\right)}{\text{tg}\left(\frac{\gamma}{2}\right)_{\text{ДТх}}}$
ДТх	323	809	2,11	26,4	1	1	1
ДТг	348	792	1,44	24,4	0,92	1,10	1,10
$\frac{50\%PM}{50\%DT}$	323	851	6,2	28,6	1,23	0,73	0,81
	348	834	3,86	27,6	1,12	0,84	0,88
$\frac{75\%PM}{25\%DT}$	323	872	12,0	29,7	1,38	0,60	0,71
	348	855	7,0	29,1	1,26	0,71	0,79
ЭЭРМ	323	874	12,8	29,7	1,40	0,59	0,70
	348	857	7,2	29,1	1,26	0,70	0,78

Проведённое расчётное исследование позво-

ляет оценить степень влияния физических показате-

лей различных видов топлива на параметры топливной струи. В связи со снижением плотности, вязкости и поверхностного натяжения дизельного топлива при его нагреве уменьшается средний диаметр капель, увеличивается угол раскрытия топливной струи и время достижения струей стенки камеры сгорания, что способствует росту доли объёмного смесеобразования. Применение более плотных и вязких неподогретых топливных смесей ($T_{cp}=323K$) приводит к более грубому распыливанию топлива и попаданию большего его количества на стенки камеры сгорания, что уменьшает долю объёмного смесеобразования. Приближение физических показателей топливных смесей при их подогреве ($T_{cp}=348K$) к показателям дизельного топлива обеспечивает сближение параметров топливной струи различных видов топлива, что оказывает позитивное влияние на эффективность работы двигателя.

Результаты экспериментального исследования влияния подогрева различных видов топлива на показатели работы двигателя 4ЧН12/14

Объектом испытаний был автотракторный дизель СМД-17Н(4ЧН12/14) производства харьковского завода «Серп и Молот». Дизель был оснащен поршнями с неразделенной камерой сгорания полужакрытого типа ЦНИДИ. Степень сжатия $\varepsilon = 15,5$, геометрический угол подачи топлива - 23° п.к.в. до ВМТ.

Программа исследований предусматривала определение эффективных показателей дизеля при его работе по нагрузочным характеристикам от холостого хода до номинальной нагрузки с частотами вращения коленчатого вала $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$, 1600 мин^{-1} и 1800 мин^{-1} . Как отмечалось выше, исследованию подвергались следующие виды топлива: дизельное

(ДТ), топливные смеси: 50% РМ/50%ДТ, 75%РМ/25%ДТ и смесь этиловых эфиров РМ с рапсовым маслом – ЭЭРМ, которая была получена в результате неполной переэтерификации ацилглицеринов рапсового масла при их взаимодействии с молекулами этилового спирта.

При проведении экспериментальных исследований была реализована следующая схема подачи топлива в цилиндры дизеля (см. рис.4). Из топливного бака исследуемое топливо по трубопроводу поступает в фильтр грубой очистки, откуда подкачивающим насосом топливо под давлением подается в фильтр тонкой очистки, который установлен в термостате. Регулируя, с помощью нагревательного элемента, температуру воды в термостате, изменяли температуру топлива на входе в топливный насос высокого давления, а следовательно, и температуру топлива перед форсунками. Температура воды в термостате t_B измерялась ртутным термометром, а температура топлива T_T^{ex} в П - образном канале ТНВД подвода топлива к плунжерным парам – термометром сопротивления. На первом этапе исследований определялись показатели работы двигателя на дизельном топливе без подогрева ДТх и с подогревом ДТг. В первом случае температура воды в термостате находилась в диапазоне $21^\circ\text{C} \div 23^\circ\text{C}$, во втором – изменялась в интервале $70^\circ\text{C} \div 82^\circ\text{C}$.

Температура T_T^{ex} при работе на ДТх изменялась в зависимости от температуры окружающей среды ($t_0=32-38^\circ\text{C}$) и температуры топлива, поступающего в канал топливного насоса из отсечных отверстий плунжерных гильз. Температура T_T^{ex} при работе на ДТг также зависела еще от степени подогрева топлива в термостате.

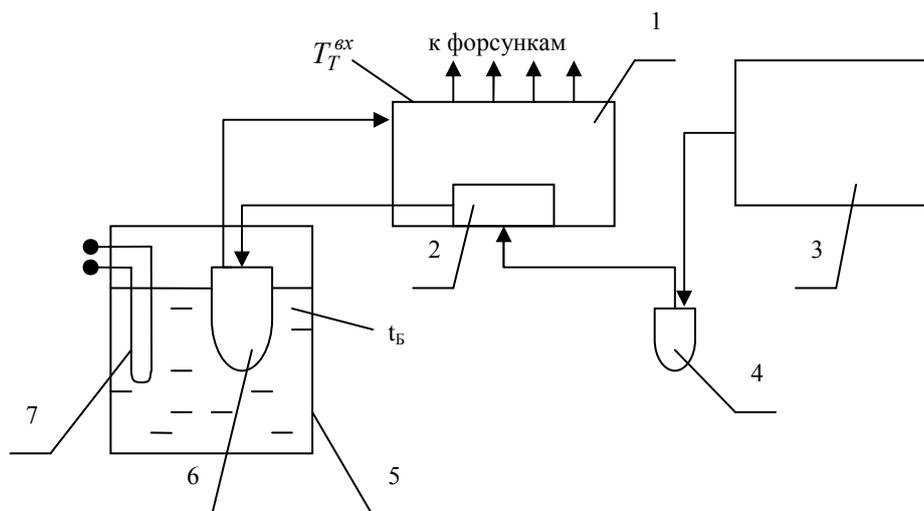


Рис. 4. Схема топливоподдачи дизеля СМД-17Н с подогревом топлива в линии низкого давления:
 1 – топливный насос высокого давления; 2 – топливоподкачивающий насос; 3 – топливный бак; 4 – фильтр грубой очистки топлива; 5 – термостат; 6 – фильтр тонкой очистки топлива; 7 – нагревательный элемент;
 t_B , T_T^{ex} – точки замера температур.

На втором этапе исследовалось влияние подогрева топливных смесей на показатели работы двигателя. Результаты экспериментального исследования показателей работы двигателя на различных видах топлива без подогрева и с подогревом представлены в табл.2–4 (обозначения: p_e – среднее эффективное давление; n – частота вращения коленчатого вала; p_S – давление наддувочного воздуха; T_T – температура отработавших газов; α – коэффициент избытка воздуха; T_T^{ex} – температура топлива в полости ТНВД; g_{e_s} – соответственно эффективный расход топлива и

эффективный к.п.д. двигателя; B_q – часовой расход топлива; M_{CO_2} – количество выбросов диоксида углерода; ΔCO_2 – относительное изменение M_{CO_2} при работе на ДТх и подогретых топливных смесях). Необходимо отметить, что на каждой из топливных смесей по мере увеличения мощности двигателя значение температуры T_T^{ex} монотонно уменьшается (см. табл.2–4). Это можно объяснить ростом часового расхода топлива (уменьшается степень подогрева увеличивающегося количества топлива, проходящего через термостат).

Таблица 2. Показатели работы двигателя 4ЧН 12/14, при $n=1400 \text{ мин}^{-1}$

	ДТх			ДТг			50%PM 50%ДТ			75%PM 25%ДТ			ЭЭРМ	
	0,28	0,56	0,875	0,28	0,56	0,868	0,28	0,56	0,865	0,28	0,56	0,877	0,28	0,56
p_e , МПа	0,28	0,56	0,875	0,28	0,56	0,868	0,28	0,56	0,865	0,28	0,56	0,877	0,28	0,56
p_S , кПа	105	116	134	105	117	132	103	114	132	105	117	137	105	115
T_T , К	526	668	845	528	673	837	520	651	823	524	671	865	519	649
α	3,47	2,16	1,53	3,46	2,18	1,56	3,42	2,21	1,6	3,37	2,1	1,51	3,32	2,11
T_T^{ex} , К	316	317	315	338	335	333	334	336	334	339	338	335	341	339
g_{e_s} , г/кВт·ч	279,6	236,5	239,6	280,1	236,2	234,6	298,7	249,4	246,3	312,1	268,2	272,3	324,8	273,1
η_e , %	30,5	36,1	35,6	30,5	36,1	36,4	30,7	36,7	37,2	30,4	35,3	34,8	30,1	35,8
M_{CO_2} , кг/ч	18,37	31,07	49,76	18,37	31,04	37,98	18,53	30,95	48,34	18,86	32,44	51,65	19,02	31,98
B_q , кг/ч	5,76	9,74	15,6	5,77	9,73	15,04	6,15	10,27	16,04	6,43	11,05	17,61	6,69	11,25
ΔCO_2 , %	-	-	-	-	-	-	+0,88	-0,38	-2,85	+2,65	+4,43	+3,8	+3,52	+2,94

Таблица 3. Показатели работы двигателя 4ЧН 12/14, при $n=1600 \text{ мин}^{-1}$

	ДТх			ДТг			50%PM 50%ДТ			75%PM 25%ДТ			ЭЭРМ	
	0,306	0,605	0,864	0,306	0,605	0,783	0,306	0,605	0,853	0,306	0,605	0,847	0,306	0,605
p_e , МПа	0,306	0,605	0,864	0,306	0,605	0,783	0,306	0,605	0,853	0,306	0,605	0,847	0,306	0,605
p_S , кПа	112	130	149	111	131	147	111	130	154	110	129	152	111	129
T_T , К	555	701	836	555	695	785	555	697	817	554	700	830	556	700

α	3,22	2,09	1,64	3,19	2,15	1,96	3,23	2,17	1,74	3,15	2,09	1,74	3,16	2,04	1,68
T_T^{BX} , К	310	312	313	331	333	332	335	334	333	339	337	333	340	335	330
g_{es} , г/кВт·ч	289,0	246,8	238,0	285,0	240,9	231,8	301,9	256,1	251,0	315,9	270,8	259,6	323,0	279,0	274,0
η_e , %	29,5	34,6	35,8	29,9	35,4	36,8	30,3	35,8	36,5	30,0	35,0	36,5	30,2	35,0	35,6
M_{CO_2} , кг/ч	23,86	40,16	55,35	23,54	39,17	48,87	23,57	39,36	55,10	24,00	40,51	55,74	23,8	40,46	56,81
B_{is} , кг/ч	7,48	12,59	17,35	7,38	12,28	15,32	7,82	13,06	18,28	8,18	13,81	19,0	8,37	14,23	19,98
ΔCO_2 , %	-	-	-	-	-	-	-1,22	-2,00	-0,45	+0,56	+0,87	+0,7	-0,27	+0,74	+2,64

Таблица 4. Показатели работы двигателя 4ЧН 12/14, при $n=1800$ мин⁻¹

	ДТх			ДТг			50%PM 50%ДТ			75%PM 25%ДТ			ЭЭРМ		
p_e , МПа	0,312	0,624	0,736	0,312	0,624	0,724	0,312	0,624	0,771	0,312	0,624	0,755	0,312	0,624	0,758
p_s , кПа	121	148	158	120	148	158	119	146	159	120	146	159	120	141	162
T_T , К	590	739	785	585	743	785	586	731	789	580	724	786	578	725	792
α	3,10	2,14	1,97	3,16	2,19	2,00	3,11	2,20	1,95	3,18	2,19	1,96	3,07	2,13	1,94
T_T^{BX} , К	317	320	316	337	333	332	337	335	333	335	333	332	330	328	328
g_{es} , г/кВт·ч	293,1	250,3	243,5	292,4	243,8	243,4	312,7	260,1	254,9	323,5	274,1	268,5	336,2	286,8	277,8
η_e , %	29,1	34,1	35,0	29,2	35,0	35,1	29,3	35,2	36,0	29,3	34,6	35,3	29,0	34,0	35,1
M_{CO_2} , кг/ч	27,66	47,37	54,29	27,60	46,13	53,40	27,88	46,56	54,16	28,07	47,67	55,05	28,29	48,36	55,21
B_{is} , кг/ч	8,67	14,85	17,02	8,65	14,46	16,74	9,25	15,45	17,97	9,57	16,25	18,77	9,95	17,01	19,42
ΔCO_2 , %	-	-	-	-	-	-	+0,8	-1,7	-0,24	+1,5	+0,62	+1,41	+2,28	+2,09	+1,69

Как следует из табл.2–4 подогрев ДТ приводит к улучшению топливной экономичности двигателя практически на всех режимах нагрузочных характеристик. На наш взгляд, это связано с уменьшением плотности, вязкости и поверхностного натяжения ДТг, что способствует более мелкому распыливанию топлива и увеличению доли объемного смесеобразования (см. табл.1). При работе на ДТг наблюдается некоторое снижение мощности двигателя на режимах полной нагрузки для всех частот вращения коленчатого вала. Это можно объяснить снижением плотности нагретого топлива и, как следствие, уменьшением его массовой цикловой подачи. Таким образом, массы фактически поданного топлива недостаточно для совершения работы эквивалентной нагрузке на двигатель, рейка топливного насоса находится на упоре (максимальной подаче), частота вращения коленчатого вала уменьшается. Путем снижения нагрузки на двигатель удается восстановить требуемую частоту вращения.

Сравним показатели работы двигателя на неподогретом дизельном топливе ДТх (исходный вариант) и подогретых топливных смесях (50%PM/50%ДТ, 75%PM/25%ДТ, ЭЭРМ). Общим для всех режимов испытаний является монотонное увеличение удельного эффективного расхода топли-

ва по мере повышения содержания в топливных смесях рапсового масла, имеющего меньшее значение низшей теплоты сгорания (см. табл.2–4, рис.3). Давление наддува, коэффициент избытка воздуха и температура отработавших газов изменялись незначительно для различных видов топлив на каждом из режимов нагрузочных характеристик. Для оценки степени эффективности применения подогрева топливных смесей, используем выражение

$$\delta_{\eta_e} = \frac{\eta_e^{TC} - \eta_e^{ДТх}}{\eta_e^{ДТх}} \cdot 100\%, \quad (6)$$

где: η_e^{TC} - эффективный к.п.д. двигателя при работе на подогретых топливных смесях ТС;

$\eta_e^{ДТх}$ - эффективный к.п.д. двигателя при работе на неподогретом дизельном топливе ДТх.

На рис. 5 представлены гистограммы относительного изменения δ_{η_e} эффективного к.п.д. двигателя при его работе по нагрузочным характеристикам на подогретых топливах различного состава. Видно, что наибольшие положительные значения δ_{η_e} были получены при применении топливной смеси 50%PM/50%ДТ.

Рассмотрим, сочетание каких факторов приводит к лучшей эффективности работы двигателя на топливной смеси 50%PM/50%ДТ. С одной стороны,

увеличение доли РМ приводит к уменьшению доли объемного смесеобразования (укрупнение капель распыленного топлива, уменьшение угла раскрытия топливной струи и увеличение её дальности (см. табл.1), ухудшение испаряемости топливной смеси), а с другой – повышение максимального давления впрыскивания более вязкого топлива, интенсификация испарения топлива с горячей поверхности камеры сгорания, увеличение максимального давления сгорания, рост максимальной температуры рабочего цикла за счет более интенсивного окисления (горения) кислородосодержащих молекул рапсового масла [2, 7].

На процессах смесеобразования и сгорания, по видимому, сказывается следующий механизм прогрева и испарения капли топливной смеси РМ и ДТ. При прогреве капли в первую очередь в парообразное состояние переходит дизельное топливо (теплота парообразования $r_{ДТ} = 230 \text{ кДж/кг}$, теплота парообразования жирных кислот, радикалы которых входят в молекулы РМ $r_{ЖК} = 335 \text{ кДж/кг}$ [10]). Это может привести к разрушению (деформации) прогреваемой капли за счет образования в ее ядре паровой фазы дизельного топлива. На наш взгляд, механизм разрушения прогретой капли может быть аналогичен «микровзрыву» капель водотопливных эмульсий. Таким образом, наиболее рациональное сочетание вышеприведенных факторов, с точки зрения наилучшей эффективности работы двигателя, происходит при применении подогретой топливной смеси 50%РМ/ 50%ДТ.

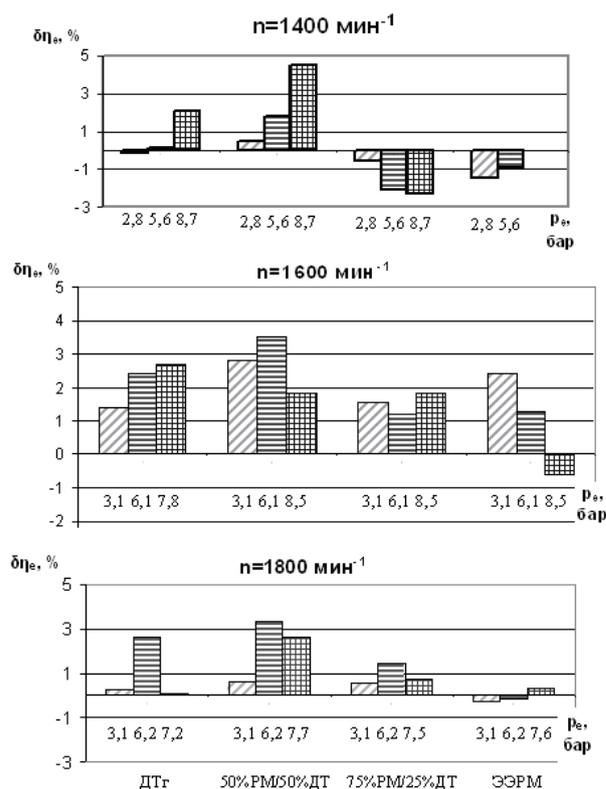


Рис. 5. Гистограммы относительного изменения $\delta\eta_e$ эффективного к.п.д. дизеля при его работе на ДТг и подогретых ТС

Применение топливных смесей на основе рапсового масла позволяет в определенной степени уменьшить экологическую опасность дизельного двигателя как источника выбросов токсичных компонентов с отработавшими газами (ОГ) [2,7]. Помимо ограничения эмиссии вредных веществ, предусмотренные нормативной документацией, в последнее время говорят о выбрасываемом в атмосферу диоксиде углерода (CO_2), как об одной из причин парникового эффекта. Особенностью химического состава растительных масел является уменьшенное на 10% ÷ 11% количество углерода в них по сравнению с дизельным топливом (см. рис.3). Количество диоксида углерода в ОГ зависит от часового расхода топлива и относительной доли углерода в нем, и определяется по стехиометрическому соотношению:

$$M_{\text{CO}_2} = \frac{44}{12} B_u \cdot C, \quad \text{кг/ч.} \quad (7)$$

В табл.2–4 приведены данные по часовому рас-

ходу топлива B_v и диоксида углерода M_{CO_2} при работе двигателя на различных видах топлива. Часовой расход топлива при работе на топливных смесях для режимов максимальной мощности приводится к значениям мощности двигателя при работе на ДТх. Рост процентного содержания РМ в топливных смесях приводит к снижению доли С в них и увеличению B_v (снижается Q_H). Оценка степени снижения выбросов M_{CO_2} при работе на ТС проводилась с использованием выражения:

$$\Delta CO_2 = \frac{M_{CO_2}^{ТС} - M_{CO_2}^{ДТх}}{M_{CO_2}^{ДТх}} * 100\%, \quad (8)$$

где: $M_{CO_2}^{ТС}$ и $M_{CO_2}^{ДТх}$ – соответственно выбросы CO_2 при применении подогретых топливных смесей и холодного дизельного топлива.

Используя выражение (7) и формулу для эффективного к.п.д. двигателя

$$\eta_e = \frac{3600 Ne}{B_v \cdot Q_H}, \quad (9)$$

выразим величину ΔCO_2 в следующем виде:

$$\Delta CO_2 = \left(\frac{Ne^{ТС}}{Ne^{ДТх}} \cdot \frac{\eta_e^{ДТх}}{\eta_e^{ТС}} \cdot \frac{(Q_H / C)^{ДТх}}{(Q_H / C)^{ТС}} - 1 \right) \cdot 100\%. \quad (10)$$

Значения величин С и Q_H определяет групповой состав топлива, поэтому при равенстве мощностей двигателя, работающего на ДТх и ТС, величина ΔCO_2 зависит от соотношения эффективных к.п.д. и величины Q_H / C . По мере роста доли РМ в топливных смесях величина отношения Q_H / C уменьшается. При работе на подогретой топливной смеси 50%РМ/50%ДТ относительный рост $\delta \eta_e$ эффективного к.п.д. двигателя на 3-4,5% при некотором уменьшении Q_H / C обеспечивает снижение выбросов M_{CO_2} на 1,5-2,8% (отрицательные значения величины ΔCO_2 , см. табл.2-4). По мере снижения эффективности работы двигателя на топливных смесях 75%РМ/25%ДТ и ЭЭРМ (близкие к нулю или отрицательные значения $\delta \eta_e$) и уменьшении отношения

Q_H / C выбросы M_{CO_2} возрастают и превышают эмиссию диоксида углерода при применении ДТх (положительные значения величины ΔCO_2 , см. табл. 2). Использование рапсового масла в качестве компонента топливных смесей для дизелей позволяет реализовать рецикл диоксида углерода – поглощение CO_2 растущей зеленой массой маслосодержащих растений (рапсовое поле площадью в 1га поглощает около 22т CO_2 [11]). Из собранных с 1 га семян рапса в среднем получают 1т РМ, при сгорании которой образуется около 3т диоксида углерода. Следовательно, 1га растущего рапса может дополнительно нейтрализовать экологическую опасность выбросов CO_2 , полученных при сгорании 6т дизельного топлива.

Выводы

1. Применение подогрева топливных смесей на основе рапсового масла позволяет повысить эффективность работы двигателя 4ЧН12/14 на режимах нагрузочных характеристик.
2. Наибольшая эффективность работы двигателя достигается при использовании подогретой топливной смеси 50%РМ/50%ДТ.
3. Относительное увеличение эффективного к.п.д. двигателя на 3-4,5% при его работе на смеси 50%РМ/50%ДТ обеспечивает снижение выбросов диоксида углерода на 1,5-2,8%.

Список литературы:

1. Экспериментальное исследование автотракторного дизеля СМД-17Н при его работе на рапсовом масле и его смесях с дизельным топливом – Шеховцов А.Ф., Марченко А.П., Минак А.Ф., Линьков О.Ю. // Вестник НТУ «ХПИ». Тематический сборник научных трудов «Двигатели внутреннего сгорания». Харьков, НТУ «ХПИ», 2001. №2. С.119-123.
2. Результаты исследований рабочего процесса и токсичности дизеля, работающего на топливах расти-

- тельного происхождения. – Марченко А.П., Минак А.Ф., Слабун И.А., Осетров А.А., Линьков О.Ю., Марков К.В., Аскрепов Д.Н. // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2003. – №2. С.33 – 40. 3. Марков В.А., Козлов С.И. Топлива и топливоподача многотопливных и газодизельных двигателей. – М.: Изд – во МГТУ им. Баумана. 2000. – 296с. 4. Дослідження фізико-хімічних показників альтернативного біопалива на основі ріпакової олії. – Марченко А.П., Семенов В.Г., Семенова Д.У., Линьков О.Ю. // Машинобудування: Вісник Харківського державного політехнічного університету. Збірка наукових праць. Випуск 101. – Харків: ХДПУ. 2000. С.159 – 163. 5. Семенов В.Г., Зинченко А.А. Определение физических свойств и химического состава рапсового масла, применяемого в качестве биотоплива для дизелей. – Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Хімія, хімічна технологія та екологія. – Харків: НТУ «ХПИ». – 2002. №17. С.162 – 166. 6. Семенов В.Г., Колодницька Р.В. Визначення фізико-хімічних показників альтернативних палив рослинного походження для дизелів сільськогосподарських машин. – Вісник Житомирського державного технологічного університету. Технічні науки. – Житомир. – 2003, №3(27). С.57 – 65. 7. Линьков О.Ю. Выбор и обоснование параметров смесеобразования и сгорания дизеля, работающего на альтернативных топливах. – Дис. на соискание учен. степени канд. техн. наук. – 2003. – 178с. 8. Топлива, смазочные материалы, технические жидкости. Ассортимент и применение: Справочник / К.М. Бадыштова, Я.А. Берштадт, Ш.К. Богданов и др. Под ред. В.М. Школьников. – М.: Химия, 1999. 432с. 9. Лышевский А.С. Процессы распыливания топлива дизельными форсунками. – М.: Машигиз, 1963. – 180с. 10. Тютюнников Б.Н. Химия жиров. – М.: Пищевая промышленность, 1966. – 632с. 11. Перегінець В. Біодизель. Сучасне виробництво біодизельного палива з рослинної біомаси. – Київ. – 2001. – 74с.

УДК 656.13:502.5

Л.П. Клименко, д-р техн. наук, О.Ф. Прищепов, канд. техн. наук, В.И. Андреев, канд. техн. наук, А.П. Гожий, инж.

МЕТОДИКА ОЦЕНКИ УРОВНЯ ЭКОЛОГИЧЕСКОЙ БЕЗОПАСНОСТИ И ЭКОЛОГИЧЕСКОГО СОВЕРШЕНСТВА ДВИГАТЕЛЯ ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА

Постановка проблемы и ее связь с научно-практическими задачами

Автомобильный транспорт в городах является одним из главных источников загрязнения окружающей среды и оценка уровня его экологической безопасности представляет собой актуальную задачу современности, позволяющую направлять усилия ученых, конструкторов и эксплуатационников на совершенствование автомобильной техники и технологии с целью обеспечения минимального воздействия на природу и человека

Обзор публикаций и выделение нерешенных задач

На основе разработок [1-4] оценку уровня экологической опасности предлагается производить, используя уравнение, связывающее все обобщенные показатели системы «природа-хозяйство-человек», так как это полностью соответствует классическому определению «экологической безопасности», под которой следует понимать такое состояние системы «природа-хозяйство-человек», которое обеспечивает сбалансированное взаимодействие природных, технических и социальных систем, формирование природно-культурной среды, отвечающей санитарно-гигиеническим, эстетическим и материальным потребностям жителей каждого региона Земли при сохранении природно-ресурсного и экологического потенциала природных систем и способности биосферы в целом к саморегулированию

$$H = f(R, F, D),$$

где: H – индекс здоровья населения;

R – индекс запаса природных ресурсов;

F – индекс качества среды;

D – индекс уровня жизни.

Индекс запаса природных ресурсов определяется по формуле

$$R = \sum_j \frac{R_{oj} - R_{ij}}{R_{oj}} W_j,$$

где:

R_{oj} – исходный запас природных ресурсов в регионе в невозмущенном состоянии;

R_{ij} – объем изъятых на момент оценки состояния природных ресурсов;

W_j – весовой коэффициент j -го ресурса.

Индекс качества среды F оценивается на основе данных о загрязнении природных сред с помощью следующего уравнения:

$$F = \frac{1}{1 + M},$$

где M – индекс загрязнения среды

$$M = \frac{1}{m} \sum_i \frac{C_i - C_{if}}{[ПДК]} k_i,$$

где:

C_i, C_{if} – соответственно концентрации i -й примеси в момент оценки и фоновая концентрация;

m – число примесей загрязнений;

k_i – введенный экспертный вес, характеризующий разницу в характере воздействия различных веществ.

Значение индекса F – может изменяться от 0 до 1. Индекс уровня жизни оценивается по формуле:

$$D = \frac{D_t}{D_o},$$

где: D_t – валовой расход на одного человека для данного региона включая оценки ситуации;

D_o – максимальный доход на одного человека для всех регионов страны.

Величина индекса здоровья населения H определяется по формуле:

$$H = \frac{X_t - X_{\delta t}}{X_t},$$

где:

X_t – численность населения в регионе на момент оценки состояния

$X_{\delta t}$ – средняя численность больного населения за выбранный год, которая может быть вычислена по следующей формуле;

$$X_{\delta t} = \frac{1}{365} \sum_{j=1}^n N_{ij} \sum_{j=1}^m A_{ij} t_{ij},$$

где:

i – номер возрастной группы;

j – номер нозологической единицы или группы болезней;

N_{ii} – численность населения возрастной группы;

A_{ij} – число случаев болезни на 1000 чел. населения региона;

t_{ij} – длительность j -й болезни.

Значение индекса здоровья может изменяться от 0 до 1.

Величина $b = \frac{H}{R + F + D}$ является показателем чувствительности здоровья населения к изменению качества среды и уровня жизни.

Оценка уровня экологической безопасности двигателя транспортного средства по приведенной методике представляет собой довольно трудную задачу и, в первую очередь, это связано с определением индекса качества среды F , для расчета которого необходимо выявлять концентрацию вредных примесей в окружающей среде и сравнить ее с предельно допустимыми концентрациями. Мобильность транспортного средства, природно-климатические явления, расположение автомобильных, железнодоро-

жных и других путей вне населенных пунктах а также другие факторы не позволяют на данном этапе объективно оценивать уровень экологической безопасности транспортных средств. Существующую методику можно применять в довольно ограниченных условиях, например, отдельные районы или улицы населенных пунктов, закрытые помещения и т.п.

Постановка задачи данного исследования

В настоящее время во всем мире идет разработка и внедрение системы нормирования экологических требований к объектам транспорта и транспортным технологиям в виде предельно допустимых норм выброса токсических веществ с отработавшими газами транспортных средств, уровней шума, вибраций, электромагнитных полей, удельных объемов потребления отдельных видов природных ресурсов уровня комфорта и др. [5].

Эти нормы напрямую не связаны с ПДК отдельных примесей в атмосферном воздухе, воде, почве на конкретных площадях территории и устанавливаются как компромисс в удовлетворении разнонаправленных требований (общественная потребность, техническая возможность реализации, стоимость). Подходы к решению этой комплексной проблемы освещены в работе [6], где произведена взаимосвязка экологических нормативов объектов транспорта с санитарно-гигиеническими нормами.

Нормирование токсичности отработавших газов транспортных средств осуществляется с целью получения сопоставимых оценок экологического совершенства различных конструкций, материалов, технологических процессов и управления уровнем воздействия на окружающую среду.

Нормы выбросов загрязняющих веществ новых транспортных средств разрабатываются и принимаются многими странами, а также сообществом стран.

В таблице 1 приведены значения норм выбросов новых автомобилей в европейских странах по типу испытаний в ездовых циклах [5].

Таблица 1. Динамика значений норм выбросов легковыми автомобилями массой до 1250 кг, г/км

ступень	год введения	частицы	NOx	CxHy	CO
EURO 1*	1993	- / 0,14	0,97/ 0,97**		2,72/ 2,72
EURO 2	1996	- / 0,08	0,5/0,67		2,2/ 1,0
EURO 3	2000	- / 0,05	0,14/0,5	0,17/ 0,06	1,5/ 0,6
EURO 4	2005	- / 0,025	0,07/0,25	0,08/ 0,05	0,7/ 0,47

Числитель/знаменатель – бензиновые/дизели

* Россия с 1999 года,

** C_xH_y+NO_x

Целью исследования является разработка методики, позволяющей определять уровень экологической безопасности двигателя транспортного средства.

Результаты исследований

Предлагается введение принципиально нового экологического параметра – уровня экологического совершенства двигателя транспортного средства, который будет определять величину отклонения выброса вредных примесей в атмосферу с выхлопными газами от нормы их выброса, установленной в данной стране и в данное время, например

$$E_s^{EURO4} = \frac{N_s^{EURO4}}{m_{s, np} K_{STC}},$$

где:

E_s^{EURO4} - уровень экологического совершенства транспортного средства по нормам европейских стран для S-го загрязняющего вещества;

N_s^{EURO4} - норма выброса S-го загрязняющего вещества для нового транспортного средства, установленная в европейских странах в 2005 году, г/км.

$m_{s, np}$ - пробеговый выброс S-го загрязняющего вещества транспортным средством, г/км;

K_{STC} - коэффициент учитывающий влияние

технического состояния автомобиля на массовый выброс S-го загрязняющего вещества;

Значение параметра E_s может быть равным единице, быть меньше единицы, а в некоторых случаях и больше единицы, если двигатель транспортного средства в данное время получил более высокую степень совершенства и его вредные выбросы меньше установленных норм. Примером могут служить иностранные автомобили, эксплуатирующиеся в Украине или России.

По мере износа двигателя транспортного средства его параметр E_s будет снижаться, и примет минимальное значение к концу его ресурса

$$E_s(L) = \frac{N_s}{m_{STP} [K_{STC \min} + (L - L_{ycm})nL^{n-1}]}.$$

А изменение $\Delta E_s(L)$ при увеличении ресурса двигателя

$$\Delta E_s(L) = \frac{N_s}{m_{STP} [(L - L_{ycm})nL^{n-1} - (L - L'_{ycm})n'L'^{n-1}]},$$

где:

L и L_{ycm} – соответственно ресурс двигателя до первого или среднего ремонта и пробег автомобиля в течении которого технико-экономические и экологические параметры двигателя не изменяются, в тыс. км.;

n – показатель ресурса двигателя, зависящий от его типа и совершенства.

Показатель n может принимать значения от единицы и выше. Чем меньше ресурс двигателя, тем больше его величина.

Значения L_{ycm} и n принимаются для двигателя, который в результате конструктивных и технологических совершенств приобрел повышенный ресурс.

Выводы и перспективы дополнительных исследований

В результате проведенного анализа проблемы предложен новый параметр – уровень экологическо-

го совершенства двигателей транспортных средств, который позволяет оценить величину отклонения выбросов вредных примесей в атмосферу от установленной нормы. К ближайшим перспективам исследований следует отнести изучение вопроса о влиянии технологических методов при производстве деталей двигателя внутреннего сгорания на уровень его экологического совершенства.

Список литературы:

1. Рунова Т.Г., Волкова И.Н., Нефедова Т.Г. Оценка антропогенного воздействия на среду для целей управления природопользованием // Изд. Российской АН. Сер. геогр., 1994. - №1. 2. Методические указания по оценке степени опасности загрязнения почвы химическими веществами. – М.: Минздрав СССР, 1987. 3. Методические основы оценки техногенных изменений геологической среды городов. – М.: Наука, 1990. 4. Боков В.А., Луцки А.В. Основы экологической безопасности: Учебное пособие. – Симферополь: СОНАТ, 1998. – 224 с. 5. Луканин В.Н., Трофименко Ю.В. Промышленно-транспортная экология: Учеб. для вузов / Под ред. В.Н. Луконина. – М.: Висш. школа, 2001 – 273 с. 6. Луканин В.Н., Трофименко Ю.В. Снижение экологических нагрузок на окружающую среду при работе автомобильного транспорта. // Итоги науки и техники. ВИНТИ, Автомобильный транспорт. – 1996 Т.19. 7. Павлова Е.И. Экология транспорта. Учебник для вузов. – М.: Транспорт, 2000. – 248 с. 8. Экология и природоохраняемая деятельность на транспорте. Сб. нормативно-справочных материалов. М.: Минтранс России, 1993. – 201 с. 9. Луконин В.Н., Трофименко Ю.В. Снижение экологических нагрузок на окружающую среду при работе автомобильного транспорта. – Итоги науки и техники. ВИНТИ, Автомобильный транспорт. – 1996. Т.19.

УДК 621.43

В.А. Корогодский, канд. техн. наук., С.В. Обозный, инж., В.Г. Степанко, инж.

ОЦЕНКА ПОКАЗАТЕЛЕЙ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ДВИГАТЕЛЯ С ИСКРОВОМ ЗАЖИГАНИЕМ И НЕПОСРЕДСТВЕННЫМ ВПРЫСКИВАНИЕМ УГЛЕВОДОРОДНЫХ ТОПЛИВ РАЗЛИЧНОГО СОСТАВА

Введение

Применение в двигателях с искровым зажиганием системы непосредственного впрыскивания топлива позволяет использовать углеводородные топлива различного фракционного состава. Расширение состава моторного топлива возможно при организации пленочного смесеобразования с расслоением топливо-воздушного заряда. При этом особенности протекания процессов смесеобразования и сгорания позволяют снизить требования к детонационной стойкости применяемого топлива. Поэтому создание многотопливных, “гибридных” двигателей, в которых воспламенение топливо-воздушной смеси осуществляется искрой зажигания при высоких степенях сжатия (до 15 единиц), является перспективным направлением адаптации двигателей к альтернативным топливам.

Анализ публикаций

Первые шаги по созданию многотопливного двигателя с системой непосредственного впрыскивания топлива и искровым зажиганием были сделаны еще в 1898 году Газельвандером на базе керосинового двигателя мощностью в 10 л.с. Практически подобная схема была реализована в 1931 году и в двигателе Гессельмана. Двигатель Гессельмана выпускался рядом фирм по лицензии с 1934 года. Двигатель работал как на бензине, так и на тяжелых сортах топлива при постоянной частоте вращения коленчатого вала [1].

Примерно через 30 лет фирма Ford разработала рабочий процесс “PROCO”. Высокие антидетонационные качества двигателя Ford-PROCO допускают

работу при $\varepsilon=11-12$ на бензине с октановым числом 91, используемый в обычном двигателе при $\varepsilon=8,0-8,2$. Повышение экономичности оценивается в 15-20% [2]. Двигатель работает на керосине, дизельном топливе [3]. Однако для удовлетворения действующих норм на токсичность отработавших газов (ОГ) двигатель Ford-PROCO приходится оборудовать каталитическим нейтрализатором окислительного типа и системой рециркуляции ОГ, в результате чего его экономичность ухудшается в среднем на те же 15-20% [4].

Фирмой TEXACO разработан рабочий процесс TCCS. Утверждается, что независимо от вида применяемого топлива экономичность двигателя остается практически постоянной и по удельному эффективному расходу топлива (g_e) двигатель превосходит карбюраторный на 25-30% в зоне основных эксплуатационных режимов работы [5]. Однако для стабилизации процессов воспламенения и сгорания процесс TCCS требует применения специальной системы зажигания с высокой энергией многоискрового заряда в процессе всего процесса топливоподачи. Для двигателя этого типа существует проблема выброса с ОГ твердых частиц.

Особенностью процессов, разработанных фирмами MAN (FM-процесс) и Deutz (AD-процесс) является сочетание элементов пленочного смесеобразования в камере сгорания, расположенной в поршне, и принудительным воспламенением топливо-воздушной смеси свечей зажигания. Применение искрового зажигания позволяет при работе двигателя на бензине с высоким октановым числом. Исключить пропуски воспламенения топливо-воздушной смеси

от сжатия при повышенных частотах вращения. При степени сжатия $\epsilon=14-16$ достигнута экономичность и выбросы с ОГ основных компонентов (NO_x , CO , C_nH_m) на уровне дизельных двигателей как при работе на бензине, так и на дизельном топливе. При этом снижается дымность и шум двигателя по сравнению с дизельным процессом, повышается максимальная частота вращения коленчатого вала при работе на бензине [6, 7]. При использовании топлив с повышенным цетановым числом топливо надежно воспламеняется и от сжатия, без применения системы принудительного зажигания. Поэтому фирмы MAN и Deutz выпускают двигатели, которые работают только на дизельном топливе с воспламенением топлива от сжатия (M–процесс и D–процесс).

В современных четырехтактных двигателях с искровым зажиганием и непосредственным впрыскиванием топлива в неразделенную камеру сгорания, например таких фирм как: “Mitsubishi” (DJ 4G93), “Toyota” (D-4), “Volkswagen” (1,4 FSI 16 V), концерн PSA Peugeot Citroen (C 5 2.0 HPI (EW 10 D)) и т.д., двухтактных двигателях фирм: “Orbital Engine Co.” (Orbital X1.2L L3, Aprilia Ditech, Aprilia RS 250), “Chrysler” (Chrysler Phase III 1.5L L3) и т.д. предпочтение отдано высокооктановому бензину, как наиболее рациональному при организации рабочих процессов с искровым зажиганием.

Исследование влияния различного состава топлива на показатели двигателя с искровым зажиганием

На кафедре ДВС НТУ “ХПИ” с 80-х годов прошлого столетия ведутся исследования под руководством профессора В.Г. Дьяченко по созданию двигателей с искровым зажиганием и непосредственным впрыскиванием топлива, способные работать на различных моторных топливах. Особенностью разработанных рабочих процессов четырехтактных и двухтактных двигателей является то, что

они по экономическим и экологическим показателям находятся на уровне дизельных двигателей, а по мощности не уступают двигателям с искровым зажиганием и внешним смесеобразованием. Одна из последних разработок многотопливного двигателя с искровым зажиганием проводилась на модернизированном двухтактном двигателе воздушного охлаждения (ДН-4М) рабочим объемом 459 см^3 ($S/D=87/82$) производства Мелитопольского завода “Гидромаш”. При переходе с карбюраторного смесеобразования на непосредственный впрыск топлива и организации пленочного смесеобразования с расщеплением топливо-воздушного заряда на частичных нагрузках ($\alpha > 2$) удельный эффективный расход топлива (g_e) на основных эксплуатационных режимах и использовании бензина А-76 снижен на 40-45%, выбросы токсичных веществ с ОГ – на 70-90% [8].

Конструктивные и регулировочные особенности двигателя: степень сжатия ($\epsilon=12$), полусферическая камера сгорания в головке цилиндра смещена в сторону выпускного окна, клапанная форсунка с удлиненным клапаном установлена в стенке цилиндра. Топливный факел направлен на поверхность полусферы камеры сгорания. Давление впрыскивания топлива $p_{впр} \approx 3 \text{ МПа}$. Моменты начала впрыскивания топлива $\varphi_{впр}$ и углы опережения зажигания $\theta_{заж}$ устанавливались по g_{emin} .

На первом этапе исследований двигатель работал на низкооктановом бензине А-76. Экспериментально определены оптимальные значения $\varphi_{впр}$ и $\theta_{заж}$ в зависимости от внешней нагрузки. При нагрузках от $p_e=0,15 \text{ МПа}$ до средних значений $p_e=0,23 \text{ МПа}$ – $\varphi_{впр}=44^\circ$ ПКВ после НМТ, $\theta_{заж}=8^\circ$ до ВМТ; в зоне нагрузок от $p_e=0,23 \text{ МПа}$ до $p_e=0,43 \text{ МПа}$ – $\varphi_{впр}=44^\circ$ ПКВ после НМТ и $\theta_{заж}=10^\circ$ до ВМТ; в зоне нагрузок от $p_e=0,43 \text{ МПа}$ до $p_e=0,465 \text{ МПа}$ – $\varphi_{впр}=20^\circ$ ПКВ после НМТ и $\theta_{заж}=27^\circ$ до ВМТ.

На втором этапе исследований использовалось

топливо, состоящее из 50% бензина А-76 и 50% дизельного топлива. Предварительно $\varphi_{впр}=32^0$ ПКВ после НМТ, $\theta_{зак}=7^0$ до ВМТ были установлены исходя из условий надежного пуска холодного двигателя и g_{emin} на минимальных и средних нагрузках.

На третьем этапе исследований использовалось только дизельное топливо. Момент начала подачи топлива соответствовал $\varphi_{впр}=32^0$ ПКВ после НМТ и $\theta_{зак}=7^0$ до ВМТ. Пуск двигателя на дизельном топливе производился после предварительного прогрева двигателя на бензине.

Нагрузочные характеристики при работе двигателя на бензине А-76, смеси, состоящей из 50% бензина А-76 и 50% дизельного топлива и чистого дизельного топлива представлены на рис. 1.

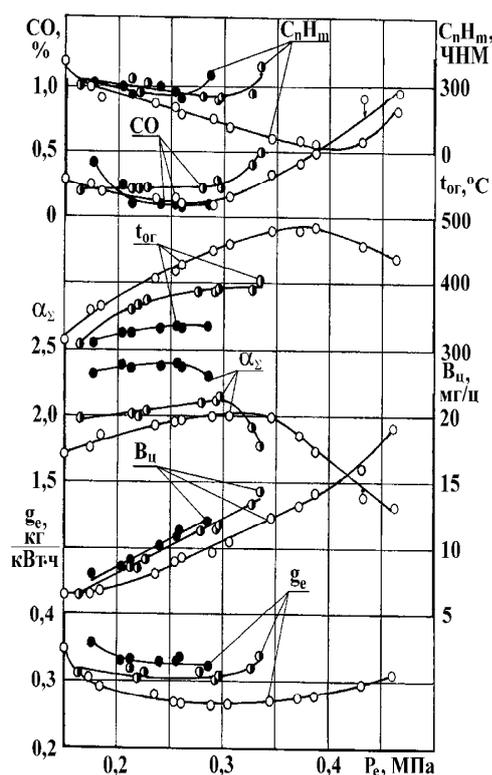


Рис. 1 Нагрузочные характеристики двигателя ДН-4М при $n=3000 \text{ мин}^{-1}$

Значения g_{emin} увеличиваются с повышением плотности топлива. Для бензина А-76 при $p_e=0,3 \text{ МПа}$ $g_{emin}=0,264 \text{ кг}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$; в случае смеси 50% бензина А-76 и 50% дизельного топлива при $p_e=0,22-0,3 \text{ МПа}$

$g_{emin}=0,305 \text{ кг}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$; дизельного топлива при $p_e=0,22-0,29 \text{ МПа}$ $g_{emin}=0,325 \text{ кг}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$. Необходимо отметить, что с увеличением плотности топлива возрастают и значения α_s . Максимальное значение α_s для бензина соответствует $\alpha_s=2$, для смеси бензина и дизельного топлива $\alpha_s=2,15$ и для дизельного топлива $\alpha_s=2,4$. Это объясняется тем, что, чем выше плотность топлива, тем оно медленнее испаряется, имеет место более глубокое расслоение заряда. Большая часть топлива до воспламенения находится в жидкой фазе на поверхности камеры сгорания. Этот факт подтверждается повышением температуры камеры сгорания (рис. 2) и снижением температуры ОГ. Более легкое топливо (бензин) сгорает более эффективно, и температура ОГ более высокая ($t_{огmax}=490^0\text{C}$). Максимальная температура ОГ при использовании смеси бензина и дизельного топлива составляет 400^0C , чистого дизельного топлива – 340^0C . Относительно высокие значения α_s при значении $p_e=0,29 \text{ МПа}$ (дизельное топливо), подтверждает возможность увеличения p_e при дальнейшей доводке рабочих процессов.

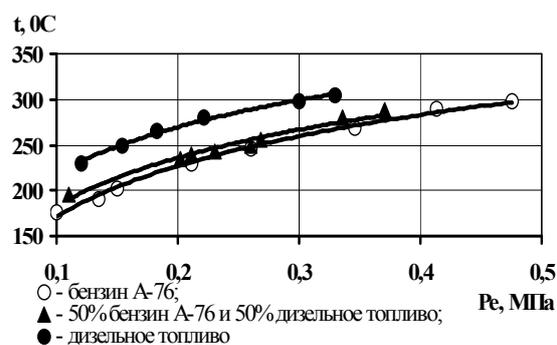


Рис. 2 Температура поверхности камеры сгорания

Содержание CO в ОГ при различных топливах несколько отличается между собой. При работе на бензине с изменением нагрузки от $p_e=0,15 \text{ МПа}$ до $p_e=0,3 \text{ МПа}$ количество CO в ОГ снижается с 0,25% до 0,1%, дальнейшее повышение нагрузки до $p_e=0,47 \text{ МПа}$ приводит к стабильному, быстрому росту значений CO до 1,0%. Содержание CO в ОГ при работе

двигателя на бензине и дизельном топливе от минимальной нагрузки при $p_e=0,165$ МПа до $p_e=0,29$ МПа изменяется незначительно и составляет примерно 0,2%. С повышением нагрузки до $p_e=0,335$ МПа возрастает до 0,5%. При работе двигателя на дизельном топливе содержание СО в ОГ при минимальной нагрузке $p_e=0,175$ МПа составляет 0,4%, дальнейшее повышение нагрузки приводит к снижению значений СО до 0,08%, которое сохраняется до $p_e=0,29$ МПа. Количество C_nH_m в ОГ при работе на бензине с повышением нагрузки от минимальной $p_e=0,15$ МПа до $p_e=0,4$ МПа снижается с 400 чнм до 50 чнм. Дальнейшее повышение нагрузки до максимальных значений $p_e=0,47$ МПа сопровождается повышением C_nH_m до 200 чнм. Содержание C_nH_m в ОГ от минимальных до средних нагрузок $p_e=0,35$ МПа при работе на бензине несколько ниже, чем при работе на более тяжелых сортах топлива. Содержание C_nH_m в ОГ при работе двигателя на смеси бензина с дизельным топливом и использовании чистого дизельного топлива от минимальных нагрузок до $p_e=0,27$ МПа отличается незначительно и составляет 250-300 чнм. Дальнейшее повышение нагрузки до $p_e=0,29$ МПа для дизельного топлива приводит к некоторому повышению C_nH_m в ОГ (до 400 чнм). Для смеси бензина с дизельным топливом, в интервале нагрузок от $p_e=0,27$ МПа до $p_e=0,31$ МПа, содержание C_nH_m в ОГ составляет около 250 ЧНМ, при дальнейшем повышении нагрузки до $p_e=0,335$ МПа количество C_nH_m в ОГ возрастает до 400 чнм.

Заключение

Организация пленочного смесеобразования с расслоением заряда в двигателе с искровым зажиганием позволяет снизить требования к октановому числу топлив при повышенных степенях сжатия ($\epsilon > 10$). Двигатель практически не чувствителен ни к октановому, ни к цетановому числам топлива. Организация процессов сгорания топливо-воздушной

смеси в компактной камере сгорания и впрыске топлива в начале такта сжатия исключает контакт паров топлива с продуктами сгорания, позволяет организовать расслоение заряда, что снижает образование в периферийных зонах при повышенных давлениях и температуре промежуточных продуктов окисления топлива (пероксидов), предопределяющих возникновение детонационного сгорания.

Более высокие эффективные показатели рабочих процессов достигнуты на бензине А-76. Использование топлив более тяжелого фракционного состава (смесь 50% бензина А-76 и 50% дизельного топлива, дизельного топлива) повышает степень расслоения заряда, вследствие ухудшения испарения топлива. При этом все большая часть топлива сгорает у стенки камеры сгорания, повышается ее температура, возрастают потери тепла в стенки. Этим фактом объясняется снижение температуры ОГ при повышении удельного эффективного расхода топлива. Повышение температуры стенок надпоршневого объема снижает наполнение цилиндра свежим зарядом, что предопределило снижение максимальной нагрузки. С утяжелением фракционного состава топлива повышается также количество несгоревших углеводородов при незначительном повышении оксида углерода.

Повышение показателей рабочих процессов двигателя с искровым зажиганием при использовании более тяжелых топлив возможно при дальнейшей доводке рабочих процессов с учетом характеристик топлив. Однако применение альтернативных топлив с пониженным содержанием легких фракций, более высокой температурой испарения целесообразно в двигателе с дизельным рабочим процессом. В двигателе же с искровым зажиганием в качестве жидких альтернативных топлив могут быть использованы различные смеси топлива из нефти со спиртами, газовым конденсатом, метанола и т.д.

Список литературы:

1. Акопян С.И. Двигатели внутреннего сгорания с впрыском топлива и электрическим зажиганием. – М.: Машигиз, 1945. – 128 с. 2. Chome M.A., Havstad P.H., Simko A.O., Stockhausen W. F. Fuel tolerance tests with the Ford PROCO engine // «SAE Techn. Pap. Ser.». – 1981. – №810439. См. также РЖ ДВС. – 1982, 1.39.300. 3. Петруничев А.И., Коробченко С.В. Бензиновые двигатели с послойным распределением топлива в заряде (обзор). – М.: Изд-во НИИАвтопром, 1976. – 70с. 4. Вахошин Л.И., Маркова И.В., Тернопольская Э.Б. Итоги науки и техники // Серия Двигатели внутреннего сгорания / Бензиновые автомобильные ДВС с послойным распределением топлива в заряде. – М.: 1977. – Т. 2. Деп. в ВИНТИ. – С. 162.
5. Глазовский С.А., Дмитриевский А.А., Шатров Е.В. Тенденции развития автомобильных бензиновых двигателей (обзорная информация). – М.: Изд-во НИИАвтопром, 1982. – 47с. 6. Rixman W. Der MAN-FM-Motoren // ATZ. – 1965, Nr. 10. 7. Гершман И.И., Грудский Ю.Г., Сарафанов С.К., Филипосянц Т.Г. Многотопливные дизельные двигатели с посторонним зажиганием (гибридные двигатели). – М.: Изд-во НАМИ, 1975. – 83 с. 8. Корогодський В.А. Вдосконалення процесів сумішоутворення та згоряння в двигунах з іскровим запалюванням при безпосередньому вприскуванні палива. Автореф. дис... канд. техн. наук: 05.05.03 / НТУ «ХП». – Харьков, 2004. – 20 с.

УДК 621.43.018

В.Г. Дьяченко, д-р техн. наук

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ЦИКЛЫ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ С ПРОДОЛЖЕННЫМ РАСШИРЕНИЕМ

Термодинамические циклы двигателей внутреннего сгорания (ДВС) представляют собой упрощенные диаграммы круговых процессов преобразования теплоты в механическую работу, отражающие основные особенности реальных циклов. В термодинамических циклах ДВС с традиционными схемами организации рабочих процессов (степень сжатия ε равна степени расширения δ) в качестве рабочего тела принимается идеальный газ, процесс сгорания в реальных циклах заменен в термодинамических циклах подводом теплоты Q_1 к рабочему телу при постоянном объеме, постоянном давлении или при подводе части теплоты при постоянном объеме Q'_1 ,

а части теплоты при постоянном давлении Q''_1 . Процессы газообмена в реальном цикле в термодинамическом цикле заменены отводом теплоты Q_2 при постоянном объеме. Процессы сжатия и расширения в термодинамических циклах двигателей внутреннего сгорания предполагаются адиабатическими. Подобная схематизация реальных процессов в надпоршневой полости ДВС позволяет установить относительно простые аналитические зависимости термического коэффициента полезного действия (КПД) цикла от параметров цикла:

цикл с подводом теплоты Q_1 к рабочему телу при $V = \text{const}$:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}}; \quad (1)$$

цикл с подводом теплоты Q_1 к рабочему телу при $p = \text{const}$:

$$\eta_t = 1 - \frac{\rho^\kappa - 1}{\kappa \varepsilon^{\kappa-1} (\rho - 1)}; \quad (2)$$

цикл со смешанным подводом теплоты ($Q_1 = Q_1' + Q_1''$) к рабочему телу:

$$\eta_t = 1 - \frac{\lambda \rho^\kappa - 1}{\varepsilon^{\kappa-1} [(\lambda - 1) + \kappa \lambda (\rho - 1)]}. \quad (3)$$

Здесь κ – показатель адиабаты ($\kappa = 1,4$); λ – степень повышения давления; ρ – степень предварительного расширения.

В этих термодинамических циклах

$$\delta = \rho \delta' = \varepsilon, \quad (4)$$

где δ' – степень последующего расширения (в термодинамическом цикле с подводом теплоты к рабочему телу при постоянном объеме $\rho = 1$ и $\delta = \varepsilon$).

При этом степень сжатия традиционно рассматривается как основной параметр термодинамического цикла, определяющий термический, а соответственно, и индикаторный КПД двигателя. В действительности же термический КПД цикла зависит и от степени сжатия и от степени расширения рабочего тела (соотношения степени сжатия и степени расширения).

Цикл с продолженным расширением (степень расширения δ значительно больше степени сжатия) пытались реализовать практически для повышения эффективности преобразования теплоты в механическую работу Н. Отто и Р. Дизель в трехцилиндровом двигателе, у которого два крайних цилиндра работают по четырехтактному циклу, а средний – по двухтактному [1]. Средний цилиндр (с большим диаметром) используют для дальнейшего расширения рабочего тела, поступающего в него из основных цилиндров, т.е. в среднем цилиндре осуществляются только такты расширения и выпуска отработавших газов.

Однако повышение КПД двигателей при этой схеме реализации цикла с продолженным расширением было незначительным вследствие увеличения потерь теплоты в стенки, механических потерь на трение, гидравлических потерь на перетекание продуктов сгорания из рабочих цилиндров в расширительный цилиндр.

В современных комбинированных двигателях внутреннего сгорания дополнительное расширение продуктов сгорания топлива обычно осуществляют в газовой турбине, мощность которой используют только для привода нагнетателя (мощность турбины N_T равна мощности нагнетателя N_n) или через редуктор мощность турбины передают на коленчатый вал двигателя, а привод нагнетателя осуществляют от коленчатого вала. Используются и другие схемы передачи мощности газовой турбины на коленчатый вал.

Давление газов перед турбиной p_T в комбинированном двигателе с избыточной мощностью турбины ($N_T > N_n$) выше давления воздуха за нагнетателем p_s . Максимального значения избыточная мощность турбины достигается при отношении $p_T/p_s = 1,2 - 1,3$ (в двигателе со свободным турбокомпрессором $p_T/p_s = 0,8 - 0,9$). Повышение эффективного КПД установки составляет только 5 – 6 %, так как при увеличении отношения p_T/p_s свыше 1,3 увеличение потери мощности на осуществление процессов газообмена начинает превышать прирост избыточной мощности турбины [2]. При реализации цикла с продолженным расширением в одном цилиндре существенное повышение эффективного КПД двигателя может быть достигнуто без использования дополнительно устройства расширения рабочего тела, в частности в двигателях с искровым зажиганием [3].

Цикл с продолженным расширением рабочего тела возможно осуществить с каждым из рассмотренных выше способов подвода теплоты Q_1 к рабо-

чему телу. Отвод теплоты от рабочего тела Q_2 в циклах с продолженным расширением может быть осуществлен при постоянной температуре рабочего тела, постоянном давлении или при смешанном отводе теплоты от рабочего тела, т.е. часть теплоты (Q_2') отводится от рабочего тела при постоянном объеме, а часть (Q_2'') – при постоянном давлении. Таким образом, возможны 9 различных вариантов термодинамических циклов с продолженным расширением.

Рассмотрим, для примера, 3 возможных варианта термодинамических циклов с продолженным расширением и подводом теплоты Q_1 к рабочему телу при постоянном объеме (рис.1): с отводом теплоты Q_2 от рабочего тела при постоянной температуре (рис.1а), при постоянном давлении (рис.1б) и со смешанным отводом теплоты Q_2 от рабочего тела (рис.1с). Эти термодинамические циклы относитель-

но несложно реализовать в двухтактных двигателях с клапанным газораспределением, непосредственным впрыском топлива, глубоким расслоением топливо-воздушной смеси, искровым зажиганием топливо-воздушной смеси и регулируемые фазами газораспределения (моментами открытия и закрытия клапанов).

Как и в случае традиционного термодинамического цикла ДВС с подводом теплоты Q_1 к рабочему телу при постоянном объеме в рассматриваемых термодинамических циклах с продолженным расширением подвод теплоты Q_1 к рабочему телу также осуществляется при постоянном объеме, т.е.

$$Q_1 = MC_v(T_3 - T_2) = MC_v T_1 \varepsilon_\delta^{\kappa-1} (\lambda - 1), \quad (5)$$

где M – масса рабочего тела; C_v – удельная массовая теплоемкость рабочего тела при постоянном объеме; $\varepsilon_\delta = V_1/V_2$.

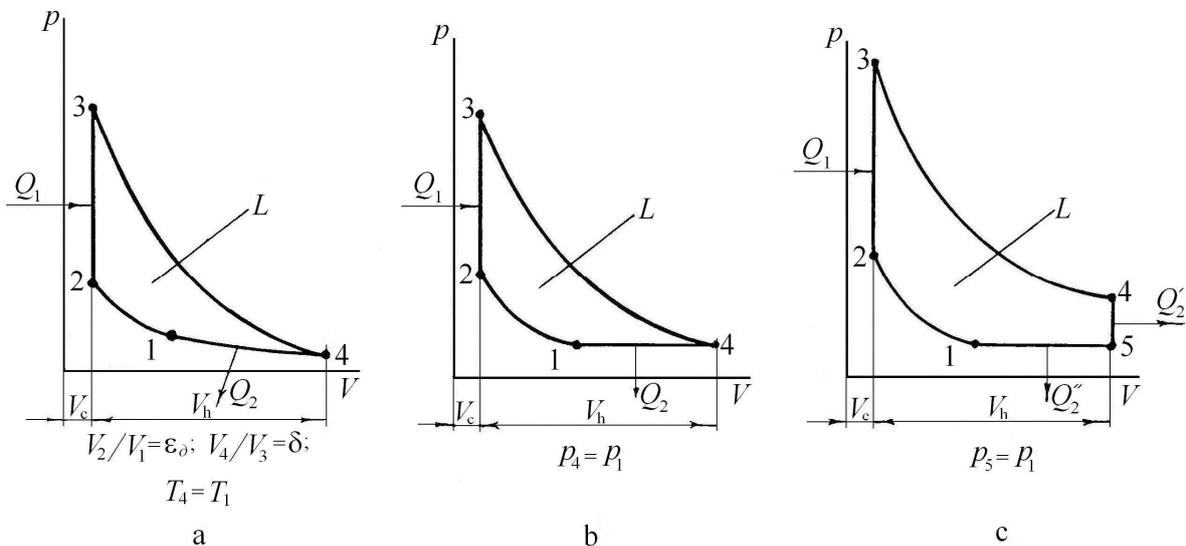


Рис. 1. Термодинамические циклы двигателей внутреннего сгорания с подводом теплоты к рабочему телу при $V = const$ и продолженным расширением

Отвод теплоты Q_2 от рабочего тела в рассматриваемых циклах зависит от термодинамического процесса, осуществляемого на участке отвода теплоты от рабочего тела (4–1 на рис.1а и рис.1б; 4–1 и 5–1 на рис.1с). При отводе теплоты от рабочего тела

при постоянной температуре ($T_4 = T_1$; $\lambda = (\delta/\varepsilon_\delta)^{\kappa-1}$ – рис.1а), отведенная от рабочего тела теплота Q_2 равна работе сжатия на участке 4–1:

$$Q_2 = L_{4-1} = MRT_1 \ln \frac{V_4}{V_1} = MRT_1 \ln \frac{\delta}{\varepsilon_\delta}, \quad (6)$$

где R – газовая постоянная для 1 кг газа.

Соответственно термический КПД термодинамического цикла при отводе теплоты Q_2 от рабочего тела при постоянной температуре, если принять, что $C_v = R/(\kappa - 1)$,

$$\eta_t = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{(\kappa - 1) \ln \frac{\delta}{\varepsilon_\delta}}{\varepsilon_\delta^{\kappa-1} (\lambda - 1)}; \quad (7)$$

В случае отвода теплоты от рабочего тела при постоянном давлении ($p_4 = p_1$; $\lambda = (\delta/\varepsilon_\delta)^\kappa$ – рис.1б)

$$Q_2 = MC_p(T_4 - T_1) = MC_p T_1 \left[\lambda \left(\frac{\varepsilon_\delta}{\delta} \right)^{\kappa-1} - 1 \right]; \quad (8)$$

$$\eta_t = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{\kappa \left[\lambda - \left(\frac{\delta}{\varepsilon_\delta} \right)^{\kappa-1} \right]}{\delta^{\kappa-1} (\lambda - 1)}, \quad (9)$$

где C_p – удельная массовая теплоемкость рабочего тела при постоянном давлении.

При отводе части теплоты Q_2' от рабочего тела при постоянном объеме и части теплоты Q_2'' при постоянном давлении (рис.1с)

$$Q_2 = Q_2' + Q_2'' = MC_v(T_4 - T_5) + MC_p(T_5 - T_1) = MC_v T_1 \left[\lambda \left(\frac{\varepsilon_\delta}{\delta} \right)^{\kappa-1} - \delta/\varepsilon_\delta \right] + MC_p T_1 (\delta/\varepsilon_\delta - 1); \quad (10)$$

$$\eta_t = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{\left[\lambda - (\delta/\varepsilon_\delta)^\kappa \right] + \kappa (\delta/\varepsilon_\delta)^{\kappa-1} (\delta/\varepsilon_\delta - 1)}{\delta^{\kappa-1} (\lambda - 1)}. \quad (11)$$

Последняя зависимость термического КПД цикла (11) от параметров цикла при равенстве степени сжатия и степени расширения ($\varepsilon_\delta = \delta$) преобразуется в зависимость (1). К этому же виду может быть приведено и уравнение (9), если принять $\kappa = 1$ (отвод теплоты Q_2 от рабочего тела осуществляется при постоянном объеме). Подобные условия для преоб-

разования зависимости (7) некорректны, поскольку при $\varepsilon_\delta = \delta$ равенство температуры в конце расширения (T_4) и в начале сжатия (T_1) в термодинамическом цикле возможно только при $\lambda = 1$ ($Q_1 = 0$).

Термический КПД цикла с подводом теплоты Q_1 к рабочему телу при постоянном объеме ($V_3 = V_2$) и отводе теплоты Q_2 от рабочего тела при постоянном объеме ($V_4 = V_1$) зависит только от степени расширения рабочего тела δ (кривая 0 на рис.2). Если принять $\varepsilon = 1$ и отвод теплоты от рабочего тела Q_2 осуществлять при постоянной температуре (кривая 1) или при постоянном давлении (кривая 2) термический КПД цикла будет зависеть и от степени расширения рабочего тела δ и от степени повышения давления λ на участке подвода теплоты к рабочему телу (кривые 1 и 2 на рис.2). С увеличением степени сжатия до 8 значения термического КПД циклов с продолженным расширением рабочего тела как с отводом теплоты от рабочего тела при $T = \text{const}$ (кривая 1'), $p = \text{const}$ (кривая 2'), так и с отводом части теплоты Q_2' при постоянном объеме, а части теплоты Q_2'' при постоянном давлении (кривая 2''), приближаются к значениям термического КПД традиционного цикла ДВС ($\delta = \varepsilon$, $V_3 = V_2$, $V_4 = V_1$). При этом повышение термического КПД цикла с продолженным расширением и $\varepsilon = 8$ с увеличением степени расширения δ с 8 до 24 возрастает примерно на 18 %. Чем ниже будет степень сжатия, тем больше будет повышение термического КПД с увеличением степени расширения в цикле с продолженным расширением.

Термический КПД цикла со смешанным подводом теплоты к рабочему телу и продолженным расширением (рис.3) зависит и от степени повышения давления λ и от степени предварительного расширения ρ . Повышение термического КПД этого цикла ($\varepsilon_\delta = 16$) с увеличением степени расширения δ (кривая 3 на рис.2) будет примерно таким же, как в цикле с

подводом теплоты к рабочему телу при постоянном объеме и отводом теплоты от рабочего тела при постоянном объеме (кривая 0 на рис.2).

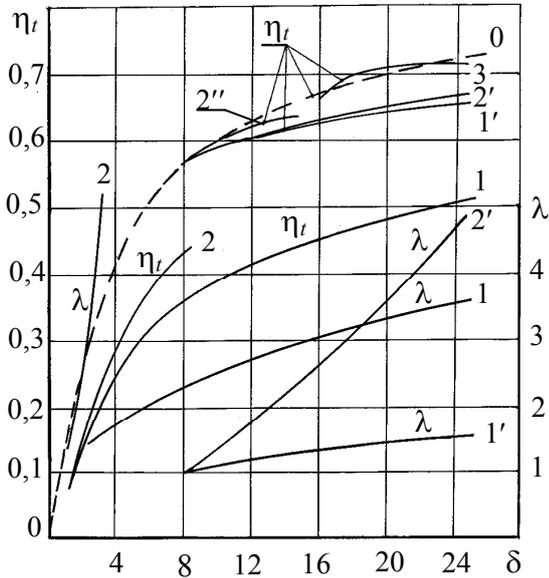


Рис.2. Влияние степени расширения на термический КПД цикла ДВС с продолженным расширением:
 0 – $\varepsilon_\delta = \delta, V_4 = V_1 \rightarrow \eta_t = 1 - 1/\delta^{\kappa-1}$;
 1 – $\varepsilon_\delta = 1, T_4 = T_1, \lambda = (\delta/\varepsilon_\delta)^{\kappa-1}$;
 1' – $\varepsilon_\delta = 1, T_4 = T_1, \lambda = (\delta/\varepsilon_\delta)^{\kappa-1}$;
 2 – $\varepsilon_\delta = 1, p_4 = p_1, \lambda = (\delta/\varepsilon_\delta)^\kappa$;
 2' – $\varepsilon_\delta = 8, p_4 = p_1, \lambda = (\delta/\varepsilon_\delta)^\kappa$;
 2'' – $\varepsilon_\delta = 8, \lambda = 3; p_4 > p_1$;
 3 – $\varepsilon_\delta = 16, \lambda = 6, \rho = 1,3$

Термический КПД цикла с подводом теплоты к рабочему телу при постоянном объеме и с продолженным расширением ($\varepsilon_\delta = 8$) при значениях степени повышения давления $\lambda = 3$, примерно соответствующих значениям λ в двигателях с искровым зажиганием при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 0,9 - 1$, приближается к значениям термического КПД цикла со смешанным подводом теплоты к рабочему телу при $\varepsilon_\delta = 16$ без продолженного расширения (кривая 2'' на рис.2).

УДК 621.43

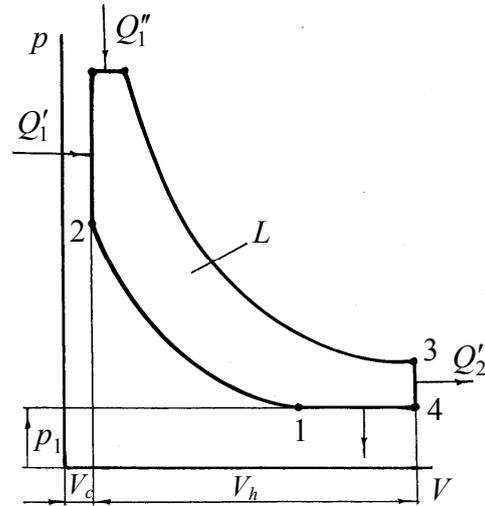


Рис. 3. Термодинамический цикл со смешанным подводом теплоты к рабочему телу и продолженным расширением

Заключение

Продолженное расширение рабочего тела предпочтительней, с точки зрения практического использования, в термодинамических циклах с подводом теплоты к рабочему телу при постоянном объеме и пониженных степенях сжатия (7 – 10). Использование термодинамического цикла с продолженным расширением только в надпоршневой полости и подводом теплоты к рабочему телу при постоянном объеме позволит увеличить термический КПД цикла, а соответственно и индикаторный КПД двигателя с искровым зажиганием, на 10 – 20 %.

Список литературы:

1. Гольднер Г. Двигатели внутреннего сгорания. Том 2 // М.: МАКИЗ, 1928. – 864 с.
2. Дьяченко В.Г. Влияние числа оборотов на основные показатели комбинированного двигателя. – Автореф. канд. дисс. ХПИ, 1963. – 20 с.
3. Дьяченко В.Г. Дизель или двигатель с искровым зажиганием // Двигатели внутреннего сгорания. – 2004. – № 1. – с. 27 – 29.

А.А. Тропина, канд. физ.-мат. наук

ОБРАЗОВАНИЕ ОКСИДОВ АЗОТА ПРИ ДИФФУЗИОННОМ ГОРЕНИИ МЕТАНОВОЗДУШНОЙ СМЕСИ

Введение

Оксиды азота (NO) относятся к наиболее вредным примесям, поступающим в атмосферу при сжигании топлива в топках котлов и печей, двигателях внутреннего сгорания, газотурбинных установках. В последнее время в исследованиях, связанных с проблемой понижения эмиссии оксидов азота при горении, возрастает роль математического моделирования. Так как большинство реальных процессов горения происходит в турбулентном режиме, проблема сводится к расчету образования оксидов азота при турбулентном горении. В настоящей работе проводится оценка механизмов формирования NO в диффузионном турбулентном пламени. Разработанная методика расчета может быть адаптирована к исследованию механизмов образования оксидов азота в ДВС, работающих на природном газе.

Анализ последних достижений и публикаций

Известно, что процесс окисления азота практически не сказывается на протекании основных химических реакций горения и на аэродинамических характеристиках факела. Поэтому процесс расчета образования оксидов азота NO можно проводить в два этапа:

1) непосредственный численный расчет диффузионного турбулентного горения;

2) нахождение решения уравнения переноса для концентрации оксидов азота на основе полученных распределений температуры, концентраций реагирующих компонент и их пульсаций.

Основным вопросом при проведении подобного рода расчетов, по-прежнему, остается выбор адекватной модели турбулентности, модели, позволяющей оценить скорость реакции в турбулентном пото-

ке, и модели образования оксидов азота. Подробный анализ моделей турбулентности и методов расчета турбулентных течений с горением приведен в обзоре [1]. Что касается моделей образования оксидов азота в пламени, то к основным механизмам образования NO можно отнести [2]:

- а) тепловой механизм (схема Зельдовича);
- б) радикальный механизм (образование NO за счет так называемых быстрых реакций);
- в) механизм образования NO за счет азотосодержащих соединений в топливе.

Большинство расчетов образования оксидов азота проводится в рамках модели Зельдовича, когда образование NO связывается с протеканием трех основных реакций, а концентрация атомарного кислорода находится из условий равновесия. Более детальное рассмотрение кинетики химических реакций и подробный учет кинетической схемы приводит к значительному усложнению задачи. Так, в работе [3] рассмотрена цепочка из 196 прямых и обратных реакций, приводящих к образованию NO. Такое неоправданное усложнение задачи привело авторов к необходимости пренебрежения турбулентностью, т.е. рассматривалось ламинарное распространение пламени. Экспериментальные исследования, приведенные в монографии [4], показали, что поскольку реакция образования NO является реакцией с большим значением энергии активации, то наиболее сильное воздействие на эмиссию NO оказывают турбулентные пульсации температуры и концентраций реагирующих веществ.

В настоящей работе проводится анализ различных механизмов образования оксидов азота на примере диффузионного горения метановоздушной смеси с учетом пульсаций температуры и концентраций

и неравновесности реакции образования атомарного кислорода.

Цель и постановка задачи

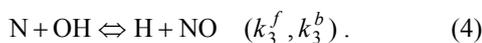
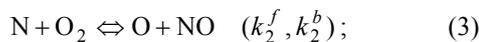
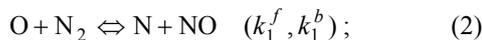
Основная система уравнений, описывающая стационарное турбулентное горение, а также результаты расчетов процесса горения приведены в работе [5]. Использовалась $k - \epsilon$ модель турбулентности в сочетании с подходом Шваба-Зельдовича. Для описания связи между турбулентностью и химической кинетикой использовалось предположение об обратной пропорциональности скорости химической реакции времени жизни турбулентного моля [6].

Рассматривается турбулентное диффузионное пламя, образующееся при смешении струи горючего (метана) и окислителя, которые вводятся в камеру сгорания в виде отдельных неперемешанных потоков [5]. Для определения эмиссии оксидов азота после решения системы уравнений, описывающих турбулентное диффузионное горение, дополнительно решалось транспортное уравнение для концентрации NO вида:

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho u_j \frac{\partial c_{NO}}{\partial x_j} \right) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho D \frac{\partial c_{NO}}{\partial x_j} \right) + W_{NO}, \quad (1)$$

где $u_j (j = 1,3)$ – компоненты вектора скорости, c_{NO} – массовая концентрация оксидов азота, $W_{NO} = M_{NO} \frac{dc_{NO}}{dt}$ – источниковый член, M_{NO} – молекулярный вес NO.

Замыкание этого уравнения зависит от выбора модели, описывающей образование оксидов азота в пламени. Согласно схеме Зельдовича, основные реакции, приводящие к образованию NO, имеют вид:



Здесь в скобках указаны константы прямых (с индексом “ f ”) и обратных (с индексом “ b ”) реакций. Все эти константы сильно зависят от температуры, а их конкретные значения были взяты из справочника [7]. Согласно схеме (2-4) скорость образования NO определяется следующим выражением:

$$\frac{dc_{NO}}{dt} = k_1^f c_O c_{N_2} + k_2^f c_N c_{O_2} + k_3 c_N c - k_1^b c_{NO} c_N - k_2^b c_{NO} c_O - k_3^b c_{NO} c_H$$

Энергия активации реакции (2) очень велика, что делает ее лимитирующей в схеме Зельдовича. В тоже время, энергия активации для реакции окисления атомов N мала, поэтому, когда достаточно кислорода, достигается квазиравновесное состояние. В этом случае скорость образования оксидов азота определяется следующим выражением:

$$\frac{dc_{NO}}{dt} = k_1^f c_O c_{N_2} \cdot \frac{\left(1 - \frac{k_1^b k_2^b c_{NO}^2}{k_1^f c_{N_2} k_2^f c_{O_2}} \right)}{\left(1 + \frac{k_1^b c_{NO}}{k_2^f c_{O_2} + k_3^f c_{OH}} \right)}. \quad (5)$$

Для расчета источникового члена W_{NO} необходимо дополнительно определить концентрацию атомарного кислорода. В настоящей работе использовались два подхода:

- 1) расчет концентрации O из условий равновесия, т.е.

$$c_O = k_p \sqrt{c_{O_2}}, \quad (6)$$

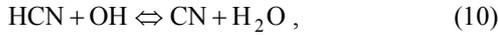
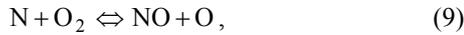
где k_p – константа равновесия реакции образования атомарного кислорода [7];

- 2) расчет концентрации O путем дополнительного учета процессов диссоциации-рекомбинации (метод частичного равновесия), когда с учетом зависимости константы реакции от температуры получим следующее выражение:

$$c_O = 36.6 T^{1/2} \sqrt{c_{O_2}} e^{-227100/RT}. \quad (7)$$

Для смесей, обогащенных топливом, существенным становится учет образования NO по так на-

зываемому быстрому механизму, определяемому следующей цепочкой реакций:



где основной является реакция (8).

Что касается механизма образования оксидов азота за счет азотосодержащих соединений в топливе, в данной работе он не рассматривается, поскольку вклад такого механизма становится существенным в случае горения жидких и твердых топлив.

Так как в работе рассматривается турбулентное диффузионное горение, то для определения концентрации NO в турбулентном потоке необходимо дополнительно учесть влияние турбулентности на кинетику образования NO. Для этого используется метод, основанный на плотности вероятности температуры и концентрации инертной примеси [4]. В этом случае скорость реакции образования оксидов азота в турбулентном потоке \tilde{W}_{NO} определяется следующим интегралом:

$$\tilde{W}_{\text{NO}} = \iint W_{\text{NO}} P(T, c) dT dc, \quad (13)$$

где W_{NO} находится с учетом соотношений (6-11), а $P(T, c)$ – плотность вероятности температуры и концентрации инертной примеси. Для процессов горения $P(T, c)$ представляется двухмоментной β -функцией [8]:

$$P(f) = \frac{f^{\alpha-1}(1-f)^{\beta-1}}{\int_0^1 f^{\alpha-1}(1-f)^{\beta-1} df}; \quad 0 \leq f \leq 1;$$

$$a = \tilde{f} \left(\frac{\tilde{f}(1-\tilde{f})}{\tilde{f}^{1/2}} - 1 \right); \quad b = \frac{1-\tilde{f}}{\tilde{f}} a,$$

где $f = T, c$, \tilde{T}, \tilde{c} – средние значения температуры и концентрации, определяемые следующими интегралами

$$\tilde{T} = \int_0^1 T \cdot P(T) dT; \quad \tilde{c} = \int_0^1 c \cdot P(c) dc.$$

Ковариация скалярной величины $\overline{f^{n2}}$ находится из решения соответствующего уравнения переноса при расчете процесса горения [8, 5].

На входе в камеру сгорания задавался следующий состав горючего и окислителя: 100% – CH₄, 23% – O₂, 77% – N₂.

Результаты расчетов

Система уравнений, описывающих турбулентное диффузионное горение, решалась численно с использованием метода расщепления по пространственным переменным [9]. Конвективные члены аппроксимировались разностями, ориентированными против потока, второго порядка точности. Для улучшения сходимости применялся метод нижней релаксации.

Поскольку, после расчета процесса горения скорость потока \vec{v} является известной величиной, уравнение переноса (1) для концентрации оксидов азота является линейным, и его решение требует дополнительно не более 20 итераций. Варьировалась скорость истечения метана из круглого сопла: 15 м/с $\leq V_{\text{CH}_4} \leq 300$ м/с; диаметр сопла: 2 мм $\leq d \leq 5$ мм (рис.1). Дополнительно оценивалось влияние различных механизмов образования оксидов азота. Результаты расчетов сравнивались с результатами экспериментов, приведенными в монографии [10].

Было получено, что определяющим фактором, оказывающим сильное воздействие на образование NO, являются турбулентные пульсации температуры и концентрации. Учет влияния турбулентности на протекание реакции окисления сразу же приводит к резкому возрастанию концентрации NO, к тому же меняется местоположение и размер области, где формируется максимум концентрации NO (рис.1).

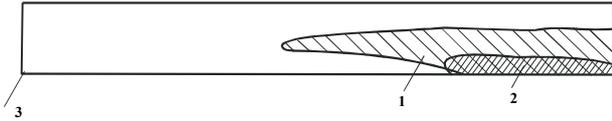


Рис.1. Области максимальных значений концентрации NO :

1 – при учете турбулентных пульсаций, 2 – при пренебрежении влиянием турбулентности. 3 – впуск метана

Учет неравновесности реакции образования атомарного кислорода (схема (7)) по сравнению с расчетом концентрации O из условия равновесия (схема (6)) приводит к возрастанию получаемой концентрации NO. Распределение концентрации оксидов азота при различных механизмах их формирования приведено на рис.2. Видно, что основной вклад в образование оксидов азота вносит тепловой механизм с учетом неравновесности реакции образования атомарного кислорода. С увеличением скорости метана на входе в камеру, когда общий выход NO падает, возрастает роль быстрого механизма образования оксидов азота (8-11), его вклад становится соизмеримым с образованием NO по тепловому механизму.

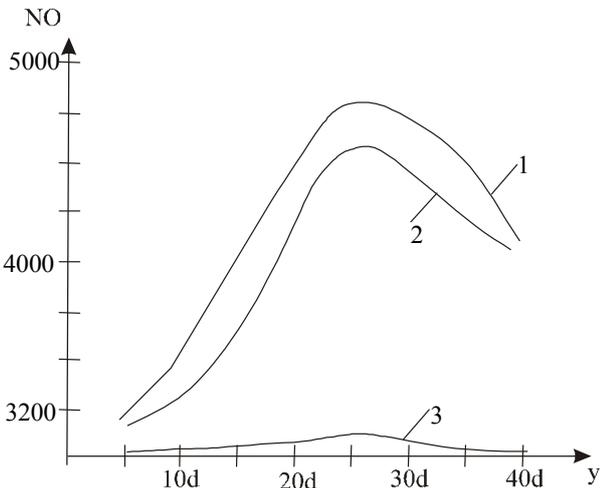


Рис.2. Профили концентрации NO (млн^{-1}) в сечении $x=250d$:

1 – тепловой неравновесный механизм, 2 – тепловой равновесный механизм, 3 – быстрый механизм

Все дальнейшие расчеты были проведены с учетом как теплового, так и быстрого механизмов формирования оксидов азота.

Варьирование скорости метана на входе в камеру оказывает существенное влияние на все характеристики процесса горения. Так, увеличение скорости метана на входе до значения $V_{\text{CH}_4}=150$ м/с приводит к расширению сечения формирующегося факела (он занимает практически всю камеру (рис.3), при дальнейшем росте V_{CH_4} факел сужается, максимумы температур перемещаются ближе к соплу.



Рис.3. Профили температур при скорости метана на входе 150 м/с

При этом зависимость максимальной температуры в пламени от скорости метана на входе в камеру носит немонотонный характер (рис.4). При изменении V_{CH_4} от 50 м/с до 80 м/с максимальная температура в пламени практически не изменяется, достигая величины $2288-2300^0\text{K}$, понижаясь при увеличении и уменьшении скорости подачи метана в камеру.

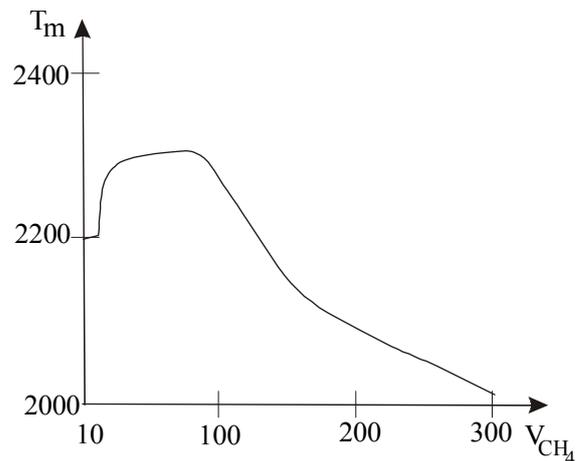


Рис.4. Зависимость максимальной температуры в пламени от скорости подачи метана

Максимум концентрации NO достигается на выходе из камеры, а по мере роста скорости метана на входе он смещается к устью сопла, параллельно происходит сужение области, где достигается мак-

симальная температура.

На рис.5, 6 приведены профили массовой концентрации оксидов азота в различных сечениях по оси камеры (при диаметре сопла $d=5$ мм, $V_{CH_4}=50$ м/с, $V_{CH_4}=100$ м/с). Нумерация сечений на рис.5, 6 совпадает.

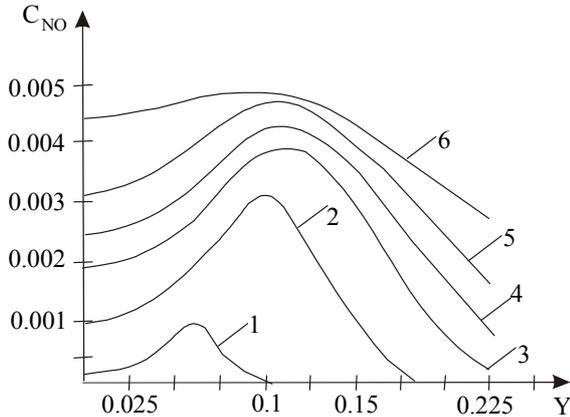


Рис.5. Распределение концентрации NO в различных сечениях вдоль оси камеры ($V_{CH_4}=50$ м/с): 1 – $x=100d$; 2 – $x=140d$; 3 – $x=180d$; 4 – $x=240d$; 5 – $x=320d$; 6 – $x=360d$

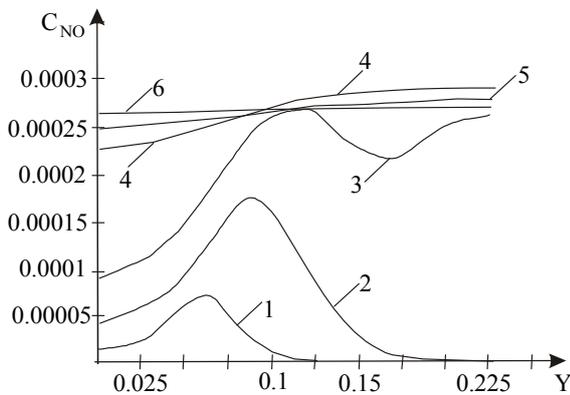


Рис.6. Распределение массовой концентрации NO в различных сечениях по оси камеры ($V_{CH_4}=100$ м/с)

Из рисунков видно, что максимум концентрации оксида азота достигается на расстоянии от оси факела равном $20d$ в сечении, соответствующему выходному сечению. По мере движения к соплу (при уменьшении $\frac{x}{d}$) максимумы NO падают и перемещаются ближе к оси факела. С ростом скорости метана на входе в камеру концентрация оксидов азота в сечениях, примыкающих в выходному, практически

постоянна поперек канала, а максимум NO достигается в сечении $x=180d$.

Если оценивать средний коэффициент избытка воздуха α по расходу метана и окислителя на входе в камеру, то зависимость средней по объему концентрации NO от параметра α достигает максимума при $\alpha=1,23$, падая как при увеличении, так и при уменьшении α .

Такое поведение обусловлено влиянием двух конкурирующих факторов:

- 1) увеличением содержания атомарного кислорода с уменьшением V_{CH_4} (рост α);
- 2) увеличением гомогенности смеси с ростом V_{CH_4} (снижение α).

Фактически вся область может быть поделена на зоны с различной концентрацией компонент, т.е. смесь является негомогенной, и уровень концентрации NO оказывается выше там, где более высокий уровень температуры.

Рост скорости метана на входе в камеру, помимо увеличения содержания CH_4 , способствует более интенсивному перемешиванию и завихренности, поскольку число Рейнольдса $Re = \frac{\rho_{CH_4} v_{CH_4} d}{\mu_{CH_4}}$ увеличивается, что приводит к увеличению гомогенности смеси и к снижению выхода NO.

Если построить зависимости безразмерных комплексов $\frac{T}{T_{max}}$, $\frac{c_{NO}}{c_{NO}^{max}}$ от расстояния вдоль оси канала, то, начиная с $V_{CH_4}=70$ м/с, вид этих кривых не меняется при изменении скорости метана на входе. Это говорит о том, что начиная с $Re=5020$, решение выходит на автомодельное.

Качественное поведение решения и количественные характеристики расчетов удовлетворительно согласуются с экспериментальными данными по горению газообразного топлива в так называемых инжекционных горелках с подобной геометрией [10].

Выводы

Анализ полученного решения позволяет утверждать следующее:

1) при расчетах образования оксидов азота необходимо учитывать изменение скорости химической реакции в турбулентном потоке за счет пульсаций температуры и концентраций компонент смеси;

2) основным механизмом образования оксидов азота является тепловой механизм, однако при рассмотрении горения топливо-обогащенных смесей при низких температурах эмиссия NO по быстрому механизму начинает вносить значительный вклад в общий выход NO;

3) негомогенность смеси и рост концентрации атомарного кислорода по сравнению с равновесной являются основными причинами, вызывающими увеличение выхода NO;

4) предложенная методика образования оксидов азота показала удовлетворительное качественное и количественное согласование с экспериментальными данными.

Работа проведена в рамках гранта МОН Украины 0103V001439 “Теоретические основы моделирования турбулентных течений газовых смесей с химическими и фазовыми превращениями”.

Список литературы:

1. Tieszen S.R. *On the fluid mechanics of fires*// *Ann. Rev. Fluid Mech.* 2001. V.33. P.67-92.
2. Зельдович Я.Б., Баренблатт Г.И., Либрович В.Б. и др. *Математическая теория горения и взрыва*. М., 1980. 370 с.
3. Бочков М.В., Ловачев Л.А., Хвиевич С.Н. и др. *Образование оксида азота при распространении ламинарного пламени по гомогенной метановоздушной смеси*// *Физика горения и взрыва*. 1998. Т34. №1. С.9-19.
4. Кузнецов В.Р., Сабельников В.А. *Турбулентность и горение*. М., 1986. 287с.
5. Тропина А.А. *Моделирование турбулентного горения метановоздушной смеси*// *Автомобильный транспорт*. Харьков, 2003. С.245-249.
6. Gran I., Magnussen B.F. *A numerical study of a bluff –body stabilized diffusion flame. 2. Influence of combustion modeling and finite rate chemistry*// *Combust. Sci. Technology*. 1996. V.119. P .191-217.
7. Кондратьев В.Н. *Константы скорости газофазных реакций*. Л., 1970. 351 с.
8. Методы расчета турбулентных течений/Под ред. М. Хонькина. М., 1984. 463 с.
9. Марчук Г.И. *Методы расщепления*. М., 1988. 264 с.
10. Иссерлин А.С. *Основы сжигания газового топлива*. Л., 1987. 336 с.

УДК 621.43.052

А.П. Марченко, д-р техн. наук, В.А. Петросянц, канд. техн. наук, Д.Е. Самойленко, асп.

ВЛИЯНИЕ РЕГУЛИРОВАНИЯ ТУРБОКОМПРЕССОРА С БЕЗЛОПАТОЧНЫМ НАПРАВЛЯЮЩИМ АППАРАТОМ НА ПОКАЗАТЕЛИ ДИЗЕЛЯ 4ЧН12/14

Введение

Работа транспортного двигателя характеризуется большим количеством переходных и долеговых режимов работы. При этом, у ДВС со свободным тур-

бокомпрессором характеристики поршневого двигателя и лопаточных машин согласованы в узком диапазоне расчетных режимов (например номинальной мощности либо крутящего момента), доля которых в

эксплуатации не превышает 15%. Изменение режима работы двигателя приводит к рассогласованию характеристик поршневого ДВС и лопаточных машин, что влечет за собой ухудшение показателей токсичности, снижение экономичности и приемистости силовой установки. Регулирование поршневой части и системы турбонаддува является актуальной задачей, решение которой позволяет значительно улучшить технико-экономические характеристики двигателя во всем диапазоне эксплуатационных режимов его работы.

Постановка проблемы исследования

Среди систем регулирования турбонаддува наибольшее распространение получили комбинированные схемы, включающие турбокомпрессор и вспомогательный агрегат, а также различные способы внешнего и внутреннего регулирования ТКР. При этом известно, что системы внутреннего регулирования турбины постепенно вытесняют конструкции турбокомпрессоров (ТКР) с перепуском газа в обход турбины.

Можно выделить два конкурирующих способа управления потоком газа через турбину: сопловое регулирование (Garett, Mitsubishi, IHI) и регулирование за счет изменения площади эффективного проходного сечения турбины в конструкциях ТКР с безлопаточными направляющими аппаратами (ККК, Holset, Garett). Эффективность соплового регулирования и его влияние на показатели рабочего процесса дизеля 4ЧН 12/14 показаны в работе [1]. В статьях [2,3] на основании экспериментального исследования дизеля 6ЧН 13/11,5 были сделаны выводы, что регулирование в турбокомпрессорах с БНА позволяет снизить удельный эффективный расход топлива в широком поле эксплуатационных режимов работы двигателя, повысить коэффициент приспособляемости, а на режимах внешней характеристики значительно уменьшить оптическую плотности отрабо-

тавших газов (ОГ). Вместе с тем, в литературных источниках отсутствуют данные о влиянии регулирования в турбокомпрессорах с БНА на показатели двигателя 4ЧН 12/14. Такое исследование является актуальным и в дальнейшем позволит провести сравнительную оценку эффективности применения соплового регулирования и регулирования в ТКР с БНА на двигателях украинского производства.

Цель и задачи исследования

1. Провести совместное моделирование на ЭВМ рабочих процессов двигателя 4ЧН 12/14 и регулируемого турбокомпрессора с БНА при различных сечениях площади конца разгонного участка улитки турбины.

2. Для исследуемых режимов работы двигателя, а именно: номинальной мощности, максимального крутящего момента и скоростного режима ($n=1000 \text{ мин}^{-1}$) определить значение площади сечения конца разгонного участка улитки турбины исходя из условия наилучшего протекания рабочего процесса дизеля.

3. Провести сравнение показателей качества протекания рабочего процесса g_e и α для исследуемого двигателя с серийным и регулируемым турбокомпрессорами.

4. Оценить возможность выполнения норм, предусмотренных правилами ЕЭК ООН №24 дизелем 4ЧН 12/14 с регулируемым ТКР.

Объект моделирования и результаты исследования

В качестве объекта расчетного моделирования выбран дизель СМД-23 типа 4ЧН 12/14, укомплектованный серийным турбокомпрессором ТКР -7,5 ТВ - 02 с эффективным сечением конца разгонного участка БНА $F_c = 1055 \text{ мм}^2$. При этом исследовались следующие режимы работы двигателя:

- режим номинальной мощности $N_e = 117,7$

кВт и $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$;

- режим максимального крутящего момента $N_e = 106,6 \text{ кВт}$, $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$.

- скоростной режим $N_e = 55 \text{ кВт}$ и $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$.

В расчетном исследовании были выбраны следующие значения F_c : 1055 мм^2 , 910 мм^2 , 800 мм^2 , 745 мм^2 и 600 мм^2 . Для каждого из указанных выше сечений моделировались 3 режима работы двигателя. Для дальнейшего анализа были выбраны те значения F_c , при которых достигается минимальный расход топлива (g_e) и приемлемый с точки зрения снижения дымности отработавших газов коэффициент избытка воздуха α . Моделирование осуществлялось при наложенных ограничениях по максимальному давлению сгорания и температуре выпускных газов перед турбиной, а также по максимальной частоте вращения ротора турбокомпрессора, с учетом его беспомпажной работы. Идентификация расчетно-экспериментальной модели проводилась при сопоставлении расчетных данных с данными эксперимента, полученными в ГСКБД по двигателям СМД-23 в серийной комплектации для приведенных выше ре-

жимов работы двигателя с турбокомпрессором, который имеет серийное (номинальное) сечение БНА улитки турбины.

Влияние регулирования в ТКР с БНА на показатели рабочего процесса дизеля СМД-23

1. На режиме номинальной мощности минимальное значение удельного эффективного расхода топлива ($g_e = 232,8 \text{ г/(кВт·ч)}$) достигается при $F_c = 1055 \text{ мм}^2$. При этом, коэффициент избытка воздуха принимает значение 2,03. На указанном режиме значения g_e и α соответствуют показателям двигателя с серийным ТКР. Уменьшение F_c до 910 мм^2 приводит к ухудшению экономичности дизеля на 3 г/(кВт·ч) , с увеличением α до 2,132. Ухудшение экономичности объясняется тем, что рост насосных потерь превышает величину приращения индикаторного КПД двигателя (как следствие увеличения сопротивления на выпуске из – за уменьшения площади конца разгонного участка БНА). В табл. 1 приведены изменения показателей дизеля СМД-23 при различных сечениях F_c для 3-х исследуемых режимов его работы.

Таблица 1. Показатели рабочего процесса дизеля СМД-23 при различных площадях сечения конца разгонного участка улитки турбины F_c

$N_e = 117,7 \text{ кВт}, n = 2000 \text{ мин}^{-1}$				
$F_c, \text{ мм}^2$	$g_e, \text{ г/(кВт·ч)}$	α	$p_{i_2}, \text{ МПа}$	$p_{нх}, \text{ МПа}$
1055	232,8	2,03	1,429	0,0403
910	235	2,12	1,449	0,0576
$N_e = 106,6 \text{ кВт}, n = 1500 \text{ мин}^{-1}$				
$F_c, \text{ мм}^2$	$g_e, \text{ г/(кВт·ч)}$	α	$p_{i_2}, \text{ МПа}$	$p_{нх}, \text{ МПа}$
1055	218,5	1,68	1,595	0,0012
910	216,9	1,83	1,602	0,0072
800	217,65	1,94	1,615	0,0184
$N_e = 55 \text{ кВт}, n = 1000 \text{ мин}^{-1}$				
$F_c, \text{ мм}^2$	$g_e, \text{ г/(кВт·ч)}$	α	$p_{i_2}, \text{ МПа}$	$p_{нх}, \text{ МПа}$
1055	249,5	1,36	1,267	-0,0105
910	241,9	1,51	1,263	-0,0146
800	236,4	1,69	1,2595	-0,018
745	234,2	1,79	1,2576	-0,0198
600	231,8	2,094	1,2581	-0,0193

2. Для режима максимального крутящего момента совместная работа двигателя и турбокомпрессора

возможна при значениях F_c в диапазоне от 1055 до 800 мм^2 . Наилучшие значения g_e ($216,9 \text{ г/(кВт·ч)}$)

и α (1,83) имеют место при площади конца разгонного участка БНА соответствующей 910 мм². Экономичность двигателя для этого режима улучшается на 2 г/(кВт·ч) по сравнению с ДВС, укомплектованным серийным вариантом ТКР, а коэффициент избытка воздуха увеличивается на 9% (табл.1). Уменьшение сечения до 800 мм² практически не влияет на g_e (имеет место увеличение на 1 г/кВт·ч, что не превышает погрешности расчетного моделирования), однако способствует увеличению α с 1,833 до 1,935, что свидетельствует о более качественном протекании рабочего процесса и возможном снижении дымности отработавших газов дизеля. Таким образом, для данного режима наилучшим можно принять сечение конца разгонного участка БНА $F_c = 800$ мм².

3. Скоростной режим, при $n = 1000$ мин⁻¹, характеризуется наибольшим диапазоном изменений F_c , обеспечивающих возможность совместной работы двигателя и ТКР. Площадь эффективное сечение конца разгонного участка БНА может принимать значения от 1055 до 600 мм². Наилучшей, как с точки зрения уменьшения удельного эффективного расхода топлива, так и α является величина $F_c = 600$ мм² со следующими показателями рабочего процесса: $g_e = 231,8$ г/(кВт·ч) и $\alpha = 2,094$. При этом, экономичность двигателя улучшилась в сравнении с ДВС, укомплектованным серийным ТКР на 17,7 г/(кВт·ч), а значение коэффициента избытка воздуха α – на 35% (табл.1).

Как видим из полученных результатов, эффективность применения регулирования наиболее ощутима для скоростных режимов внешней характеристики дизеля, расположенных в диапазоне частот вращения от максимального крутящего момента до минимального скоростного режима с $n = 1000$ мин⁻¹. В указанном диапазоне серийный турбокомпрессор не обеспечивает необходимых параметров рабочего процесса ДВС ни по экономичности, ни, особенно,

по токсичности. Значениям $\alpha \approx 1$ соответствует недопустимо большой уровень оптической плотности отработавших газов дизеля.

Влияние регулирования на оптическую плотность ОГ дизеля

В источниках [4, 5] на основании анализа скоростных и нагрузочных характеристик рядных и V-образных дизелей с газотурбинным наддувом указано, что оптическая плотность отработавших газов N зависит от коэффициента избытка воздуха α и слабо зависит от частоты вращения коленчатого вала дизеля. Однако, опираясь на экспериментальные данные [3], нами было принято решение при определении N учитывать не только α , но и частоту вращения вала двигателя n . Такой подход особенно актуален для значений α , находящихся в диапазоне от 1,1 до 1,5, где разница в оптической плотности для одних и тех же значений коэффициента избытка воздуха в зависимости от числа оборотов коленчатого вала ДВС может достигать 20-30% [5].

На основании указанного подхода была получена эмпирическая функция, описывающая зависимость оптической плотности ОГ от коэффициента избытка воздуха α и частоты вращения вала n для двигателя СМД-23 с серийным турбокомпрессором ТКР 7,5 ТВ – 02. А результаты расчетного исследования приведены в табл. 2. Зависимость, описанная уравнением полинома 3-й степени имеет следующий вид:

$$N = 998,2 - 347,5 \cdot \alpha - 1,16 \cdot n + 56,23 \cdot \alpha^2 + 1,776 \cdot 10^{-1} \cdot \alpha \cdot n + 5,653 \cdot 10^{-4} \cdot n - 5,462 \cdot \alpha^3 + 1,157 \cdot 10^{-3} \cdot \alpha^2 \cdot n - 5,17 \cdot 10^{-5} \cdot \alpha \cdot n^2 - 8,889 \cdot 10^{-8} \cdot n^3, \quad (1)$$

где N – оптическая плотность ОГ, %; α – коэффициент избытка воздуха; n – обороты двигателя.

Приведенные в табл. 2 расчетные и нормируемые значения оптической плотности отработавших газов дизеля с серийным и регулируемым ТКР были

получены по формуле (1) в соответствии с методикой Правил ЕЭК ООН №24.

Как видно из табл.2 на режимах, близких к скоростному с $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$ оптическая плотность ОГ двигателя с серийным ТКР превышает нормы, установленные Правилами ЕЭК ООН №24. Регулирование с глубиной 43% (от номинального сечения F_c)

позволяет снизить N на 43% и выполнить указанные Правила. На режиме максимального момента, уменьшение площади эффективного сечения конца разгонного участка до 800 мм^2 способствует снижению оптической плотности ОГ на 10% без потери экономичности.

Таблица 2. Расчетные и нормируемые значения N для дизеля с серийным и регулируемым ТКР

№ n/n	Режим	Серийный ТКР $F_c=1055 \text{ мм}^2$		Регулируемый ТКР		Нормируемая величина $N, \%$
		α	$N, \%$	α	$N, \%$	
1	$N_e = 117,7 \text{ кВт},$ $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$	2,03	20	2,03	20	46
2	$N_e = 106,6 \text{ кВт},$ $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$	1,68	36	1,94	26	51
3	$N_e = 55 \text{ кВт},$ $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$	1,36	95	2,01	52	58

Заключение

1. Проведенное расчетное исследование показало, что применение регулирования в турбокомпрессоре с БНА позволяет значительно повысить качество протекания рабочего процесса дизеля 4ЧН12/14, на ненормальных режимах его работы, а также улучшить экологические показатели последнего. Так, на режиме максимального крутящего момента без ухудшения экономичности за счет увеличения α до 1,94 можно ожидать снижение оптической плотности ОГ на 10%. На скоростном режиме ($n = 1000 \text{ мин}^{-1}$) при $\alpha = 2,01$ экономичность дизеля увеличилась на 17,7 г/(кВт·ч), а предполагаемое снижение N составило 43%.

2. На основании экспериментальных данных получена эмпирическая зависимость оптической плотности ОГ от коэффициента избытка воздуха α и частоты вращения вала n для двигателя СМД-23 с серийным турбокомпрессором ТКР 7,5 ТВ – 02.

3. Установлено, что регулирование ТКР с глубиной 43%, реализованное на исследуемом дизеле, позволит выполнить экологические нормы дымности, предусмотренные Правилами ЕЭК ООН №24.

В дальнейшем намечено проведение экспериментальной проверки результатов расчета с применением макетного образца регулируемого турбокомпрессора с БНА, а также оценка эффективности та-

кого регулирования в сравнении с сопловым регулированием наддува.

Список литературы:

1. А.П. Марченко, Д.Е. Самойленко, В.А. Петросянц. Оценка эффективности применения соплового регулирования для наддува четырехцилиндрового автотракторного дизеля// Вестник науки и техники. – Харьков: ООО “ХДНТ”, 2004. - №1(16). – с. 42 – 51.
2. А.П. Марченко, В. А. Петросянц, Д.Е. Самойленко и др. Улучшение технико – экономических показателей транспортного дизеля путем регулирования турбокомпрессора с безлопаточным направляющим аппаратом// Двигатели внутреннего сгорания, Вып. 1, 2004.
3. А.П. Марченко, И.В. Парсаданов, Д.Е. Самойленко, В.А. Петросянц, В.Н. Михайлик. Выбор закона регулирования турбины автотранспортного дизеля// Авиационно – космическая техника и технология. –Х.: Нац. аэрокосм. ун-т “ХАИ”. -2005. – Вып.18. – С.54 – 57.
4. Г.И. Остапенко. Определение программы регулирования давления наддува тракторного дизеля// Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: Высшая школа, 1985. – Вып. 42. – с. 54 – 59.
5. Гуменчук М.І. Визначення раціональних параметрів подачі повітря в дизелі з газотурбінним наддувом: Дис. ...канд. техн. наук: 05.05.03. – К., 2005. – 155с.

УДК 621.436

С.О. Альохін, канд. техн. наук, В.І. Пелепейченко, д-р техн. наук, П.Я. Перерва, канд. техн. наук, П.Є. Куніцин, канд. техн. наук, Д.Ю. Бородін, канд. техн. наук

ОСОБЛИВОСТІ ПРОЦЕСУ СТИСКАННЯ В МАЛОРОЗМІРНИХ ДВОТАКТНИХ ДВИГУНАХ З ПРЯМОТОЧНОЮ ПРОДУВКОЮ

Казенне підприємство "Харківське конструкторське бюро з двигунобудування" (КП ХКБД) є розробником двотактних двигунів ряду ДН 12/2×12. Це відомі двигуни 5ТДФ, 6ТД, 3ТД, призначені для танків та броньованих машин [1]. Всі вони мають одну й ту саму кінематичну схему. В кожному циліндрі двигуна є по два поршні, які при роботі рухаються у протилежні сторони.

Двигуни мають прямоточно-щілинну схему продування, яка забезпечує якісне очищення циліндра від відпрацьованих газів і достатньо високу інтенсивність обертання (вихору) свіжого заряду в камері згоряння (КЗ) навколо поздовжньої вісі циліндра в період впорскування палива. Вихровий рух виникає внаслідок того, що продувальні вікна спрямовують повітря під кутом до радіуса циліндра. Тому швидкість повітря на виході з вікон у об'єм циліндра має як радіальну, так і тангенціальну компоненту. В момент закриття продувальних вікон маса свіжого заряду має деякий момент кількості руху (МКР) навколо поздовжньої вісі циліндра. В процесі стискання, внаслідок тертя заряду об поверхні гільзи та поршнів, МКР заряду дещо зменшується, але повністю не зникає. Наприкінці стискання інтенсивність обертального руху заряду в КЗ є достатньою для забезпечення якісного сумішоутворення.

Таку ж схему газообміну мають і дизелі ряду Д100 (ДН 20,7/2х25,4).

Виходячи з того, що прямоточна схема газообміну добре зарекомендувала себе у двотактних двигунах з діаметром циліндра 0,207 м і 0,12 м, доцільно розглянути особливості її застосування в перспективних двигунах з меншими діаметрами циліндрів. Не-

обхідність такого аналізу обумовлена тим, що в літературі відсутні дані про кількісний вплив масштабного фактору на показники руху заряду в циліндрі двигуна з прямоточною схемою продування.

Об'єктом дослідження були циліндри, геометрично подібні циліндру двигуна ДН 12/2×12, тобто такі, які мають $S/D=1$ (S – хід поршня, D – діаметр циліндра), одні і ті самі фази газообміну і однакові кути закрутки впускних вікон за їх висотою (максимальний кут закрутки прийнято 40°).

Мета роботи - визначити, як діаметр циліндра впливає на МКР та тангенціальну компоненту вектора швидкості свіжого заряду в процесі та наприкінці стискання за умов збереження одних і тих самих даних тиску та температури у впускному та випускному колекторах та тієї ж частоти обертання колінчастих валів ($n=2800$ хв⁻¹).

Для визначення показників руху свіжого заряду була використана методика та програма розрахунку на ЕОМ тривимірної нестационарної турбулентної течії двокомпонентної газової суміші в циліндрі двотактного дизеля з прямоточною продувкою [2-5]. В цій методиці враховані дисипативні процеси, які викликають зменшення МКР та перебудову полів швидкості.

Розрахунки течії заряду в циліндрі виконані при двох варіантах завдання параметрів стану газу у впускних та випускних колекторах, які належать до умов однозначності.

Варіант 1:

— тиск у впускному колекторі $p_s=0,35$ МПа;

— температура повітря у впускному колекторі $T_s=454$ К;

— тиск у випускному колекторі $p_t=0,28$ МПа.

Варіант 2:

— тиск у впускному колекторі $p_s=0,14$ МПа;

— температура повітря у впускному колекторі $T_s=333$ К;

— тиск у випускному колекторі $p_t=0,112$ МПа.

В обох варіантах $p_s/p_t=1,25$.

Температури T_s були визначенні з урахуванням ступеня підвищення тиску у компресорі та ККД компресора.

На рис. 1 наведена для прикладу копія екрану монітора, яка показує вигляд первинної інформації, отриманої розрахунком. На екрані побудовані графіки залежності осьової W_z , радіальної W_r та тангенціальної W_t компоненти векторів швидкості від радіуса циліндра r . Такі графіки можуть бути побудовані для будь-якого поперечного перерізу циліндра та будь-якого моменту часу. Приклад на рис. 1 ілюструє рух заряду у поперечному перерізі по форсуночному поясу дизеля ДН 12/2×12 в момент закриття продувальних вікон. Зовнішні параметри були такі: $p_s=0,14$ МПа, $p_s/p_t=1,25$, $n=2800$ хв⁻¹.

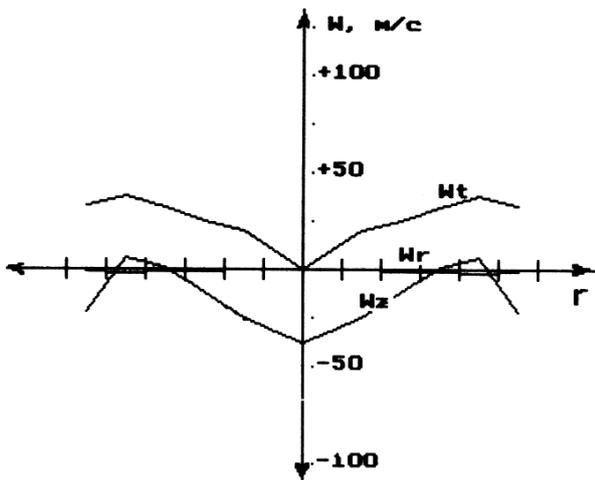


Рис. 1. Компоненти векторів швидкості заряду

Швидкість W_z має знак "+", якщо течія заряду в осьовому напрямку спрямована від продувальних вікон до випускних. З рис. 1 видно, що в момент припинення продування в циліндрі виникає течія у

зворотному напрямку ($W_z < 0$). Радіальна компонента векторів швидкості W_r в цей момент практично дорівнює нулю.

Крім поточних значень локальних компонентів векторів швидкості та концентрації залишкових газів програма підраховує поточне інтегральне значення МКР всього заряду (позначено як J), а також максимальне значення тангенціальної компоненти вектора швидкості $W_t \text{ max}$.

Для узагальнення результатів розрахунку на рис. 2 наведені графіки зміни МКР в процесі стискування при двох діаметрах циліндра (0,12 м та 0,07 м). По осі абсцис відкладений кут повороту колінчастого валу ϕ , по осі ординат - значення МКР. Зовнішні параметри відповідали варіанту 2.

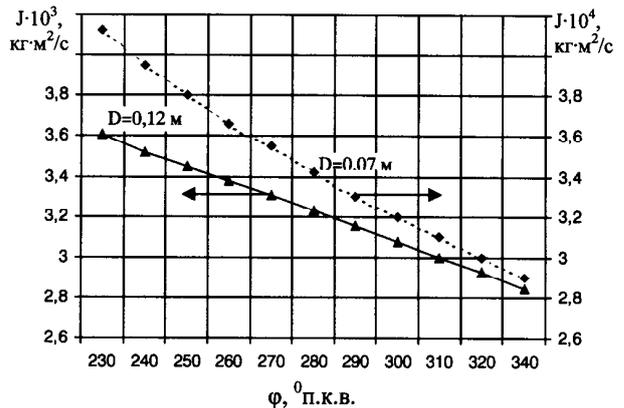


Рис. 2. Зміна МКР під час стискування

Наведені дані дозволяють зробити висновок, що при зменшенні діаметра циліндра збільшується темп втрати МКР внаслідок тертя об стінки. Цей висновок є цілком передбачуваним, оскільки у геометрично подібних циліндрів поверхня стінок, яка припадає на одиницю робочого об'єму, змінюється пропорційно $\sim 1/D$, тобто збільшується при зменшенні діаметра циліндра. Це викликає відносно більші втрати МКР.

На якість сумішоутворення суттєво впливає інтенсивність руху заряду в КЗ під час впорскування палива.

На рис. 3 наведені графіки зміни J (МКР свіжого заряду) в КЗ наприкінці процесу стискання від діаметра циліндра D при різних зовнішніх умовах. Видно, що зменшення D призводить до зменшення J .

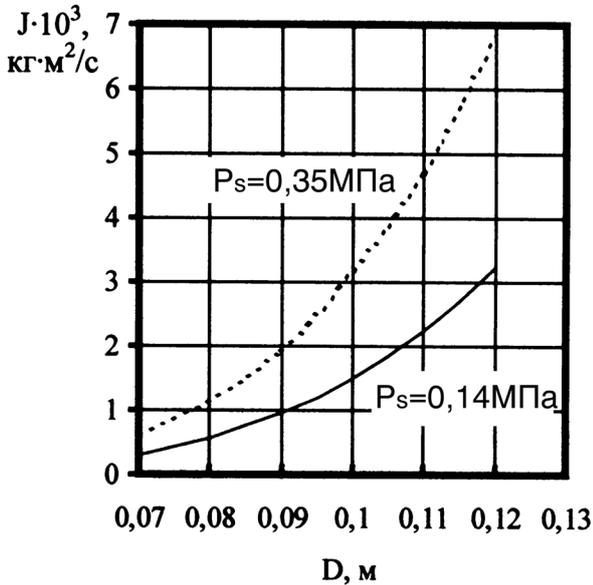


Рис. 3. Залежність МКР від діаметра циліндра

Абсолютне значення МКР залежить від маси заряду в циліндрі, тому його незручно використовувати в якості показника інтенсивності обертального руху заряду. Більш наочним показником є значення максимальної тангенціальної компоненти вектора швидкості заряду в КЗ наприкінці стискання $W_{t \max}$.

На рис. 4 наведені графіки залежності $W_{t \max}$ наприкінці стикання від діаметра циліндра D при різних зовнішніх умовах. Видно, що при зменшенні діаметра циліндра, і відповідно, діаметра відкритої КЗ, кутова швидкість обертання заряду зменшується. Це призведе до погіршення умов сумішоутворення при впорскуванні палива.

Зовнішні параметри також впливають на характеристики течії. Збільшення p_s викликає збільшення абсолютних значень МКР і $W_{t \max}$ (див. рис. 3 та рис. 4). Одночасно при збільшенні p_s зростають відносні втрати МКР на тертя об стінки. Так, у випадку, коли $p_s = 0,35$ МПа, $W_{t \max}$ при переході від $D=0,12$ м до $D=0,07$ м зменшується на 31%, а при $p_s=0,14$ МПа

- на 22%.

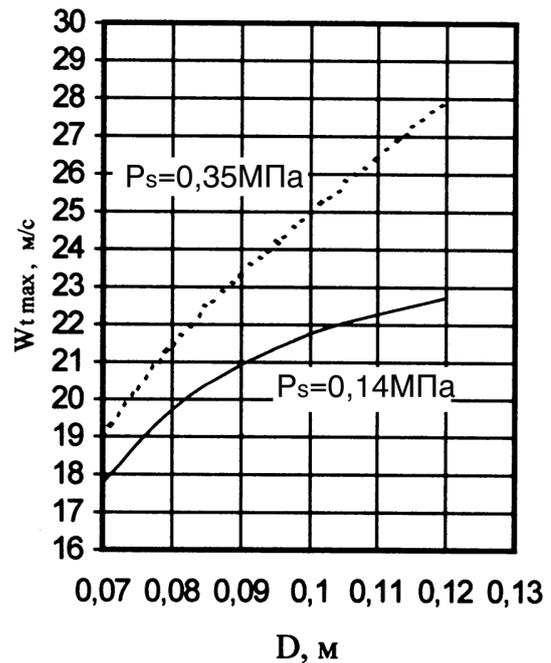


Рис. 4. Залежність максимальної тангенціальної компоненти вектора швидкості заряду в КЗ від діаметра циліндра

Пояснити такий вплив p_s на відносні втрати МКР можна тим, що більшому p_s відповідає більша температура T_s , оскільки двигун не має охолодження наддувного повітря. При однакових p_s/p_t швидкість витікання повітря з продувального вікна в циліндр буде більшою у випадку більшої температури на вході ($W \sim T_s^{0,5}$). Це, в свою чергу, обумовлює і більшу швидкість обертання заряду на початку та наприкінці стискання. Але більша початкова швидкість обертання викликає при зменшенні діаметра циліндра відносно більші втрати МКР (втрати пропорційні $\sim W_{t \max}^2$, і відповідно $\sim T_s$).

Висновок

Зменшення діаметра циліндра викличе збільшення відносних втрат МКР і зменшення максимальної тангенціальної компоненти швидкості вихру в КЗ в момент початку впорскування палива. Це потягне за собою ускладнення в організації процесу сумішоутворення в КЗ і негативно позначиться на індикаторному ККД двигуна.

В подальшому перспективним є аналіз можливості організації якісного сумішоутворення в КЗ дизеля при зменшеній швидкості обертання свіжого заряду.

Список літератури:

1. Рязанцев Н.К. Конструкция форсированных двигателей наземных транспортных машин: Учебное пособие. - Ч1, Ч2. - Харьков: ХГПУ, 1996. 2. Алехин С.А., Пелепейченко В.И. Определение коэффициента трения вращающегося воздушного заряда о стенки цилиндра двигателя внутреннего сгорания. //Харьков, 1994 – 13 с. – Деп. в ГНТБ Украины, №124-Ук 95, 16.01.95. 3. Алехин С.А., Пелепейченко В.И.

Выбор параметров системы воздухообеспечения тепловозной модификации дизеля ДН12/2х12 из условия достижения заданных показателей газообмена. //Харьков, 1994 – 16 с. – Деп. в ГНТБ Украины, №125-Ук 95, 16.01.95. 4. Пелепейченко В.И. Модификация метода крупных частиц для расчета трехмерного нестационарного движения заряда в цилиндре ДВС. //Харьков, 1994 – 13 с. – Деп. в ГНТБ Украины, №126-Ук 95, 16.01.95. 5. Пелепейченко В.И. Моделирование турбулентного движения заряда в цилиндре двигателя внутреннего сгорания на основе метода крупных частиц. //Харьков, 1994 – 13 с. – Деп. в ГНТБ Украины, №127-Ук 95, 16.01.95.

УДК 621.431

В.А. Жуков, канд. техн. наук, М.С. Курин, асп.

ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ГАЗОТУРБИННОГО НАДУВА АВТОМОБИЛЬНОГО ДИЗЕЛЯ

Введение

Одним из важнейших направлений развития конструкции ДВС является совершенствование систем газотурбинного наддува [1]. Первоначально наддув рассматривался только как средство повышения агрегатной мощности двигателей [3], однако ужесточение требований к экологическим показателям ДВС приводит к необходимости уделять все больше внимания влиянию параметров наддува на токсичность и дымность отработавших газов [5], а так же уровень шума, сопровождающего работу двигателя. Обязательным элементом современных систем газотурбинного наддува являются охладители надувочного воздуха, поэтому следует комплексно подходить к выбору наилучших для заданного режима работы

параметров наддува.

Перспективными направлениями совершенствования систем газотурбинного наддува являются: применение новых конструкционных материалов для изготовления турбокомпрессоров, использование турбокомпрессоров с переменной геометрией, повышение эффективности охладителей надувочного воздуха, автоматическое регулирование наддува [1, 4, 7].

Формулирование проблемы

Основными параметрами газотурбинного наддува являются давление надувочного воздуха и глубина его охлаждения. Очевидно, что повышение давления обеспечивает повышение литровой мощно-

сти, одновременно приводя к увеличению тепловых и механических нагрузок на детали двигателя. Охлаждение наддувочного воздуха позволяет частично решать эти проблемы [6], однако переохлаждение наддувочного воздуха приводит к ухудшению смесеобразования и воспламенения, увеличивает период задержки воспламенения, ухудшает экологические показатели двигателя, при этом возрастают также затраты мощности на прокачивание охладителя.

Таким образом актуальной является задача выбора оптимальных параметров наддува с учетом максимального числа факторов, в том числе и режима работы двигателя.

Решение проблемы.

Численное моделирование рабочего процесса дизеля

Основным методом проведенных исследований являлся численный эксперимент с использованием программного комплекса «Diesel – RK», разработанного под руководством к.т.н. А.С. Кулешова в МГТУ им. Н.Э. Баумана. В процессе исследований моделировался рабочий цикл дизеля с последующей оценкой токсичности отработавших газов, топливной экономичности и жесткости работы двигателя, которая характеризует механические нагрузки на детали шатунно-поршневой группы и определяет надежность двигателя.

Токсичность отработавших газов

Для дизелей форсированных по наддуву с объёмным смесеобразованием и неразделёнными камерами сгорания токсичность отработавших газов в существенной мере зависит от коэффициента избытка воздуха, который в свою очередь определяется цикловой подачей топлива и сочетанием температуры и давления наддувочного воздуха. С целью установления влияния температуры и давления наддувочного воздуха на токсичность отработавших газов

были произведены исследования дизеля ЯМЗ-8481.10, производства ОАО «Тулаевский моторный завод». Численное моделирование было проведено для пяти скоростных режимов: 1100, 1300, 1500, 1700, 1900 мин⁻¹ и 3 нагрузочных режимов, соответствующих 100%, 75% и 50% подаче топлива. Задаваемые характеристики топливоподачи соответствовали параметрам, которые обеспечивает штатный ТНВД, и предоставленные заводом-изготовителем (АО «Топливоподающие системы»).

Программный комплекс «Diesel – RK» позволяет оценить эмиссию оксидов азота и содержание твердых частиц в отработавших газах.

Результаты исследований свидетельствуют, что охлаждение наддувочного воздуха значительно снижает выбросы оксидов азота. Это объясняется тем, что при снижении температуры наддувочного воздуха повышается плотность воздушного заряда и коэффициент избытка воздуха, а также снижается максимальная температура цикла, которая и оказывает определяющее влияние на эмиссию оксидов азота. Увеличение давления наддува при неизменной цикловой подаче и температуре наддувочного воздуха вызывает рост выбросов оксидов азота. Это также обусловлено ростом максимальных температур цикла.

Снижение глубины охлаждения и повышение температуры наддувочного воздуха приводят к росту максимальной температуры цикла. В результате этого происходит интенсификация процесса диссоциации диоксида углерода с образованием угарного газа и сажи, одновременно с этим улучшается испарение топлива, приводящее к снижению образования сажи. Численное моделирование показало, что для исследуемого двигателя преобладает диссоциация CO₂ и с увеличением температуры наддувочного воздуха и выброс «твёрдых частиц» увеличивается. Этому способствует существенное снижение коэффициента избытка воздуха, который приближается к значению

с 1,3, соответствующему пределу дымления. С увеличением давления наддува выбросы «твёрдых частиц» снижаются. Это связано главным образом с улучшением условия смесеобразования и уменьшения количества локальных зон в камере сгорания, где коэффициент избытка воздуха меньше 1. Рост выброса твердых частиц на долевых скоростных режимах связан с уменьшением турбулентности воздушного заряда в цилиндре.

Таким образом для обеспечения экологических нормативов необходимо наряду с совершенствованием топливоподачи оптимизировать параметры наддува: давление и температуру надувочного воздуха. В процессе оптимизации следует учитывать, что давление наддува и температура надувочного воздуха существенно влияют на экономичность двигателя, теплонапряженное состояние деталей цилиндро-поршневой группы, а следовательно и на надежность двигателя.

Топливная экономичность

В качестве показателя топливной экономичности был принят удельный эффективный расход топлива g_e . Увеличение давления наддува повышает массовое наполнение цилиндров воздушным зарядом. При неизменной величине цикловой подачи это вызывает рост коэффициента избытка воздуха, который сопровождается уменьшением продолжительности процесса сгорания топлива и тепловых потерь за процесс сгорания. В итоге это приводит к росту эффективного КПД и соответственно удельного эффективного расхода топлива.

Однако с другой стороны, рост величины давления наддува в системах со «свободным турбокомпрессором» обусловлен необходимым повышением противодействия выпуску поршневой части, со стороны турбины. Вследствие этого повышаются затраты полезной работы на процессы газообмена, а при неизменных фазах газообмена повышается количе-

ство остаточных газов, что отрицательно сказывается на величине эффективного КПД и удельного эффективного расхода топлива. С увеличением давления наддува растёт отрицательное действие противодействия на выпуске на топливную экономичность. Таким образом минимум удельного эффективного расхода топлива имеет место при определённой величине давления наддува. Для исследуемого двигателя она составляет около 1,8 бар.

Температура воздуха на входе в двигатель также существенно влияет на топливную экономичность. С ростом глубины охлаждения надувочного воздуха повышается массовое наполнение цилиндра воздушным зарядом, а также значительно сокращается продолжительность процесса сгорания. Необходимо отметить, что её уменьшение более ярко выражено при низких давлениях наддува. Проведённые расчёты показали, что это уменьшение составило при $p_k=1,6$ бар – 6,6 % при снижении температуры на 10 К, а для $p_k=2,2$ бар – 2,5% при снижении температуры на 10 К.

Нагрузки на детали шатунно-поршневой группы

Параметры наддува оказывают влияние на механические нагрузки деталей ШПГ. В качестве показателей механических нагрузок можно принять максимальное давление цикла p_z и максимальную скорость нарастания давления $dp/d\phi$ [2]. Рост давления на впуске приводит к повышению уровня температур и давлений в характерных точках цикла

Введение охлаждения надувочного воздуха ведёт к повышению p_z , что обусловливается повышением интенсивности тепловыделения. По результатам расчёта его прирост составляет 1,06 – 1,58 % при снижении температуры на 10 К. Большие значения относятся к меньшим давлениям наддува ($p_k = 0,14$ Мпа).

Жёсткость работы двигателя, характеризуемая максимальной скоростью нарастания давления в зна-

чительной мере определяется параметрами наддува. Увеличение давления наддува без применения охлаждения воздуха после компрессора вызывает её снижение. Согласно расчётам, оно составляет 1,85 – 3,3% при его повышении p_k на 0,1бар. Большие значения относятся к меньшим давлениям наддува. В значительной мере это обусловлено уменьшением периода задержки воспламенения. Однако, при введении охлаждения наддувочного воздуха и поддержании одинаковых температур наблюдается увеличение жёсткости работы с ростом p_k . Определяющим фактором для этого является интенсификация процесса тепловыделения с одновременным уменьшением продолжительности сгорания. По результатам моделирования для исследуемого дизеля повышение жёсткости работы составляет 0,65 – 4,4% при повышении p_k на 0,1бар. Снижение температуры наддувочного воздуха на входе в двигатель вызывает значительный рост максимальной скорости нарастания давления $dp/d\phi$ обусловленный увеличением периода задержки воспламенения. По результатам моделирования рост $dp/d\phi$ составляет 4,3 – 5,6 % при снижении температуры наддувочного воздуха на каждые 10 К.

Заключение

Выполненное численное моделирование позволяет сделать вывод, что на каждом из режимов работы дизельного двигателя существует наиболее предпочтительная пара параметров наддува (давлению наддувочного воздуха перед цилиндром p_k и температура наддувочного воздуха после охладителя T_S).

Проведение численных и моторных экспериментов должно быть направлено на выявление таких пара параметров и разработку закона комплексного управления давлением наддува и температурой на-

дувочного воздуха. Автоматическое регулирование параметров наддува может осуществляться электронными блоками управления через заслонки и перепускные клапаны.

Оптимизация указанных параметров обеспечит повышение топливной экономичности двигателя и повышение его надежности при соблюдении экологических требований и сокращении затрат энергии на прокачивание теплоносителя через охладитель наддувочного воздуха.

Следующим этапом исследований является проведение моторных испытаний с целью создания оптимального закона управления параметрами наддува дизеля ЯМЗ-8481.10.

Список литературы:

1. Турбодвигатели и компрессоры: Справ. Пособие / Г.Хак, Лангкатель. – М.: ООО «Издательство Астрель» : ООО «Издательство АСТ», 2003, - 351 с.
2. Дьяченко Н.Х., Костин А.К., Пугачев Б.П., Русинов Р.В., Мельников Г.В. Теория двигателей внутреннего сгорания. Под ред. д.т.н. Н.Х. Дьяченко. Л.: Машиностроение (Ленингр. отд-ние), 1974. – 552 с.
3. Турбонаддув высокооборотных дизелей. М.: Машиностроение, 1976. - 288 с. Авт.: А.Э. Симсон, В.Н. Каминский, Ю.Б. Моргулис и др.
4. Аболтин Э.В., Лямцев Б.Ф. Основные направления развития автомобильных турбокомпрессоров // Автомобильная промышленность. 1982, № 10, с. 6-9.
5. Кульчицкий А.Р. Токсичность автомобильных и тракторных двигателей – М.: Академический Проект, 2004. – 400 с.
6. Ханин Н.С., Э.В.Аболтин, Б.Ф.Лямцев и др. Автомобильные двигатели с турбонаддувом. - М.: Машиностроение, 1991.- 333 с.
7. Ципленкин Г.Е., Дейч Р.С. Обзор докладов по турбокомпрессорам // Двигательное строительство. 2002, № 2, с.43-46.

Г.С. Столяренко д-р техн. наук, А.В. Громико, інж.

ОЗОННИЙ МЕТОД ЗНИЖЕННЯ ТОКСИЧНОСТІ ВІДПРАЦЬОВАНИХ ГАЗІВ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ

Проблема захисту навколишнього середовища від токсичних компонентів вихлопних газів двигуна внутрішнього згорання (ДВЗ) дедалі стає все більш актуальною. Широке застосування таких двигунів у всьому світі сприяло значному забрудненню відпрацьованими газами атмосфери міських та промислових районів.

Існує багато способів зменшення токсичності вихлопних газів двигуна внутрішнього згорання. Основними шляхами зниження їх токсичності є:

— попередження утворення токсичних компонентів (зміна параметрів роботи двигуна за рахунок регулювання системи живлення; зміна конструкцій камер спалювання палива; подача палива безпосередньо в камеру згорання. тощо);

— нейтралізація утворених токсичних домішок (рециркуляція відпрацьованих газів; вогнева нейтралізація відпрацьованих газів; каталітична нейтралізація; використання присадок) [1].

До переваг цих способів можна віднести ефективно зниження вмісту токсичних компонентів у вихлопних газах двигуна внутрішнього згорання, а до недоліків – ускладнення або зміна конструкції двигуна, необхідність створення умов для роботи нейт-

ралізуючих пристроїв, неефективна робота цих пристроїв на певних режимах роботи двигуна, поява нових токсичних речовин у вихлопних газах в результаті використання присадок, зниження потужності ДВЗ при використанні каталізатора [2].

Озонні методи інтенсифікації процесу горіння палива дають можливість виправити деякі недоліки існуючих технологій зниження токсичності відпрацьованих газів ДВЗ [3,4,5,6]. Способи заключаються в подачі озono-повітряної суміші в повітряний потік, що йде на утворення паливо-повітряної суміші, або безпосередньо в бензин.

Перевірку озонних методів інтенсифікації процесу горіння рідкого палива було проведено на стендовій установці, яка складалася з карбюраторного двигуна “Урал-353А” та обкаточно-тормозного стенда КИ-2139Б [6,7,8,9].

За отриманим даними при проведенні досліджень у відпрацьованих газах двигуна стендової установки знижувався вміст оксидів вуглецю, оксидів сірки, альдегідів, бенз(а)пирену, вуглеводнів бензину (дивись таблицю 1), а також зростала потужність двигуна та знижувалися витрати палива (дивись таблицю 2).

Таблиця 1. Зміна характеристик двигуна внутрішнього згорання від дози озону в паливі (стендова установка)

Характеристика	Доза озону, г/дм ³				
	0	0,345	0,690	1,035	0
Частота обертання вала двигуна, хв. ⁻¹	1700	1700	1740	1720	1700
Температура відпрацьованих газів, С	445	446	435	440	455
Коефіцієнт надлишку повітря	1,13	1,20	1,27	1,18	1,14
Витрати палива, кг/год	3,54	3,26	3,15	3,40	3,50
Об'ємна частка вмісту у відпрацьованих газах двигуна, %:					
оксиду вуглецю (II)	0,24	0,20	0,05	0,11	0,25
оксиду азоту	0,0014	0,0010	0,0010	0,0010	0,0014
вуглеводнів палива	0,08	0,08	0,05	0,06	0,07

Таблица 2. Влияние дозирования озона в карбюратор на режимные параметры работы карбюраторного двигателя (режим холостого хода)

№ дос- луду	$\alpha_{нов}$	$\frac{g_{O_3}}{G_n}$, г/кг	$\frac{g_{O_3}}{G_n + G_{нов}}$, г/кг	n_1 , ХВ ⁻¹	Δn_1 , ХВ ⁻¹	t , °С	Δt , °С	ΔC_{CO} , %	$\Delta C_{NO_x} \cdot 10^3$, %	$\Delta C_{C_nH_m} \cdot 10^3$, %
1	1,47	0,44	0,020	1600	+40	486	+7	-0,4	-1,5	
2	0,96	0,32	0,022	1400	+10	386	+11	-0,6	-0,5	
3	0,83	0,31	0,024	1480	+10	367	+20	-1,2	-0,5	
4	0,96	0,29	0,020	1660	0	500	-2	-0,9	0	
5	0,79	0,29	0,024	1540	+10	400	+14	-1,0	-0,5	
6	0,86	0,32	0,024	1500	+20	414	0	-1,0	0	
7	1,17	0,25	0,024	1410	0	396	+7	-1,3	-0,2	-0,02
8	0,67	0,25	0,024	1200	0	219	0	-1,6	-0,1	-0,02
9	0,65	0,24	0,023	1340	0	319	0	-1,7	0	-0,06

За оптимальних умов озонування у відходячих газах на різних режимах роботи стендового двигуна спостерігалось практично повне пригнічення утворення оксиду вуглецю (II) та альдегідів, а також оксидів азоту (II) при дозуванні озону в бензин.

В подальшому для перевірки даних, отриманих на стендовій установці нами була створена дослідна установка автономного живлення ДВЗ озонованим паливом. На установці було перевірено обидва способи подачі окислювача – в карбюратор та в бензин. Під час створення установки були враховані рекомендації для стендових досліджень [7, 8, 9].

Схема установки автономного живлення ДВЗ озонованим паливом представлена на рис. 1. Блок отримання озono-повітряної суміші включав у себе систему подачі та підготовки повітря; систему живлення електроенергією і генератор озону. Створена система пройшла випробування в лабораторних умовах.

Генератор озону, особистої конструкції, з спеціально обробленою поверхнею діелектрика [10, 11, 21] пройшов випробування на продуктивність при різних напрузі, частоті та скважності електричного струму, а також для різних швидкостей подачі осушеного повітря.

Отримані під час випробувань дані для об'ємних витрат повітря $0,76 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$, $U = 5,3 \text{ кВ}$ та частоти струму 4,5 кГц, представлені в таблицях 3 та

4, а також у вигляді графічних залежностей на рис.2, 3, 4.

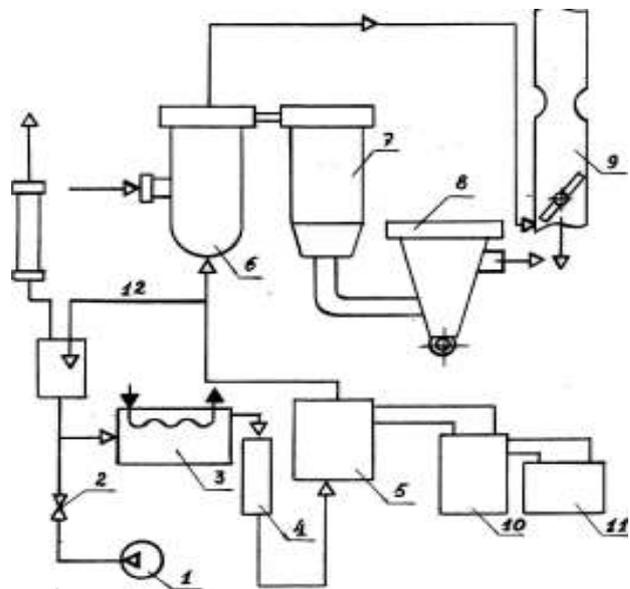


Рис. 1. Дослідна установка автономного живлення ДВЗ озонованим паливом

Таблица 3. Характеристики блока отримання озону

Частота, кГц	Продуктивність озонатора G_{O_3} , г/год.	Напруга на клеммах озонатора U , кВ
1,5	0,342 (0,338)	5,3 (4,8)
2,4	0,355 (0,362)	5,5 (4,6)
3,2	0,373 (0,348)	5,3 (4,1)
4,5	0,394	5,2 (3,4)
10	0,356	2,9

Примітка – дані, наведені в дужках, отримані для меншої скважності напруги.

Таблиця 4. Дані випробувань блока отримання озону

Об'ємна швидкість повітря $Q_1 \cdot 10^{-4}, \text{ м}^3/\text{с}$	Концентрація озону в повітрі $C_{O_3}, \%$ об.	Продуктивність озонатора, $G_{O_3}, \text{ г/год.}$
0,24	0,069	0,3
0,43	0,061	0,315
0,76	0,058	0,394
1,01	0,056	0,392
1,22	0,055	0,39

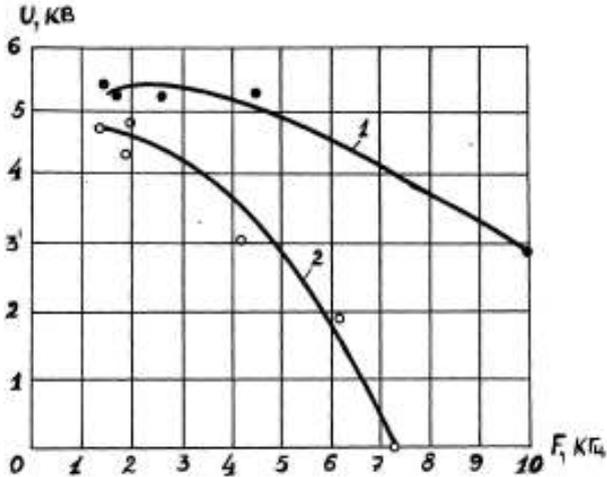


Рис. 2. Залежність зміни напруги на клеммах озонатора від частоти струму:
 U – напруга, кВ; F – частота струму, кГц

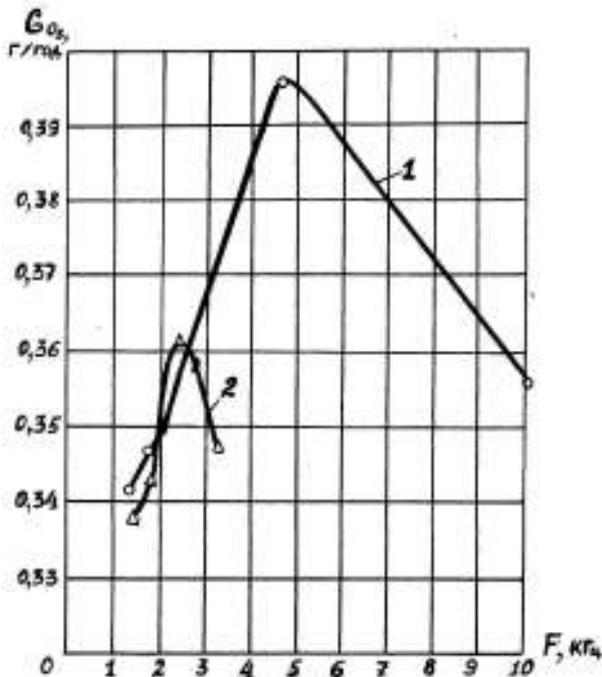


Рис. 3. Залежність зміни продуктивності озонатора від частоти струму:
 G_{O_3} – продуктивність озонатора, г/год;
 F – частота струму, кГц

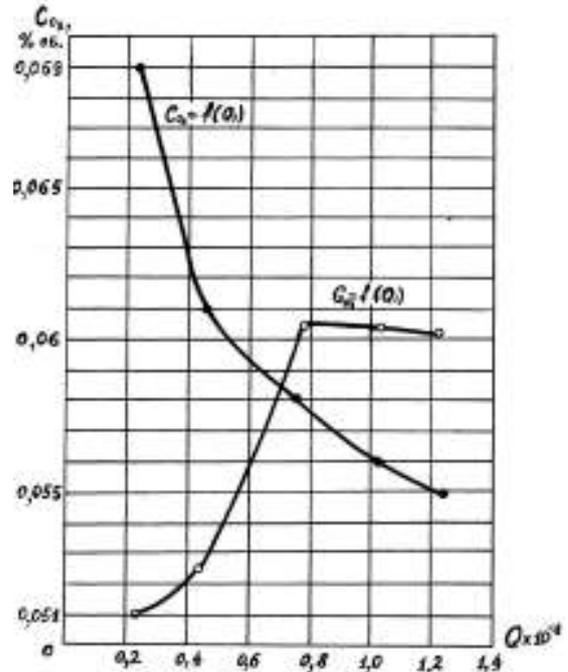


Рис. 4. Залежність зміни концентрації озону в озono-повітряній суміші від витрат повітря:
 C_{O_3} – концентрація озону, % об.;
 Q – об'єми витрати повітря, $\text{м}^3/\text{год}$

Для середніх витрат палива і повітря у двигуні легкового автомобіля нами проведено розрахунки: потужності газодувки, розмірів адсорберів, розрахована потужність системи живлення енергією, продуктивність озонатора, підбрано відповідні сорбенти.

Згідно отриманих експериментальних даних максимальна продуктивність блока залежить від витрат повітря, частоти струму, величини напруги і складає $\sim 0,4$ г озону за годину, що відповідає витратам палива і повітря для автомобіля ГАЗ 2410, система живлення якого добре пристосована до можливих перетворень.

З урахуванням відомого часу контакту озono-повітряної суміші та бензину розраховано блок насичення озonom рідкого палива.

Робота установки (рис.1) заключалася у наступному: бортовим компресором 1 здійснювався забір повітря із салона автомобіля. Повітря проходило через фільтр 3, поглинач вологи 4 для очистки від органічних з'єднань і вологи, та поступало в генера-

тор озону 5. Тут під дією бар'єрного розряду з кисню повітря утворювався озон. Висока напруга подавалася на клема озонатора від перетворювача напруги 10, який отримував живлення від акумуляторної батареї автомобіля 11. Паливо через фільтр поступало із бака в реактор-поглинач 6, де контактувало з озono-повітряною сумішшю. Озон розчинявся у бензині, а озono-повітряна суміш після контакту, разом з легко летючими вуглеводнями рідкого палива відводилася у основний повітряний потік під дросельну заслонку карбюратора 9. Озоноване паливо після сепаратора 7 і бензонасоса 8 поступало в поплавкову камеру карбюратора і далі змішуючись у дифузорі з основним повітряним потоком, утворювало паливо-повітряну суміш та поступало у двигун для спалювання. Аналітичний контроль за вмістом озону в озono-повітряній суміші проводився по лінії 12.

Примітка - на рисунках 2 і 3 графіки позначені цифрою 1 побудовані для більшої скважності напруги, а графіки позначені цифрою 2 – для меншої скважності.

Схема розміщення вимірювальних приладів на автомобілі приставлена на рис.5. Температура відпрацьованих газів автомобіля вимірювалася за допомогою хромель-алюмінієвої термопари 5, кінці якої проводами були з'єднані з клемми логометра 6. Термопара була вставлена у отвір, просвердлений у вихлопному колекторі 7 двигуна. Кількість повітря що витрачалася для приготування паливо-повітряної суміші вимірювалася за допомогою ротаметра 8, який замірював розрідження у карбюраторі. Кількість витраченого бензину визначалася шляхом зливання його залишку з бензобака 9 через отвір для зливу і замірялася за допомогою мірних об'ємів та циліндрів. Вимірювання концентрації у вихлопних газах оксидів азоту, вуглецю та вуглеводнів палива проводилися лінійно-колориметричним методом. Середньостатистичні дані, отримані за результатами досліджень по всьому шляху руху автомобіля, зве-

дені в таблицю 5 та для наглядності представлені на рис.6.

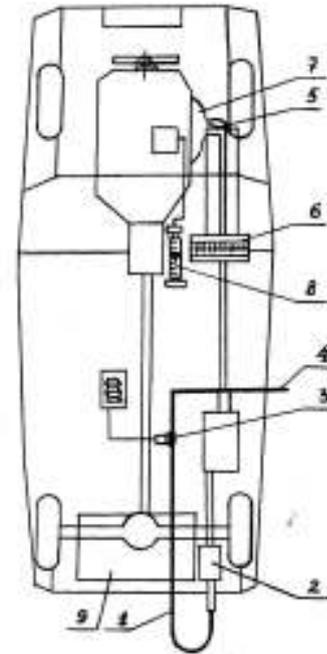


Рис. 5. Схема розміщення вимірювальних приладів на автомобілі ГАЗ 2410

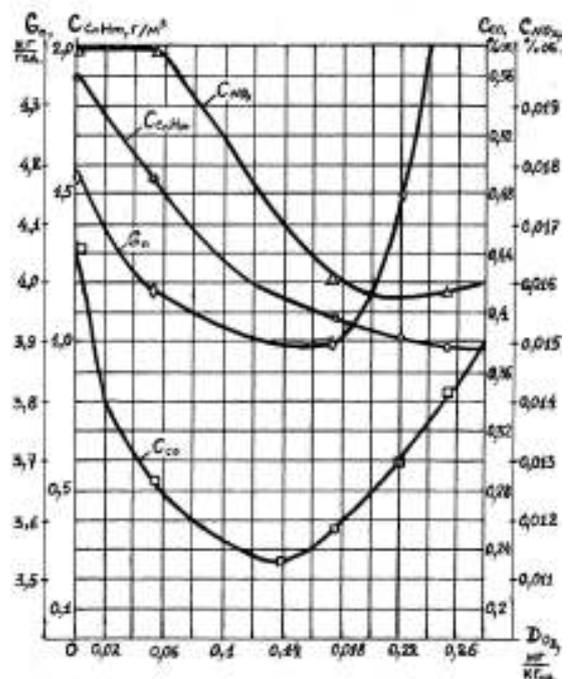


Рис. 6. Дані роботи ДВЗ ГАЗ 2410 на озонованому паливі:

G_n – витрати палива, кг/годину; C_{CmHn} – вміст вуглеводнів у вихлопних газах, г/м³; C_{CO} – вміст оксиду вуглецю (II) у вихлопних газах, % об.; C_{NOx} – вміст оксидів азоту у вихлопних газах, % об

Таблица 5.

Характеристика	Доза озона, г/кг палива				
	0	0,057	0,17	0,22	0,25
Швидкість руху автомобіля, км/год	60	60	60	60	60
Температура вихлопних газів, °С	300	320	360	400	440
Коефіцієнт надлишку повітря	0,99	0,98	0,95	0,96	0,98
Витрати палива кг/год	4,17	3,98	3,89	4,15	6
Концентрація у вихлопних газах, %					
CO	0,44	0,283	0,258	0,3	0,349
NO _x	0,022	0,022	0,016	0,0156	0,0158
Концентрація вуглеводнів бензину у вихлопних газах, мг/м ³	1900	1550	1098	1000	980

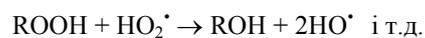
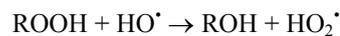
При заміні стандартного бензину А-76 на озонований у вихлопних газах двигуна спостерігається зниження вмісту оксидів вуглецю та азоту, вуглеводнів бензину, альдегідів, бен-а-пирену, що поліпшує технічні характеристики його роботи, для постійної швидкості руху та відносно постійних витрат повітря, спостерігається зростання температури відпрацьованих газів (у обраній точці вихлопного колектора), зниження концентрації вуглеводнів у вихлопних газах. Усі інші характеристики, що замірялися мають екстремуми. Мінімум витрат палива, який припадає на дозу окислювача 0,17±0,03 г на 1кг бензину, відповідає мінімумам щодо вмісту оксида вуглецю (II) та азота (II) у відпрацьованих газах.

Усі отримані характеристики повністю підтверджують дані стендових досліджень, а результати випробувань бортової установки лягли в основу технології дозування озонованого палива [13].

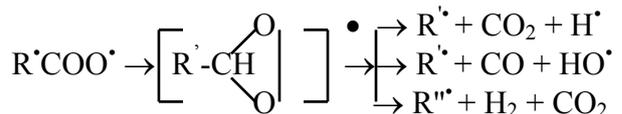
Отримані дані свідчать про те, що дозування озону безпосередньо в бензин є більш ефективним для процесу інтенсифікації горіння рідкого палива ніж дозування озono-повітряної суміші в карбюратор. Це пов'язано в першу чергу з процесами утворення в об'ємі палива перенасичених киснем з'єднань на основі олефінових вуглеводнів. Зростання концентрації кисневмісних радикалів і їх послідовне рівномірне розповсюдження у паливо-повітряному заряді, позитивно впливає на швидкість та повноту проходження послідовно-паралельних

реакцій підготовки палива до згорання і має місце у кінетичній області, безпосередньо перед фронтом полум'я. Рівномірність горіння усього фронту полум'я обумовлена підготовкою палива до спалювання, а також утворенням цілого ряду проміжних органічних з'єднань, які мають октанові числа набагато більші ніж вуглеводні бензину. Зниження вмісту олефінових вуглеводнів та заміна їх на кисневмісні органічні радикали приводить до підвищення хімічної стабільності палива а також знижує схильність палива до утворення відкладень у впускній системі двигуна.

Високий ступінь впливу озону на процес горіння при його мікродобавках у паливо (у зоні оптимальних доз) можна пояснити ланцюговим радикальним механізмом хемодеструкції пероксидних з'єднань та подавленням детонації у зоні полум'я :



Радикали HO[•], H[•], а також R[•] синтезуються в об'ємі палива із бірадикалів, які присутні в озонованому бензині, у період його підготовки до спалаху:



Час існування бірадикалів обмежений, тому тривале зберігання озонованого бензину приводить до синтезу в його об'ємі кислот і знижує здатність палива до повного згорання. Це також спостерігається при високих дозах озону, що вводяться в

паливо на стадії підготовки.

Проведені економічні розрахунки показали, що витрати на виготовлення установки автономного живлення двигуна внутрішнього згорання озонованим паливом можуть бути повернені вже за 2 роки її експлуатації за рахунок економії палива. Всі розрахунки були проведені для середнього режиму експлуатації автомобіля ГАЗ 2410.

Висновки

1. Використання озонного методу інтенсифікації процесу горіння рідкого палива дає можливість знизити токсичність відпрацьованих газів ДВЗ, досягнути високої економії палива на різних режимах роботи двигуна, підвищити октанове число бензинів та потужність двигуна.

2. Запропонована система автономного живлення двигуна внутрішнього згорання озонованим паливом під час її установки не вимагає зміни конструкції автомобіля, проста у виготовленні, при періодичному профілактичному обслуговуванні надійна в експлуатації.

Список літератури:

1. Якубовский Ю. Автомобильный транспорт и защита окружающей среды: Пер. с пол.-М.: -Транспорт, 1979.-198с. 2. Малов Р.В., Ерохов В.И., Щетина В.А. Автомобильный транспорт и защита окружающей среды.-М.: -Транспорт, 1982.-200с. 3. Европейский патент №83/04243, МКИ СОІВ 13/11. Генератор озона для двигателя внутреннего сгорания/ Окамото Ю.- Оубл.08.12.83 (Приоритет: Яп. пат. №56/078258.-Оубл. 24.08.82). 4. Некоторые результаты работы дизелей на озонированном топливе/ Л.И. Казанцев, С.А. Калашиников, А.А. Сидоров// Труды Новосибирского института инженеров водного транспорта.- 1991.- вып.69. -С.69-73. 5. Патент 2540990 ФРГ, МКИ F 02 M 25/10. Устройство по дозированию озонированного воздуха в

двигатель внутреннего сгорания/ Театтик А.- Оубл. 1997. 6. А.С. 1240943 СССР, МКИ F 02 M 25/10. Способ питания двигателя внутреннего сгорания/ Столяренко Г.С. – Оубл.11.03.84 (Инф. Бюл. №4, 30.06.86). 7. Столяренко Г.С. Изучение влияния малых доз озона на работу карбюраторного двигателя внутреннего сгорания// Депонир. В НИИТЭХИМ.- Черкассы.- 1991, №451 – ХП.-С.1-42. 8. Столяренко Г.С. Интенсификация процесса горения рідкого палива озонным методом// Экспресс-новини: наука, техніка, виробництво,-1998, №7-8.-С.8-10. 9. Столяренко Г.С., Громико А.В. Интенсификация процессу горения бензина у ДВЗ// Хімічна промисловість України.- 1996, - 1. – С.23. 10. Патент 2016840 России, МКИ В ОI D 53/16. Диэлектрик с микрорельефом на его поверхности преимущественно для озонаторов/ Столяренко Г.С. и другие. Заявл.26.02.1991. Бюлл. из. №14, 1994. 11. Патент 2023746 России, МКИ В ОI D 53/16. Устройство для электронно-лучевой обработки объектов/ Столяренко Г.С. и др. Заявл. 26.02.91. Бюлл. из. №22, 1994. 12. Патент 1819250 России, МКИ В ОI D 55/16. Способ изготовления микрорельефа на диэлектрической поверхности/ Столяренко Г.С. и др. Заявл.26.02.91. Бюлл. из. №20, 1993. 13. Декларацийний патент України на винахід МКИ F 02 M 25/10. Пристрій для живлення двигуна внутрішнього згорання озонованим паливом/ Столяренко Г.С. та ін. Заявл.09.01.2003. Бюл.№6, 2004.

УДК 621 43

А.П. Марченко, д-р техн. наук, И.И. Сукачев, инж., В.В. Гаврилов, д-р техн. наук

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ДВИЖЕНИЯ И РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ТОПЛИВА В КАМЕРЕ СГОРАНИЯ ДИЗЕЛЕЙ СО СТРУЙНЫМ СМЕСЕОБРАЗОВАНИЕМ

Для успешного решения задач создания новых и модернизации существующих дизелей с целью улучшения их технико-экономических и экологических показателей необходимо использование математических моделей рабочего цикла двигателя и составляющих его процессов. Чрезвычайно сложным для изучения и описания и вместе с тем ключевым в комплексе процессов, происходящих в цилиндре дизеля, является процесс развития топливной струи и распределения в ней распыленного топлива.

Формулирование проблемы

Известно, что необходимый уровень сложности модели и ее адекватности реальному процессу определяется целями и задачами, для решения которых предназначена модель, а также наличием достоверных экспериментальных данных об описываемых процессах. Экспериментальные данные о структуре и развитии топливной струи (ТС), полученные на основе современных методов исследования [1, 2, 3, 4, 5, 6] указывают на наличие в ней начального и основного участков развития, подтверждают кумулятивный механизм развития струи на основном участке, а также разделение ее на зоны

ядра, оболочки и фронтальную часть, отличающихся параметрами: движения элементарных порций капель топлива (ЭПКТ), микро- и макрораспределения ЭПКТ, тепло- и массообмена.

Анализ известных моделей ТС показывает, что представления о процессах развития струй в камерах сгорания (КС) дизелей и способы их описания весьма разнообразны и, иногда приводят к противоречивым результатам [6]. Используются модели различного уровня сложности – от моделей, описывающих ТС как совокупность невзаимодействующих капель, до моделей, в которых ТС рассматривается как двухфазная нестационарная турбулентная струя со сложным взаимодействием составляющих ее фаз. Возможность эффективного использования этих моделей ограничена и, в значительной мере, зависит от степени достоверности входящих в них экспериментальных зависимостей, отражающих воздействие основных влияющих факторов на закономерности протекания отдельных стадий смесеобразования.

Решение проблемы

Наиболее приемлемой для использования в математической модели цикла дизеля является модель, разработанная в НТУ «ХПИ» под руководством профессора Н.Ф. Разлейцева и подробно описанная в [7]. Опыт использования этой модели для расчетной оптимизации показателей струйного смесеобразования и сгорания в дизелях с диаметром цилиндров 120-360мм, частотой вращения 500-2200 мин⁻¹ показал, что она выгодно отличается простотой и хорошей приспособляемостью к решению различных практических задач. Вместе с тем, новые экспериментальные данные, полученные В.В.Гавриловым в ГМТУ (Санкт-Петербург) [1], предоставили возможность уточнить эту модель (см. рис. 1) для использования в задачах согласования характеристик топливной аппаратуры и формы неразделенных КС.

В результате физического моделирования ТС, стробоскопического отбора, кинорегистрации и применения иконки были получены новые количественные данные о параметрах движения и распределения ЭПКТ в ТС, как при ее свободном развитии, так и при взаимодействии со стенками КС.

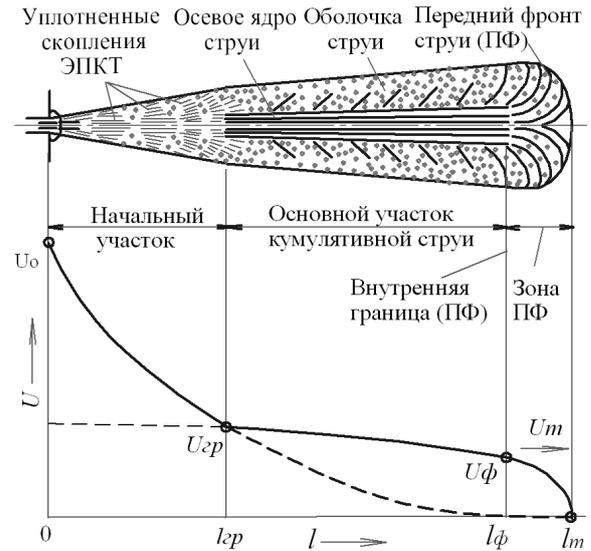


Рис. 1. Схема к расчету развития дизельной струи и движения в ней элементарных порций топлива: l_{cp}, l_{ϕ}, l_m - соответственно, путь ЭПКТ до границы между начальным и основным участками развития струи, до внутренней границы ПФ струи и текущая длина струи; $U_0, U_{cp}, U_{\phi}, U_m$ - соответственно, скорость в момент истечения ЭПКТ, достижения ЭПКТ l_{cp}, l_{ϕ} и текущая скорость вершины струи

Методика расчета характеристик движения ЭПКТ в свободной ТС

Важным результатом анализа этих и других исследований является обоснование предположения, о том, что ЭПКТ, аналогично струе в целом, проходят три стадии развития (см. рис.1). Свободное движение с резким торможением на начальном участке развития до тыльной границы осевого ядра l_{cp} , движение в уплотненном осевом потоке ядра струи с незначительным торможением до внутренней границы переднего фронта (ПФ) струи и - резкое торможение в ПФ.

Изменение скорости U движения ЭПКТ топлива, поступившей из форсунки со скоростью U_o , хорошо приближают следующие зависимости:

на начальном участке:

$$U/U_o = (1-l/l_{ma})^2; \quad (1)$$

в ядре струи:

$$U/U_o = B \cdot (1-l/l_{ma})^{0,25}; \quad (2)$$

в ПФ струи:

$$U/U_o = 1 - (1-l_\phi/(l_m-l_\phi))^2, \quad (3)$$

где: l - расстояние до рассматриваемого сечения ТС; l_{ma} - максимальная длина ТС; l_m - расстояние до сечения ТС, в котором затормозилась и перешла в оболочку рассматриваемая ЭПКТ; l_ϕ - расстояние до внутренней границы ПФ (здесь принято $l_\phi = l_m - 0,7 \cdot r_n$, где r_n - наружный радиус поперечного сечения струи на расстоянии l_m).

Коэффициент снижения скорости на начальном участке:

$$B = (1-l_{zp}/l_{ma})^{1,75}. \quad (4)$$

Скорость подлета ЭПКТ к ПФ струи:

$$U_\phi = B \cdot U_o \cdot (1-l_\phi/l_{ma})^{0,25}. \quad (5)$$

Время движения ЭПКТ до l_{zp} :

$$\tau_{zp} = (3 \cdot l_{ma}/U_o) \cdot (l_{zp}/l_{ma})^2 / (1-(l_{zp}/l_{ma})^3). \quad (6)$$

Время движения ЭПКТ в осевом ядре:

$$\tau_n = (l_{ma}/(0,75 \cdot B \cdot U_o)) \cdot ((1-l_{zp}/l_{ma})^{0,75} - (1-l_\phi/l_{ma})^{0,75}) \quad (7)$$

Время движения ЭПКТ в ПФ струи:

$$\tau_\phi = 1,5 \cdot (l_m - l_\phi) / U_\phi. \quad (8)$$

Общее время движения ЭПКТ до ее полного торможения:

$$\tau_m = \tau_{zp} + \tau_n + \tau_\phi. \quad (9)$$

Используя систему уравнений для характеристик: впрыскивания топлива ($U_o = f(\tau)$, $\sigma = f(\tau)$); развития ТС по А.С.Лышевскому и движения ЭПКТ ТС по (1...9), итерационным путем находим моменты впрыскивания и массу капель, затормозившихся на заданных расстояниях от форсунки (аналогично алгоритму, описанному ранее в работах [7, 8]).

Адекватность математической модели развития свободной ТС проверена по экспериментальным данным [1]. На рис. 2 сопоставлены результаты эксперимента и расчета скорости продвижения ЭПКТ, поданной с максимальной скоростью в момент $\tau = 1,95$ мс. Совпадение расчета с экспериментом удовлетворительное. Аналогичный результат получен при других условиях впрыскивания и иных моментах истечения топлива.

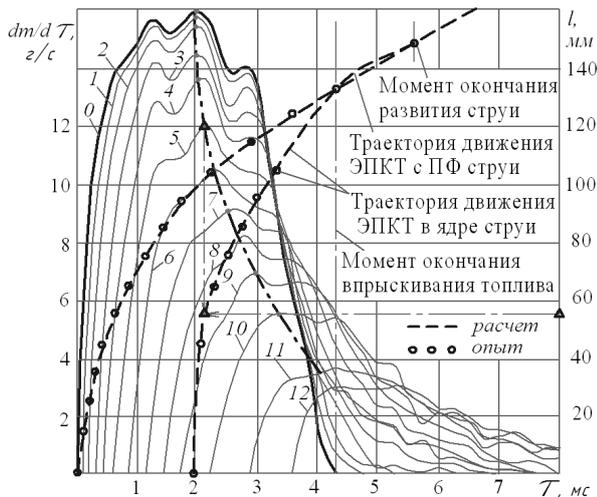


Рис. 2. К моделированию характеристик движения ЭПКТ в ядре свободной топливной струи (по опытным данным [1] для дизеля 1ДН23/30 при $V_c = 0,05 \text{ г}$, $d_c = 0,35 \text{ мм}$, $\rho_B = 19,6 \text{ кг/м}^3$):

0 – дифференциальная характеристика впрыскивания; 1-12 – расходные характеристики топлива через сечения струи соответственно на расстояниях 15-125 мм от форсунки

Расчет характеристик распределения ЭПКТ в свободной ТС

В модели расчета смесеобразования и сгорания необходимо располагать распределением топлива по характерным зонам испарения в струе и КС по ходу процесса впрыскивания топлива, а для расчетного профилирования огневой поверхности камеры – распределение на момент окончания развития струи τ_{SE} . Здесь: $\tau_{SE} = \tau_{ВПР} + \Delta\tau$, где $\Delta\tau$ - время движения ЭПКТ в ядре струи после окончания впрыскивания под действием спутного движения воздушного заряда, а также сил инерции. По экспериментальным данным $\Delta\tau = 0,3-0,5$ мс.

Часть капель ЭПКТ рассеивается в оболочке ТС по пути их движения в ядре струи от форсунки к ПФ. Для учета этого явления в приведенных ниже зависимостях введем понятие коэффициента рассеивания - $K_r \approx 0,25...0,40$. По нашим косвенным оценкам многих экспериментальных данных в расчетах K_r может быть связан с углом раскрытия ядра струи на основном участке ее развития следующей зависимостью $K_r \approx r_{я} / r_{н}$. Для упрощения принимаем, что каждая ЭПКТ при своем движении в ядре к ПФ теряет за счет рассеивания в оболочку часть капель пропорционально $K_r \cdot \Delta\sigma$.

Кроме общей доли рассеянных ЭПКТ капель при их движении в ядре для расчетного профилирования КС важно знать закон распределения этих капель по длине струи. Таких прямых экспериментальных данных пока нет. Поэтому на основании оценок рассеивания топлива по приведенным выше расходным характеристикам и соответствующих расчетов распределения топлива по длине струи принимаем, что рассеянная доля ЭПКТ распределяется вдоль струи по криволинейному закону с максимумом в момент перехода от начального участка развития струи к основному. Крутизна переднего и заднего фронтов закона рассеивания оценивалась сопоставлением с мгновенными расходными характеристиками [1].

Для аналитического описания закона рас-
сеивания воспользуемся функцией вида

$$\sigma_{r,n} = a_r \cdot (\bar{l}_1^{m_1} \cdot e^{m_2 \cdot \bar{l}_1}) - d_r \cdot \bar{l}_2^{m_3} . \quad (10)$$

Здесь: $\bar{l}_1 = l/l_{SE}$ - относительная координата ЭПКТ по длине струи для показательной функции; $m_1 = 1,75$ - показатель степени, определяющий крутизну переднего фронта функции; $m_2 = -m_1 \cdot \bar{l}_3$ - показатель степени, определяющий момент экстремума функции; \bar{l}_3 - момент экстремума; $\bar{l}_2 = \bar{l}_3 - l/l_{SE}$ - относительная координата по длине струи для параболической функции; $m_3 = 3$ - показатель параболы, корректирующей кривизну заднего фронта характеристики; d_r - поправочный множитель на параболическую функцию, обеспечивающий $\sigma_{r,n} = 0$ при $\bar{l}_1 = 1$; $a_r = \sigma_3 / (\bar{l}_3^{m_1} \cdot e^{m_2 \cdot \bar{l}_3})$ - поправочный множитель для обеспечения наперед заданной площади под функцией, численно равной $K_r \cdot \sigma_{KE}$; σ_3 - уточняемое программой максимальное значение функции.

Для расчета характеристики распределения ЭПКТ по длине свободной струи в цикле по n в интервале от l до l_{SE} с шагом Δl задаемся текущим значением l_n .

Если $0 < l_n \leq l_{Sm}$, то расчет ведем по формулам для начального участка развития струи. Принимаем, что это топливо заполняет оболочку струи на начальном участке ее развития и распределяется по закону:

$\sigma_n = \sigma_1 \cdot (l_n / l_{SE})^2$. Здесь же распределяется некоторая часть капель топлива, рассеянная последующими ЭПКТ, поступающими в цилиндр на основном участке развития струи: $\Delta \sigma_n = \sigma_n - \sigma_{n-1}$. Здесь $\Delta \sigma_n$ - ЭПКТ, затормозившаяся на расчетном шаге без учета рассеивания.

Если $l_{Sm} \geq l_n \leq l_{SE}$, то расчет ведем по формулам для основного участка развития. Из формулы (2.11, [7]) находим текущее время развития струи τ_s , и используя формулы (1 - 9) подбираем моменты τ впрыскивания ЭПКТ, затормозившейся на расчетном шаге. Определяем долю впрыснутого топлива σ_n и ее приращение $\Delta \sigma_n = \sigma_n - \sigma_{n-1}$ на текущем интервале расчета. В соответствии с законом (10) находим долю капель, рассеянных текущей ЭПКТ по пути к ПФ струи:

$$\Delta \sigma_{r,n} = \sum_{i=1}^{i=n} (\Delta \sigma_r / (n_K - n)) . \quad (11)$$

Оставшаяся часть капель этой порции переходит в оболочку через ПФ:

$$\Delta \sigma_{ПФ}(n) = \Delta \sigma_n - \Delta \sigma_{r,n} . \quad (12)$$

Координата центра заторможенной доли ЭПКТ:

$$l_o(n) = l_n - \Delta l / 2 . \quad (13)$$

Долю цикловой порции топлива, оставшуюся в ядре струи на момент окончания ее развития распределим по треугольному закону [7].

Тогда распределение доли цикловой порции топлива в текущем сечении струи определяется как сумма составляющих:

$$\Delta\sigma_o(n) = \Delta\sigma_{пф}(n) + \Delta\sigma_r(n) + \Delta\sigma_я(n). \quad (14)$$

На рис. 3 сопоставлены результаты расчета по оценке распределения топлива вдоль свободной струи на момент окончания ее развития с экспериментальными данными [1]. В целом расчетные характеристики удовлетворительно отражают качественную картину распределения топлива вдоль струи - увеличение доли топлива в сечениях струи с удалением от форсунки. Некоторое различие в распределение топлива на начальном и основном участках по расчету и опытным данным может быть связано с отличием расчетной и опытной характеристик впрыскивания топлива.

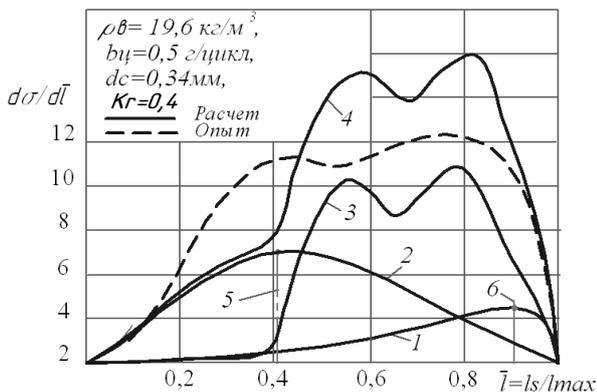


Рис. 3. Распределение топлива вдоль свободной струи для момента окончания ее развития на номинальном режиме работы двигателя 1ДН23/30):

1 – в ядре струи; 2 – в оболочке от рассеивания ЭПКТ ядра; 3 – в оболочке от рассеивания ПФ струи; 4 – суммарное распределение вдоль струи; 5 – граница между на-

чальным и основным участками струи; 6 – внутренняя граница ПФ струи

Методика расчета характеристик движения и распределения ЭПКТ в стесненной ТС

При налете ТС на боковую стенку КС топливо растекается по ней в виде пятна со сложной послойной структурой. Строгого математического решения задачи переноса массы и импульса энергии в многокомпонентном турбулентном пристеночном слое не существует. Вместе с тем, в ряде исследований установлено подобие развития пристеночных потоков и свободных ТС. Естественно, что сопротивление движению топлива в пристеночном слое выше, чем при свободном развитии струи, а скорость растекания топлива в различных направлениях по стенке зависит, прежде всего, от угла встречи струи с периферийной стенкой КС. Изложенная выше методика расчета характеристик движения ЭПКТ в свободной ТС позволяет оценить скорость подлета капли к точке контакта с периферийной стенкой КС. Принимая эту скорость за некий аналог скорости истечения топлива из форсунки, мы можем применить формулы (1...9) также и для описания растекания топливного пятна по стенке, уточнив предварительно максимальный размер радиуса пятна с учетом возросшего сопротивления движению топлива у стенки (см. формулу

2.32 [7]). Методом итераций находим моменты выхода и массу ЭПКТ, затормозившихся на расчетном расстоянии l_{wm} от точки пересечения струи со стенкой до текущей границы овалообразного топливного пятна на стенке КС. Длину полуосей овала и потоки массы по различным направлениям вдоль стенки в первом приближении свяжем с углом встречи ТС со стенкой в точке контакта, введя коэффициент неравномерности растекания пристеночных потоков K_j и выделив четыре направления для векторов потоков: вверх по стенке, вниз, влево и вправо (соответственно $j= 1, 2, 3, 4$). Эти характеристики удовлетворительно (см. рис. 4) описывает зависимость вида:

$$K_j = 0,5 \cdot (\sin(\gamma_1) + \sin(\gamma_2)) - 1,6675 \cdot (\cos(\gamma_j) \cdot |\cos(\gamma_j)|), \quad (15)$$

где $\gamma_1, \gamma_2, \gamma_j$ - углы между j -тым вектором и осью струи в точке ее пересечения со стенкой.

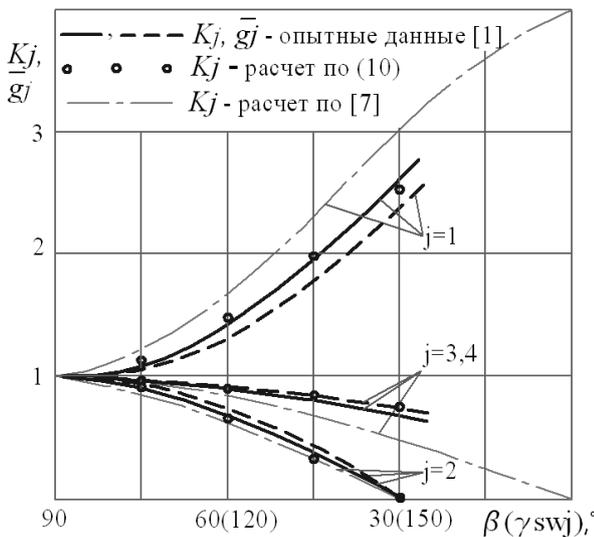


Рис. 4. Относительное изменение размеров пристеночного топливного слоя $K_j = l_{wj} / l_{wm}$ и распределения массы топлива в соответствующем секторе потока \bar{g}_j в зависимости от угла встречи ТС со стенкой КС

Заключение

Изложенная в работе методика расчета характеристик движения элементарных порций топлива и их распределения в свободной и стесненной топливной струе включает в себя основные влияющие факторы, обладает определенностью выбора и постоянством коэффициентов расчетных уравнений, а также достаточно проста для использования в программном комплексе расчетной оптимизации параметров рабочего процесса форсированных среднеоборотных дизелей. Аналитическая связь уравнений (1...9) с показателями впрыскивания, распыливания и динамикой развития вершины ТС через критериальные зависимости А.С.Лышевского позволяет выполнять расчетные исследования по распределению топлива в камерах сгорания для различных характеристик топливоподачи, а также решать задачи оптимального проектирования неразделенных КС с учетом ограничений. В качестве ограничений приняты: постоянство воздушно-топливного отношения вдоль радиуса цилиндра, рациональная минимизация доли топлива, поступающего в пристеночные зоны крышки и гильзы цилиндра, а

также в зону смыкания растекающихся по стенке встречных потоков от соседних струй.

В качестве перспективы дальнейшего развития модели намечена ее модернизация в плане учета взаимодействия ТС с движением воздушного заряда, особенно у периферийных стенок КС. Такая задача, прежде всего, актуальна для дизелей с интенсивным движением воздушного заряда в КС.

Список литературы

1. Гаврилов В.В. Методы повышения качества смесеобразования и сгорания в судовом дизеле на основе математического и физического моделирования локальных внутрицилиндровых процессов: Автореф. дис... д-ра техн.нак: 05.08.05. /ГМТУ.- Санкт-Петербург, 2004.-35 с. 2. Гаврилов В.В., Захаренко Б.А. Экспериментальный метод исследования структуры струи дизельной форсунки//Двигателестроение.- 1779.-№9.-С. 34-37. 3. Гафуров Р.А., Глебов Г.А., Скворцов Ю.М. Исследование структуры дизельной топливной струи при циклическом впрыскивании методом импульсной голографии//Двигателестроение.-1996.- №3,4. -С. 10-12. 4. Калужин С.А., Романов С.А., Свиридов Ю.Б. Распределение жидкого топлива в объеме дизельного факела//Двигателестроение. -1980. -№8. -С. 6-8. 5. Лышевский А.С. Распыливание топлива в

судовых дизелях. – Л., 1971. –248 с.б. Современное состояние и задачи дальнейших исследований смесеобразования в дизеле //Двигателестроение. -1991. -№5. 7. Процессы в перспективных дизелях /Под редакцией А.Ф. Шеховцова.-Х.: Изд-во «Основа» при Харьк. ун-те, 1992.-352 с. 8. Разлейцев Н.Ф., Сукачев И.И. Расчет движения и распределения топлива в дизельной струе //Двигатели внутр. сгорания, 1989, №49, с. 72-80.

УДК 621.436

А.А. Лисовал, канд. техн. наук

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДЛЯ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ АККУМУЛЯТОРНОЙ СИСТЕМЫ ТОПЛИВОПОДАЧИ ДИЗЕЛЯ

Введение

Ведущие производители дизелей используют новые поколения систем топливоподачи с высокими давлениями впрыскивания 130...200 МПа. В данной статье представлена математическая модель для предварительного статического расчета экспериментальной аккумуляторной системы топливоподачи, которая позволяет определить исходные конструктивные параметры системы.

Постановка проблемы для исследований

Создать транспортные дизели с низким уровнем выбросов токсичных веществ в отработавших газах (ОГ), на сегодняшний день, невозможно без применения систем топливоподачи с высоким давлением впрыскивания, без систем регулирования давления наддува, без систем рециркуляции ОГ, без микропроцессорного управления этими системами и дизеля в целом, без других современных конструктивных и технологических мероприятий. Определяющее место в создании современного дизеля занимают новые поколения систем топливоподачи, которые за счет высокого давления впрыскивания (до 200 МПа) и микропроцессорного управления параметрами системы и законом впрыска обеспечивают экономию топлива и уменьшают выбросы вредных веществ в атмосферу. В Украине разработкой и исследованиями систем топливоподачи с высоким давлением впрыскивания для автотракторных дизелей никто не занимается. Работы в этом направлении необходимо проводить и начать их нужно с расчетно-теоретических исследований.

Обзор публикаций

Высокие давления впрыскивания 130...200

МПа могут создать следующие системы топливоподачи: насос-форсунки; индивидуальные топливные секции («столбики») с короткими (до 300 мм) трубопроводами высокого давления для соединения с форсунками; аккумуляторные системы топливоподачи типа Common Rail (CR) [1, 2]. Специалисты зарубежных фирм считают, что наиболее перспективными являются аккумуляторные системы топливоподачи CR. Они широко используются не только на быстроходных дизелях для легковых автомобилей, но и применяются для дизелей грузовых автомобилей и на тихоходных судовых дизелях [3, 4].

Начало работ по исследованию аккумуляторных систем топливоподачи в Украине было начато в 2003 г. на кафедре «Двигатели и теплотехника» Национального транспортного университета под руководством профессора Долганова К.Е. [5]. На первом этапе разрабатывается упрощенная аккумуляторная система топливоподачи с давлением в топливном аккумуляторе 40...50 МПа. Она будет использоваться для накопления опыта работы с аккумуляторными системами.

Принципиальная схема

Экспериментальная аккумуляторная система топливоподачи разрабатывается для автомобильного дизеля СМД-23.07.

Известно, что чем больше давление в топливном аккумуляторе, тем эффективнее работает система CR. Однако, при создании очень высоких давлений в аккумуляторе тратится много энергии, т.е. возрастают механические потери. Кроме того, привод ТНВД на дизеле СМД-23.07 рассчитан для насоса типа ЛСТНФ 410012, который может создать макси-

мальное давление 58 МПа.

В ходе разработки принципиальной схемы аккумуляторной системы для дизеля СМД-23.07 старались минимизировать финансовые затраты на создание экспериментального образца, уменьшить количество деталей и узлов, которые необходимо закупить у зарубежных фирм.

Разработанная принципиальная схема аккумуляторной системы топливоподдачи для дизеля СМД-23.07 показана на рис. 1. На нем обозначено: электрогидравлические форсунки 1...4; топливный аккумулятор 5; датчик температуры топлива 6; датчик давления топлива в аккумуляторе 7; блок обратных клапанов 8; ТНВД (типа ЛСТНФ 410012) 9; редукционный клапан ТНВД 10; топливоподкачивающий насос 11; фильтр грубой очистки топлива 12; топливный бак 13; фильтр тонкой очистки топлива 14; перепускной клапан 15 на фильтре; редукционный клапан 16 топливного аккумулятора; электронный блок управления (ЭБУ) подачей топлива 17; блок питания (БП) 18; аккумуляторная батарея 19. На рис. 1 также обозначено: n - частота вращения вала ТНВД; φ - координата положения органа управления подачей топлива; $\varphi_{\text{ВМТ}}$ - координата положения ВМТ первого цилиндра дизеля.

Часть узлов и деталей планируется закупить у производителей систем CR. При проектировании ЭБУ без привлечения специалистов электронной отрасли не обойтись.

Математическая модель

В соответствии с разработанной принципиальной схемой разработана расчетная схема экспериментальной аккумуляторной системы, которая показана на рис. 2. На нем обозначено: 1 – ТНВД; 2 – топливный аккумулятор; 3 – форсунка; 4 – редукционный клапан; $d_{\text{п.н.}}$ - диаметр плунжера ТНВД; $S_{\text{п.н.}}$ -

ход плунжера ТНВД; $Q_{\text{н}}$ - часовой расход топлива ТНВД; $p_{\text{ак}}$ - давление в топливном аккумуляторе; $d_{\text{р.ф}}$ - диаметр одного отверстия распылителя форсунки; $Q_{\text{ф}}$ - часовой расход топлива через форсунку; $p_{\text{с}}$ - давление в камере сгорания дизеля; $d_{\text{кл}}$ - диаметр редукционного клапана; x - координата перемещения клапана; $C_{\text{кл}}$ - жесткость пружины клапана; $Q_{\text{кл}}$ - часовой расход топлива через клапан; v - ширина сливного канала клапана; p_0 - атмосферное давление.

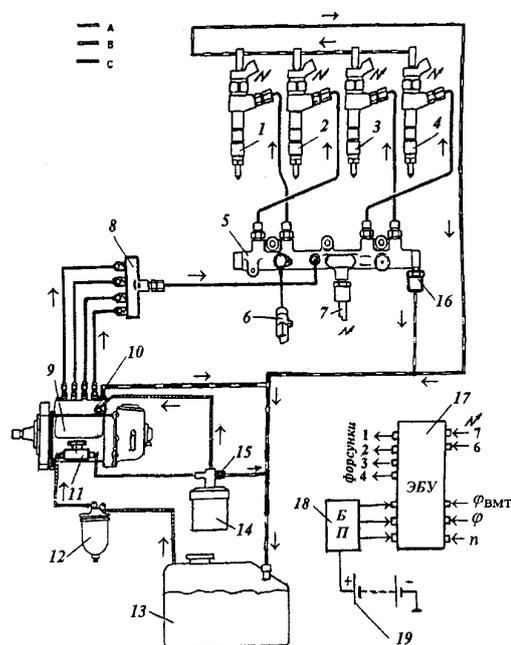


Рис. 1. Принципиальная схема аккумуляторной системы топливоподдачи

На базе расчетной схемы была разработана статическая математическая модель для определения рациональных параметров аккумуляторной системы на стадии проектирования. В основу математической модели заложено уравнение гидравлического баланса расходов между узлами системы: ТНВД 1, форсункой 3 и редукционным клапаном 4. Уравнение имеет вид

$$Q_{\text{н}} = Q_{\text{ф}} + Q_{\text{кл}} \quad (1)$$

Приняты следующие допущения: за один обо-

рот кулачкового вала срабатывают все плунжеры ТНВД; рейка ТНВД неподвижна и находится в положении максимальной подачи; постоянно работает одна форсунка; струя топлива через форсунку неразрывная; редукционный клапан имеет цилиндрическую форму; диаметр клапана совпадает с диаметром отверстия в топливном аккумуляторе; сливное отверстие редукционного клапана прямоугольной формы; длина клапана больше длины сливного отверстия.

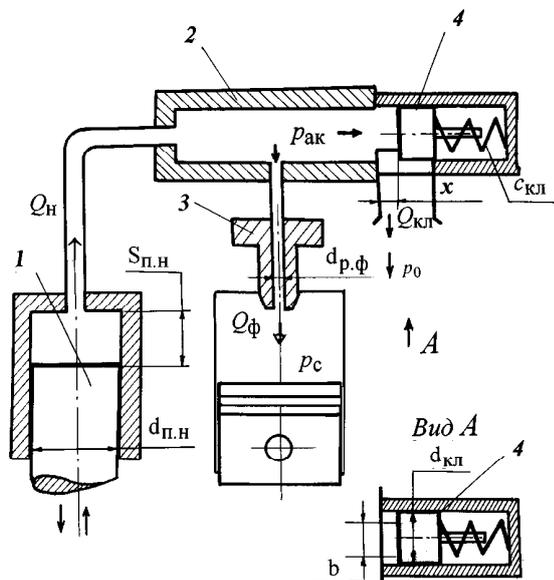


Рис. 2. Расчетная схема аккумуляторной системы топливоподдачи

Рассмотрим составляющие уравнения (1).

ТНВД

$$Q_n = i_{п.н} \pi \rho_t d_{п.н}^2 n_n S_{п.н} / 4, \quad (2)$$

где $i_{п.н}$ - количество плунжеров ПНВД;

ρ_t - плотность дизельного топлива;

n_n - частота вращения кулачкового вала насоса.

Форсунка

$$Q_\phi = \mu_\phi F_\phi \sqrt{2\rho_t (p_{ак} - p_c)}, \quad (3)$$

где μ_ϕ - коэффициент расхода через отверстие распылителя форсунки;

F_ϕ - суммарная площадь сечения сопловых от-

верстий распылителя форсунки.

Редукционный клапан

$$Q_{кл} = \mu_{кл} F_{кл} \sqrt{2\rho_t (p_{ак} - p_0)}, \quad (4)$$

где $\mu_{кл}$ - коэффициент расхода топлива через сливное отверстие редукционного клапана;

$F_{кл}$ - площадь сечения сливного отверстия.

Площадь сечения $F_{кл}$ определяется из уравнения

$$F_{кл} = \epsilon x. \quad (5)$$

При помощи перемещения x поршня-клапана осуществляется регулирование давления в топливном аккумуляторе. Положение x определяется из уравнения баланса сил, которые действуют с двух сторон на редукционный клапан

$$P_{ак} = P_{пр}, \quad (6)$$

где $P_{ак}$ - сила, которую создает давление топлива;

$P_{пр}$ - сила, которую создает пружина редукционного клапана.

После подстановки составляющих в уравнение (6) выводим формулу для определения координаты x

$$x = (p_{ак} (\pi d_{кл}^2 / 4) - c_{кл} x_{нач}) / c_{кл}, \quad (7)$$

где $x_{нач}$ - начальная координата положения поршня-клапана.

Уравнения (1)...(7) составляют основу математической модели для предварительного расчета параметров аккумуляторной системы.

Результаты расчетов

На начальном этапе проектных работ принимаем, что давление топлива в аккумуляторе при полной подаче ТНВД и при максимальном расходе через одну форсунку должно составлять $p_{ак} = 50$ МПа. На разных скоростных режимах двигателя значение

давления $p_{ак}$ будет изменяться. До определенной частоты вращения коленчатого вала дизеля насос вообще не сможет обеспечить необходимое давление. Дальнейшее увеличение частоты вращения от этого момента приведет к росту давления в топливном аккумуляторе. При этом расход через форсунку будет максимальный и наступит момент, когда начнет срабатывать редукционный клапан в аккумуляторе. Был выполнен предварительный расчет пара-

метров экспериментальной аккумуляторной системы топливоподачи. Статический расчет выполнялся по программе, разработанной на основе математической модели, которая была приведена выше. Результаты расчета приведены в таблице 1. На рис. 3 и 4 показаны зависимость часового расхода топлива Q_n насосом и зависимость давления топлива $p_{ак}$ в аккумуляторе от частоты вращения n_n кулачкового вала ТНВД, построенные по данным таблицы 1.

Таблица 1. Результаты статического расчета параметров экспериментальной аккумуляторной системы топливоподачи для дизеля СМД-23.07

№ п/п	n_n , мин ⁻¹	$p_{ак}$, МПа	Q_n , кг/ч	$Q_{ф}$, кг/ч	$Q_{кл}$, кг/ч	x , мм
1	0	0	0	0	0	0
2	150	8,972	28,825	25,225	0	0
3	300	12,465	57,650	54,050	0	0
4	450	18,498	86,475	82,875	0	0
5	600	27,071	115,300	111,701	0	0
6	750	38,184	144,126	140,526	0	0
7	900	50,012	172,951	165,790	3,559	$2,424 \cdot 10^{-3}$
8	1050	50,109	201,776	165,982	32,194	$2,191 \cdot 10^{-2}$
9	1200	50,206	230,601	166,173	60,826	$4,135 \cdot 10^{-2}$
10	1350	50,303	259,436	166,364	89,461	$6,076 \cdot 10^{-2}$
11	1500	50,400	288,252	166,555	118,094	$8,013 \cdot 10^{-2}$
12	1750	50,594	345,900	166,930	175,360	0,119

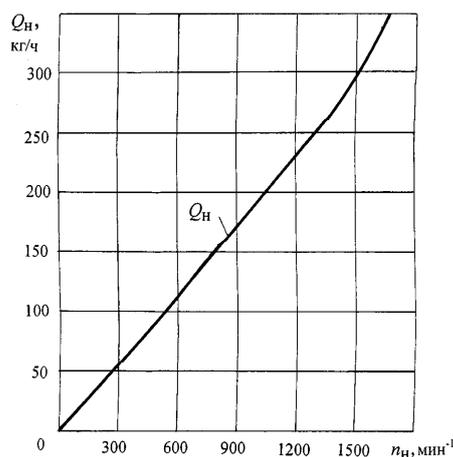


Рис. 3. Часовой расход топлива ТНВД ЛСТНФ 410012

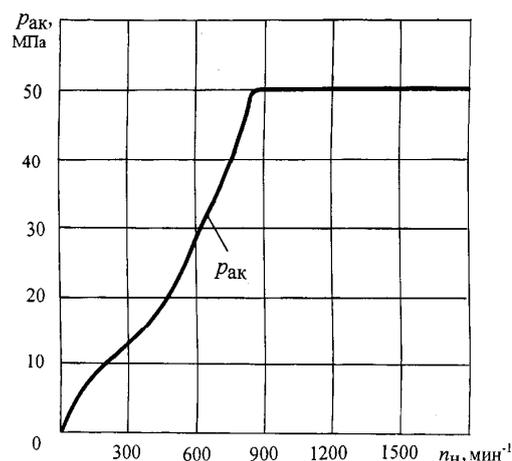


Рис. 4. Давление в аккумуляторе топлива

Заключение

Предварительные результаты расчетов под-

тверждают работоспособность статической модели расчета параметров экспериментальной аккумуляторной системы топливоподачи. Заданное давление в топливном аккумуляторе 50 МПа достигается при

частоте вращения коленчатого вала дизеля $n_d = 1750$ мин⁻¹.

Требуется дальнейшая оптимизация параметров редукционного клапана, так как на номинальном режиме работы дизеля СМД-23.07 расход топлива через форсунку в пять раз превышает действительные величины подачи.

Список литературы:

1. Пинский Ф.И., Давтян Р.И., Черняк Б.Я. Микропроцессорные системы управления автомобильными

двигателями внутреннего сгорания. – М.: «Легион-Автодата», 2002. – 136 с. 2. Грехов Л.В. Топливная аппаратура дизелей с электронным управлением. Учебно-практическое пособие. – М.: «Легион-Автодата», 2003. – 176 с. 3. По страницам отечественных и зарубежных изданий // Двигателестроение. – 2003.- №3. – С.43-45. 4. По страницам отечественных и зарубежных изданий // Двигателестроение. – 2004.- №2. – С.39-42. 5. Быков В.И., Долганов К.Е., Лисовал А.А. Дизели СМД для автобусов // Двигатели внутреннего сгорания. – 2004. - №1. – С. 13-17.

УДК 621.436

А.В. Тринев, канд. техн. наук, П.Д. Гончар, асп.

ВЛИЯНИЕ ЛОКАЛЬНОГО ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ НА ТЕМПЕРАТУРУ КЛАПАННОЙ ПЕРЕМЫЧКИ ГОЛОВКИ ЦИЛИНДРОВ ФОРСИРОВАННЫХ АВТОТРАКТОРНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Введение

Разработка конкурентоспособных конструкций двигателей внутреннего сгорания, которые отвечают высоким показателям по топливной экономичности, надежности, моторесурсу, требует проведения детальных расчетных и экспериментальных исследований теплонапряженного состояния (ТНС) наиболее нагруженных деталей камеры сгорания, в частности головки цилиндров и деталей клапанного узла выпускного клапана. При этом ответственным этапом есть рациональный выбор способа охлаждения, который зависит от конкретной конструкции двигателя и его отдельных узлов, назначения, размерности и многого другого. Следовательно, выбор рациональной схемы охлаждения повысит надежность работы теплонапряженного узла и всего двигателя в целом.

Обзор публикаций. Анализ нерешенных задач

Анализ работ, посвященных изучению закономерностей протекания теплообменных процессов в деталях камеры сгорания (КС) перспективных дизе-

лей и влияние этих процессов на ТНС указанных деталей, показывает, что основными тенденциями и в настоящее время остаются дальнейшее форсирование параметров цикла для достижения высоких удельных показателей ДВС, а также повышение надёжности ДВС и его моторесурса. Однако форсированный рабочий процесс вызывает повышенную теплоотдачу от газа к стенкам камеры сгорания, следствием которой является рост температуры стенок и температурных градиентов в них, что обычно ограничивает степень форсировки. Поэтому при проектировании новых двигателей, доводке и анализе возможности форсирования уже существующих конструкций и в других случаях необходимо хотя бы ориентировочно оценить тепловое состояние наиболее важных деталей, образующих камеру сгорания.

Термометрия ГЦ на эксплуатационных режимах также позволяет выделить критические зоны детали, в которых развиваются термоусталостные трещины, являющиеся одной из основных причин выхода их из строя. Данный вывод подтверждается

практикой ремонтных заводов. Так, по результатам анализа [1, 2], проведенных на ремонтных заводах, до 75% ГЦ имеют дефект – трещины в зоне клапанной перемычки (КП).

Анализ научно-технических и патентных изданий свидетельствует, что проблемой повышения надёжности ГЦ занимаются во всём мире. Существует множество способов решения данной проблемы: теплозащитные барьеры, тепловоды, технологические и конструктивные решения, локальное охлаждение (ЛО). Системы ЛО, использующие в качестве хладагента сжатый воздух, отличаются от систем масляного и водяного охлаждения большей простотой изготовления и надёжностью, хотя и уступают по теплоотводящей способности. Простота и надёжность, а также оснащённость современных дизелей системами наддува, воздушными приводными компрессорами обусловили применение воздушных систем ЛО не только на тихоходных стационарных, судовых дизелях, но и на ряде быстроходных дизелей транспортного типа.

Проблема повышения надёжности и улучшения температурного состояния клапанной перемычки ГЦ в нашем исследовании решается, главным образом, за счёт использования локального воздушного охлаждения (ЛВО).

Цели и задачи исследования

Целью данного исследования является получение экспериментальных данных (полей температур) днища ГЦ и седла выпускного клапана в базовом варианте и с различными вариантами ЛВО, а также оценка их эффективности. В последующем эти данные будут использованы для уточнения граничных условий задачи теплопроводности при расчетном моделировании. Поставленная задача решается путем термометрии днища головки и седла выпускного клапана на эксплуатационных режимах.

Изложение основного материала

Объектом исследования был выбран форсированный быстроходный четырехтактный дизель типа СМД-23 (4ЧН12/14, $N_e=117$ кВт, $n = 2000$ мин⁻¹) с системой ЛВО. Схема дообработки ГЦ под установку термопар и для продувки сжатого воздуха, а также чертеж экспериментального седла выпускного клапана подробно рассматривалась в работах [3, 4].

Испытания двигателя с системой локального воздушного охлаждения проводились по нагрузочной характеристике на режимах с $n = 1600$ мин⁻¹ и $n = 2000$ мин⁻¹. Избыточное давление охлаждающего воздуха $p_{ви}$ изменялось в пределах 0,15 – 0,2 МПа.

Проводилась также термометрия без подачи охлаждающего воздуха (с герметизацией трех отверстий в седле для выхода воздуха металлическими заглушками с плотной посадкой) – неохлаждаемый вариант. В табл. 1 и 2 представлены результаты термометрии седла выпускного клапана на стационарных режимах при различных давлениях охлаждения $p_{ви} = 0,15 - 0,20$ МПа.

Из приведенных в табл. 1 и 2 температур видно, что температуры в седле выпускного клапана при номинальной частоте вращения $n = 2000$ мин⁻¹ выше температур при частоте, соответствующей максимальному крутящему моменту двигателя $n = 1600$ мин⁻¹ на 35...50 °С. Температуры на всех исследуемых режимах различны по трем точкам, разнесенным по периметру седла. Это объясняется сложностью конструкции ГЦ, прохождением полостей охлаждения, впускного и выпускного коллекторов. Но главная причина в том, что охлаждающий воздух подводится со стороны точки 2 и именно этим объясняется самая низкая температура у этой точки. Воздух, протекая по полости охлаждения, нагревается и хуже охлаждает – температура точки 3 наибольшая из всех трех.

Таблица 1. Результаты термометрии седла выпускного клапана при $n = 2000$ мин⁻¹

№ термопары	p_{e2} , МПа				
	0,31	0,59	0,98	1,0	1,13
базовый (неохлаждаемый) вариант					
1	158	196	247	261	282
2	151	198	249	263	280
3	161	207	269	281	304
охлаждаемый вариант ($p_{ви} = 0,15$ МПа)					
1	131	173	222	228	257
2	124	159	208	218	231
3	143	176	234	243	267
охлаждаемый вариант ($p_{ви} = 0,2$ МПа)					
1	105	159	204	218	244
2	96	129	178	194	206
3	123	168	219	231	253

Таблица 2. Результаты термометрии седла выпускного клапана при $n = 1600$ мин⁻¹

№ термопары	p_{e2} , МПа				
	0,39	0,74	1,07	1,23	1,33
базовый (неохлаждаемый) вариант					
1	145	178	217	230	246
2	143	175	214	222	233
3	146	195	228	241	258
охлаждаемый вариант ($p_{ви} = 0,15$ МПа)					
1	113	151	179	199	218
2	113	134	151	168	177
3	129	157	188	203	211
охлаждаемый вариант ($p_{ви} = 0,2$ МПа)					
1	104	133	165	186	197
2	91	120	139	148	162
3	109	138	172	191	206

Охлаждающий эффект проявляется на всех режимах. При избыточном давлении воздуха $p_{ви} = 0,15$ МПа эффект охлаждения составил в среднем 25 – 50 °С. При давлении $p_{ви} = 0,20$ МПа этот эффект усилился 35 – 75 °С. Причем, необходимо заметить, что охлаждение лучше проявило себя на режимах с частотой вращения, соответствующей максимальному крутящему моменту. Температуры ниже на этих точках по сравнению с режимом с номинальной частотой вращения на 5 – 10 °С.

Проводились также испытания на нестационарных режимах нагружения наброса-сброса нагрузки при постоянном давлении охлаждения $p_{ви} = 0,20$ МПа, а так же без охлаждения. Нагрузка изменялась от 0 и до 115 кВт для режима с $n=2000$ мин⁻¹ и до 100 кВт - $n=1600$ мин⁻¹. На рис. 1 - 4 приведены результаты термометрии седла выпускного клапана на режимах наброса-сброса нагрузки.

Температура в контрольных точках седла 1-3 измерялась через интервалы 5 с и в течение 10 ми-

нут, за время необходимое для того, чтобы температура стабилизировалась. Из рис. 1 – 4 видно, что эффект охлаждения составляет от 40 до 70 °С. И наглядно проиллюстрирован на рис. 1-4.

Выводы

1. Эксперимент подтвердил заметный разброс температур по периметру седла как для неохлаждаемого и охлаждаемого варианта. В данном случае в значительной степени проявляется локальный характер теплообменных процессов вблизи зоны седла, а именно - влияние проходящих вблизи каналов и полостей выпускного тракта и основной системы охлаждения. Указанное обстоятельство должно учитываться при задании граничных условий.

2. Локальное воздушное охлаждение седла выпускного клапана обеспечило снижение температуры наиболее ответственной зоны – опорной фаски для различных режимов в среднем на 30 – 70 °С. Увеличение эффекта охлаждения требует дальнейшего усовершенствования геометрии воздухоподводящих каналов, снижения гидравлических потерь, защиты полости воздушного охлаждения от воздействия отработавших газов. Изменяя направление и место подвода канала к седлу, можно влиять также и на характер распределения температур по периметру седла.

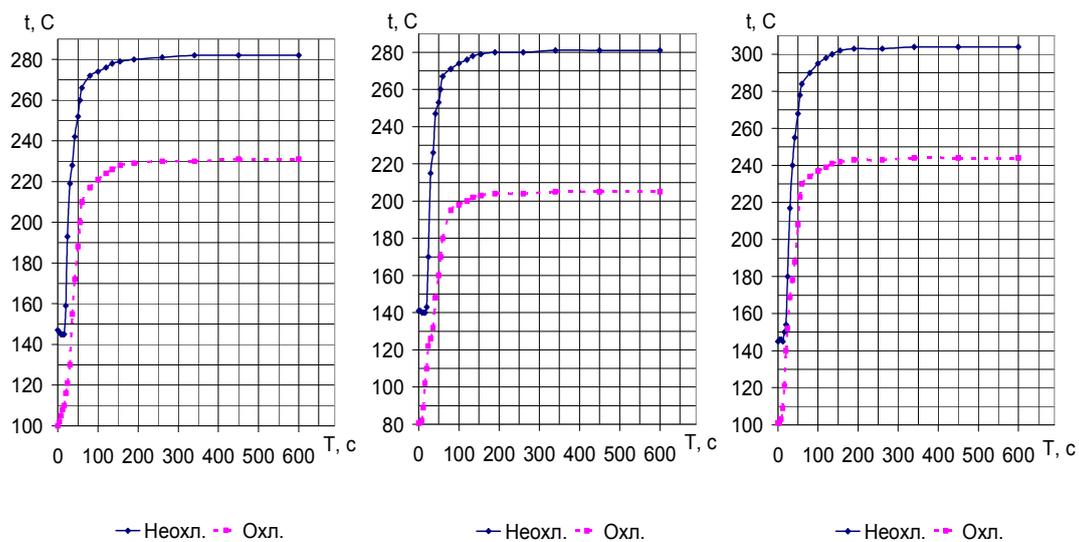


Рис. 1. Наброс нагрузки ($n=2000 \text{ мин}^{-1}$, $N_e=115 \text{ кВт}$), точки седла 1, 2, 3

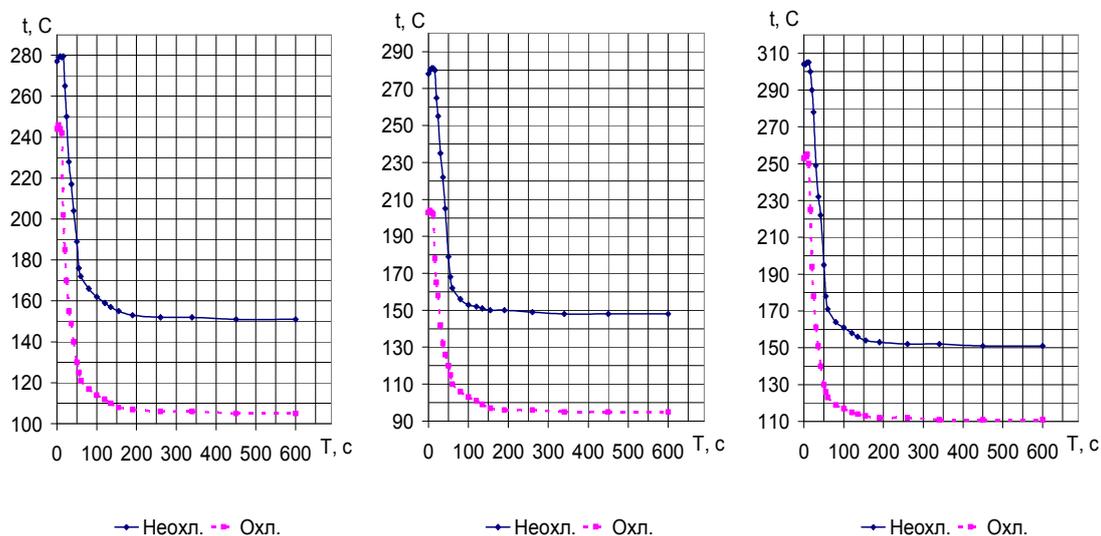


Рис. 2. Сброс нагрузки ($n=2000 \text{ мин}^{-1}$, $N_e=115 \text{ кВт}$), точки седла 1, 2, 3

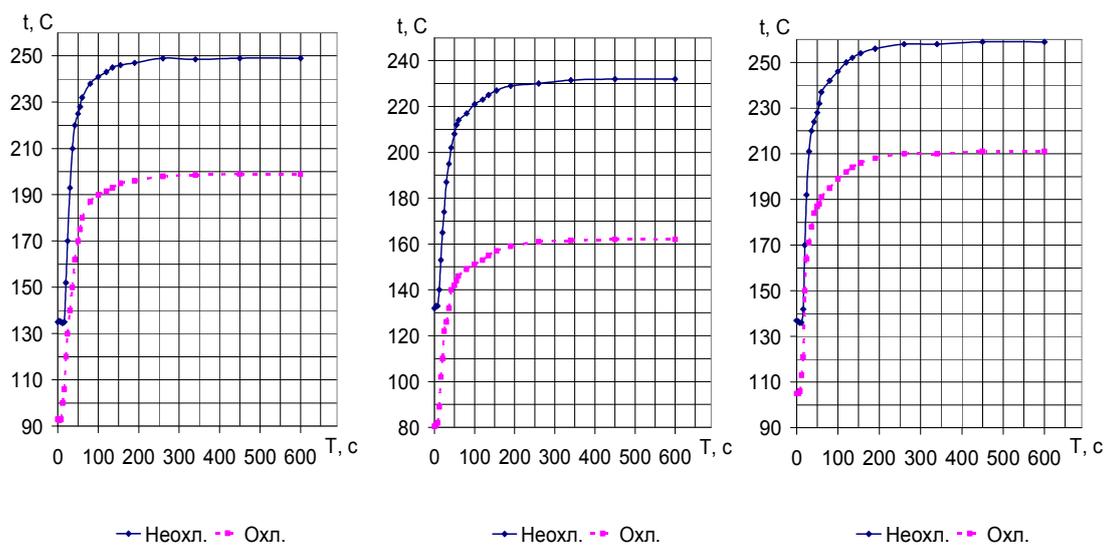


Рис. 3. Наброс нагрузки ($n=1600 \text{ мин}^{-1}$, $N_e=100 \text{ кВт}$), точки седла 1, 2, 3

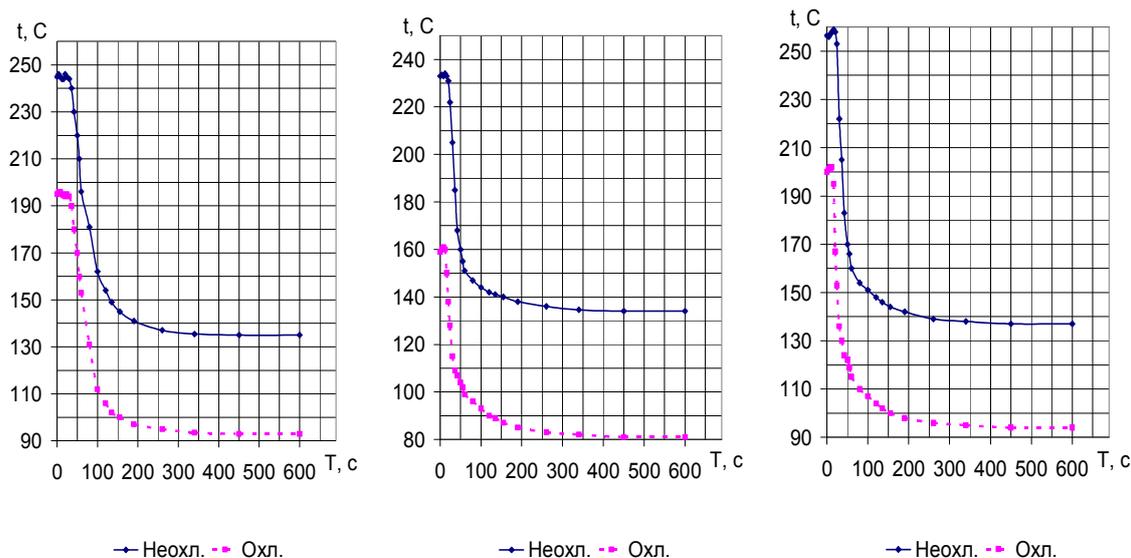


Рис. 4. Сброс нагрузки ($n=1600 \text{ мин}^{-1}$, $N_e=100 \text{ кВт}$), точки седла 1, 2, 3

3. Результаты эксперимента позволили уточнить граничные условия задачи теплопроводности со стороны воздухоподводящих каналов и по посадочным поверхностям седла, а также наметить направления дальнейшего совершенствования охлаждаемых деталей клапанного узла и ГЦ в целом.

4. Полученные результаты позволили:

- оценить достоверность результатов, полученных ранее при расчетных исследованиях различных вариантов седел, оказывающих определяющую роль в формировании ТНС ГЦ, в зоне перемычки;

- уточнить граничные условия для постановки нестационарной задачи ТНС седла выпускного клапана и клапанной перемычки;

- определить рациональные параметры системы ЛВО, энергетические затраты на функционирование системы и оценить эффективность указанной конструкции с точки зрения улучшения ТНС ГЦ.

Для усиления эффекта охлаждения требуется совершенствование геометрических параметров каналов, а также улучшение компоновочных решений по размещению каналов системы в ГЦ.

Полученные экспериментально температуры позволят нам с достаточной точностью смоделировать

расчетными методами ТНС ГЦ, оценить уровень напряжений и объяснить причины возникновения термоусталостных трещин.

Список литературы:

1. Межецкий Г.Д., Чекмарев В.В., Кузнецов В.К., Балдуев А. А. Увеличение глубины термоусталостных трещин в головках цилиндров дизелей при эксплуатации. // *Двигателестроение*. – 1991. - №2. – С. 35-41.
2. Косырев С.П., Разуваев А.В., Рафиков Р.М. Теплонапряженность цилиндрической крышки высокофорсированного дизеля. // *Двигателестроение*. – 2002. - №2. – С. 17-18.
3. Тринев А.В., Гончар П.Д. Использование локального воздушного охлаждения для улучшения теплонапряженного состояния головки цилиндров форсированного автотракторного дизеля // *Двигатели внутреннего сгорания: Всеукр. научн.-техн. журн.* – Харьков, НТУ „ХПИ”. – 2003. - №1-2. – С. 73-76.
4. Гончар П.Д. Экспериментальная оценка температурного состояния головки цилиндров в условиях локального охлаждения // *Автомобильный транспорт. Сборник научных трудов. Вып. 16.* – Харьков, ХНАДУ. – 2005. - №1. – С. 293-295.

А.П. Марченко, д-р техн. наук, Д.В. Мешков, асп., И.В. Рыкова, канд. техн. наук.

ТЕНДЕНЦИИ РАЗВИТИЯ ФОРСУНОК АККУМУЛЯТОРНЫХ ТОПЛИВНЫХ СИСТЕМ ТИПА COMMON RAIL

Введение

С момента своего появления в 1997 году аккумуляторные топливные системы постоянно совершенствуются. Причем уровень совершенства всей топливной аппаратуры в большинстве случаев оценивают по техническому уровню применяемых топливных форсунок. К числу постоянно улучшаемых их параметров относятся такие свойства как возможность работы форсунки при повышенных давлениях топлива в аккумуляторе, улучшение быстродействия срабатывания, совершенствование стабильности впрыскивания, снижение энергопотребления. К внедрению подобных мероприятий подталкивают постоянно ужесточающиеся нормы на выброс вредных веществ (ВВ) с отработавшими газами (ОГ) дизелей, нормы на уровень внешнего шума, а также конкуренция между производителями, направленная на дальнейшее снижение уровня расхода топлива.

Актуальность проблемы доказывает также то, что ведущие моторостроительные предприятия Украины и России, такие как КП «ХКБД» и ЯМЗ, ведут работы по созданию собственных аккумуляторных топливных систем высокого давления. Момент начала, продолжительность, давление, а в будущем и закон впрыскивания являются теми параметрами, которые позволят перейти на более качественное управление двигателем на участке подвода теплоты. А в сочетании с современными системами наддува перечисленные мероприятия дадут значительный выигрыш экономических показателей на нерасчетных режимах работы дизеля.

Аккумуляторные топливные системы в своем развитии, от момента появления до настоящего времени, прошли несколько этапов. Тенденции развития топливных форсунок:

Фирма Robert Bosch GmbH (Германия). В первых топливных системах фирмы Bosch, выпуск которых был начат в 1997 году, было реализовано давление в 140 МПа [1, 2]. Пришедшие им на смену в 2000 году системы второго поколения способны были развивать давление до 160 МПа и оснащались топливным насосом высокого давления (ТНВД) с электронным регулированием подачи. Также было применено многофазное впрыскивание и улучшенный электромагнитный клапан форсунки. Начало серийного производства третьего поколения системы с быстродействующими пьезоэлектрическими форсунками было начато в мае 2003 года [3]. Данной системой с рабочим давлением 160 МПа были выполнены нормы ЕВРО-4 без применения рециркуляции отработавших газов. Как заявляет производитель, топливная система третьего поколения способна снизить ВВ в ОГ дизеля на 20% при одновременно возросшей мощности на 5%, снижает расход топлива на 3% и ощутимо уменьшает шум на 3 дБ.

Форсунка первого поколения (рис. 1): Торцевой электромагнит 11 с дисковым якорем 10, преодолевая усилие пружины 12, открывает шариковый клапан 8. Давление сверху от мультипликатора 5 падает, и игла 2 открывает проход к сопловым отверстиям. После обесточивания электромагнита и посадки клапана давление справа от мультипликатора восстанавливается через жиклер 7.

К особенностям форсунки можно отнести следующие: пружина 4 иглы для функционирования форсунки необязательна и установлена для превращения заброса газа при отсутствии давления в аккумуляторе. Мультипликатор запирающий 5 увеличивает запирающее усилие, действующее на иглу. Такая конструкция позволяет обеспечивать большой диа-

пазон запирающей силы при том же изменении давления. Как показывает расчетный анализ процесса подачи, масса мультипликатора незначительно ухудшает быстродействие системы, хотя он образует с корпусом прецизионную пару и увеличивает габариты. Главное же его значение заключается в том, что увеличение отношения диаметра мультипликатора к диаметру иглы делает процесс более точным, сокращает его продолжительность.

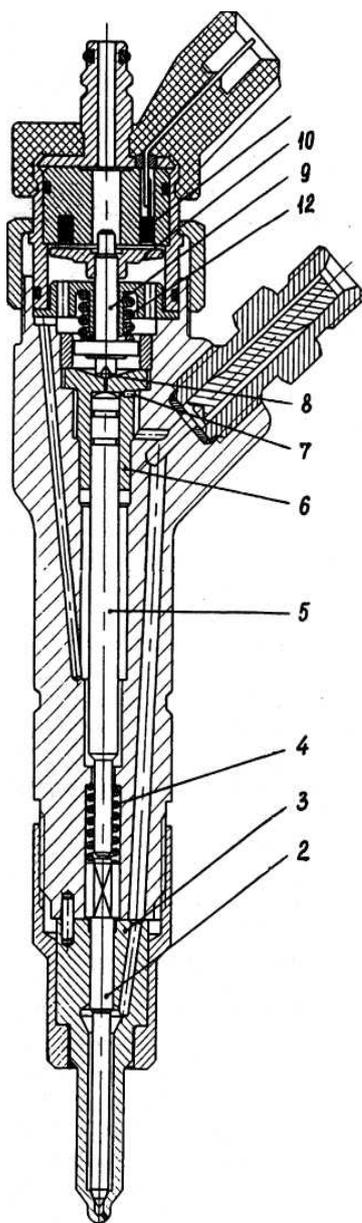


Рис. 1. Электрогидравлическая форсунка Robert Bosch первого поколения

При отношении около 1,0 подача в высокооборотном дизеле нестабильна от цикла к циклу. При

отношении менее 1,0 система практически неработоспособна. Для дизеля легкового автомобиля лучшее отношение - 1,25...1,5. Для более тихоходных дизелей можно обойтись и без мультипликатора запираения. В форсунке Bosch ход иглы $0,23 \pm 0,03$ мм, ход якоря электромагнита $0,050 \pm 0,002$ мм, минимальный воздушный зазор между якорем и электромагнитом $0,065 \pm 0,010$ мм. Минимальное количество впрыскиваемого топлива $1,4 \pm 0,8$ мм³.

При впрыске мультипликатор своим верхним торцом стремится закрыть осевое отверстие, ведущее к шариковому клапану. Полностью это сделать не удастся, т.к. при этом через жиклер восстанавливается высокое давление, и мультипликатор отжимается от отверстия. Однако от процесса установления равновесия мультипликатора имеется реальная польза: ограничивается расход топлива на управление.

Новый вариант форсунки имеет дополнительную пружину снижения смятия седла при ударной посадке капана и для предотвращения повторного открытия капана от волн давления при его посадке. Мультипликатор в нижней части центрируется проставкой. Форсунки устанавливают вертикально и соосно цилиндру и КС. Конструктивно форсунки первого и второго поколения практически идентичны. Отличия между системами в основном состоят в конструктивном исполнении ТНВД [4].

Давление в топливной системе третьего поколения сохранено на уровне 160 МПа [5]. Схема форсунки представлена на рис. 2.

У форсунки, которая получила обозначение CR13, движение иглы распылителя управляется сервоприводом в клапане впрыскивания. Цикловая подача топлива регулируется длительностью управляющего воздействия на сервопривод. В конструкции можно выделить следующие конструктивные группы: пьезоактюатор, гидравлическое устройство сопряжения, сервопривод и распылитель. Принцип

работы форсунки показан CRI3 на рис. 3.



Рис. 2. Пьезоэлектрическая форсунка Robert Bosch третьего поколения



Рис. 3. Принцип работы форсунки CRI3 фирмы Robert Bosch

При отсутствии управляющего воздействия, пьезоактюатор находится в исходной позиции с закрытым приводом. Это означает, что область высокого давления разобщена с полостью низкого давления. В закрытом положении распылитель находится благодаря подводимому топливу под высоким

давлением.

При подводе к пьезоактюатору напряжения он расширяется, открывает сервопривод, впоследствии чего давление в камере управления снижается, игла распылителя поднимается и начинается процесс впрыскивания. По окончании впрыскивания серво-

привод увеличивает давление в камере управления и распылитель закрывается. Процесс впрыскивания закончен.

Форсунка сконструирована таким образом, что на иглу распылителя не передается механического усилия. Время задерживания срабатывания от начала управляющего воздействия до начала впрыскивания составляет около 150 мс. Максимальная скорость иглы распылителя составляет 1,3 м/с, что практически в два раза выше, чем у всех серийно выпускаемых систем Common Rail.

Фирма Siemens AG (Германия). Топливная система Common Rail фирмы Siemens работает при максимальном давлении топлива в аккумуляторе 150 МПа [6]. В зоне низкой частоты вращения коленчатого вала, до 2500 мин⁻¹, система способна производить до пяти отдельных фаз впрыскивания. В зоне средних частот вращения число впрыскиваний сокращается до 2...3. При номинальной частоте вращения производится одно впрыскивание.

Представленная на рис. 4 форсунка отличается исполнительным пьезоприводом гидравлического клапана. Для увеличения хода клапана применен механический рычажный мультипликатор перемещения. В начале своего хода через него передается максимальное усилие, противодействующее высокому давлению, снижения усилия (увеличения перемещения) почти нет: $a/b \approx 1$ (позиция I на рис. 4). В конце хода усилие уменьшается, а ход увеличивается в $a/b > 1$ раз (позиция II на рис. 4). При подаче управляющего импульса на пьезоактуатор он удлиняется на 40 мкм. К особенностям конструкции можно отнести, что в открытом положении пьезоактуатор не расходует электрическую энергию. Минимальное количество впрыскиваемого топлива при максимальном давлении в аккумуляторе составляет 1,5 мм³. Минимальное время между пилотной и основной порцией впрыскиваемого топлива составляет около 150 мкс.

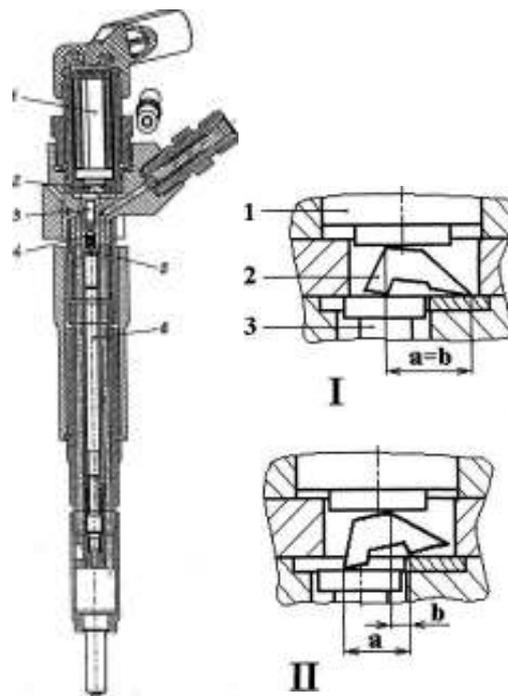


Рис. 4. Пьезоэлектрическая форсунка фирмы Siemens

Фирма L'Orange (Германия). В форсунку Common Rail для дизеля MTU (рис. 5) заложены технические решения, аналогичные форсунке Bosch.

Наряду с электромагнитным приводом 1 пилотного клапана 2 и мультипликатора запирания 5, она содержит еще дополнительный управляющий золотник 3 с промежуточным клапаном 4, уменьшающим расход на управление и увеличивающим быстродействие иглы [1].

Фирма Societe BUDI (Франция). В форсунке (рис. 6) применен гидравлически разгруженный двухзатворный клапан. Электромагнит 1 поднимает якорь 2 с клапаном 4. При этом надгильная полость 8 разобщается с каналами нагнетания 11 по сечению 6 между клапаном и неподвижной направляющей 5 и сообщается через сечение 7 с каналом слива 3. Тогда игла 10 преодолевает усилие от штанги 9 и начинается впрыск. Форсунка не имеет расхода топлива на управление, но ее нельзя применить для быстроходного дизеля, должно сопряжение по двум прецизи-

онным поверхностям клапана [1].

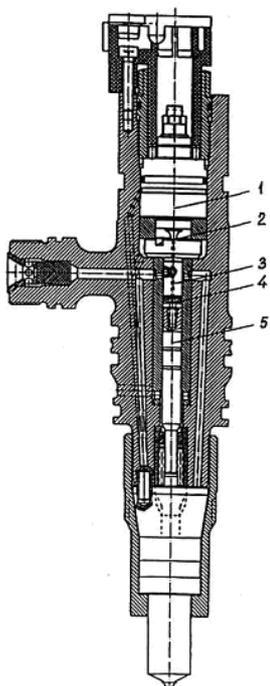


Рис. 5. Форсунка L'Orange

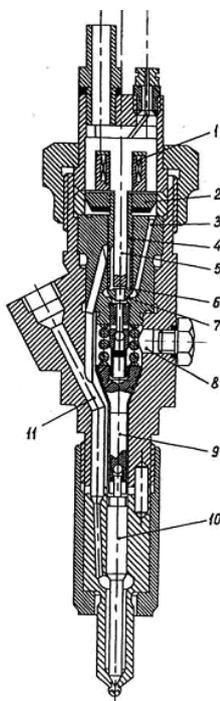


Рис. 6. Форсунка Societe BUDI

Перспективные образцы топливных форсунок системы Common Rail. В Ганновском университе-

те (Германия) были проведены исследования топливной аппаратуры с пьезофорсунками, в которых осуществлен непосредственный привод к игле форсунки, что позволяет задавать характеристику впрыскивания [4, 7]. Основное преимущества такой топливной системы заключается в свободе выбора необходимой амплитуды и скорости перемещения иглы форсунки. Выбор конструкции основывался на необходимости иметь минимальное количество и массу подвижных частей. В разработанной университетом форсунке пьезопривод воздействует непосредственно на иглу через шток (рис. 7).

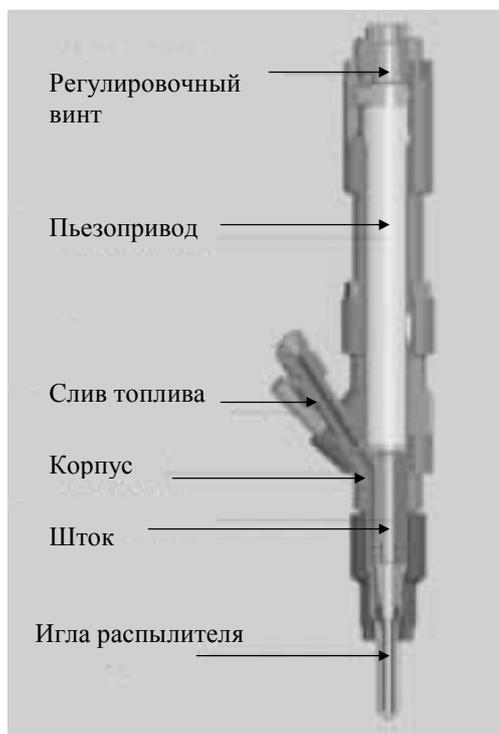


Рис. 7. Пьезоэлектрическая форсунка Ганновского университета

При разработке пьезоэлектрической форсунки необходимо было принять во внимание то, что на пьезоактуатор через иглу форсунки и шток действует сила давления топлива, поэтому выбор привода проводился исходя из величины максимальной силы, необходимой для перемещения иглы форсунки и при этом с минимально возможной электрической емко-

стью пьезоактюатора.

При подаче напряжения к пьезоактюатору он расширяется и, действуя против давления топлива, прижимает иглу форсунки к седлу, тем самым, запирая распыливающие отверстия. При снижении напряжения (разрядке) происходит уменьшение длины пьезоактюатора до величины, соответствующей заданной подаче топлива, игла форсунки за счет давления топлива поднимается и происходит впрыскивание топлива в цилиндр. Скорость запираания и открывания распылителя форсунки непосредственно зависит от времени, за которое пьезоактюатор изменяет свою длину, или от мощности поступившего импульса. От мощности импульса также зависит количество впрыскиваний за единицу времени. При использовании пьезоактюатора с высокой емкостью и при частоте вращения 3500 мин^{-1} возможно осуществление до 10 отдельных фаз впрыскивания. При частоте 5000 мин^{-1} возможно только 6 колебаний.

Кроме того, следует учитывать, что динамические требования к пьезоэлектрической форсунке будут ограничены собственной частотой колебательной системы, состоящей из пьезоактюатора, штока и иглы форсунки. Форсунка оснащена многофункциональным датчиком, фиксирующим движение иглы с температурной компенсацией, а также определяющим силу, возникающую в пьезоактюаторе, и температуру корпуса форсунки. Этот датчик разработан в Ганноверском университете.

Разработанная аппаратура позволяет осуществлять впрыскивание топлива под высоким давлением и в самых минимальных объемах, до одного миллиграмма, а также многократно за один цикл при хорошей воспроизводимости. Исследования топливной системы проводились в университете при давлении в аккумуляторе 150 МПа.

Одним из дальнейших направлений совершенствования являются технология форсунки с регулируемыми распылителями CVN (Coaxial Vario Nozzle)

над которой работает в настоящий момент фирма Bosch [10, 11]. Две, расположенные одна в другой иглы, открывают и закрывают свой ряд распыливающих отверстий. Принцип работы показан на рис. 8.

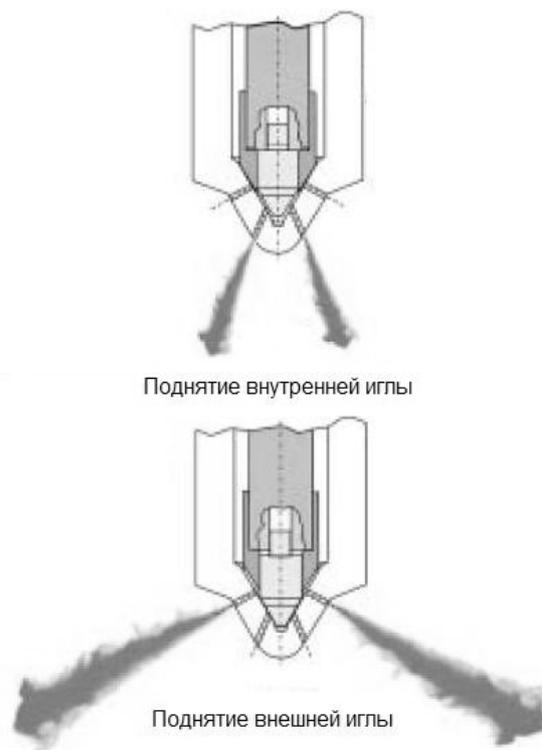


Рис. 8. CVN-распылитель

Каждая игла имеет свой отдельный привод и, варьируя моменты открытия и закрытия игл, последовательность срабатывания и давления впрыскивания, можно добиться положительных результатов в зоне низких частот вращения и малых нагрузок. Вопрос о серийном выпуске пока не стоит, т.к. производитель должен решить ряд технологических проблем.

Еще одной перспективной разработкой является топливная форсунка по технологии HADI (Hydraulically Amplified Diesel Injector) фирмы Bosch [11]. Это так называемые «электрогидравлические насос-форсунки». Форсунки данного типа способны производить впрыскивание топлива с давлением до 250 МПа. В качестве исполнительного механизма

используется электромагнитный клапан нового поколения, благодаря чему двукратное повышение давления топлива происходит непосредственно в корпусе форсунки. Достоинством данной системы является работа при относительно невысоком уровне давления топлива в аккумуляторе, около 135 МПа. Фирма Bosch планирует представить в 2008 году новое поколение топливной системы оснащенной такого типа топливными форсунками.

Выводы:

Проанализировав все вышеизложенное можно выделить несколько направлений совершенствования существующих аккумуляторных систем. Одним из основных направлений является дальнейшее повышение давления впрыскивания (до 220 МПа), что совместно с многофазным впрыскиванием, положительно сказывается на показателях двигателя [8, 9]. Для повышения эффективности системы необходимо применение непосредственного привода иглы распылителя. Здесь наиболее перспективно применение пьезоактюатора, т.к. современные керамики обладают нужными свойствами, имеют невысокую стоимость и низкие затраты электрической энергии на их привод. Одновременно следует учесть, что новое поколение электромагнитных клапанов в состоянии составить конкуренцию пьезоактюатору [11]. Многофазное впрыскивание следует рассматривать как инструмент к поэтапному созданию «гомогенного» дизеля и мероприятие по снижению уровня шума работы. В заключение следует отметить, что возможности внедряемых систем позволяют более качественно перейти на управление процессом сгорания. Новые технологии регулируемых распылителей CVN и HADI открывают новые возможности в управлении рабочим процессом. Также применяемые мероприятия не должны значительно увеличивать стои-

мость готовой форсунки.

Список литературы:

1. Л.В. Грехов. Топливная аппаратура дизелей с электронным управлением. Учебно-практическое пособие. – М.: Легион-Автодата, 2003.-176 с.
2. Н.А. Иващенко, В.А. Вагнер, Л.В. Грехов Дизельные топливные системы с электронным управлением. Учебно-практическое пособие. – Барнаул: Изд-во АлтГТУ им. И.И. Ползунова, 2000. – 111 с.
3. Hummel K., Böcking F., Groß J., Stein J.-O., Dohle U. 3. Generation Pkw-Common-Rail von Bosch mit Piezo-Inline-Injektoren // MTZ: Motortechnische Zeitschrift. – 2004. – 65. – № 3. – S. 180-189.
4. Новая концепция в двигателестроении – пьезофорсунки. Автостроение за рубежом, 2004. – № 4. – 9 с.
5. Robert Bosch GmbH, Dieselmotor-Management, 3. vollständige überarbeitete und erweiterte Auflage, 2002. – S. 443.
6. Egger K., Warga J., Klügl W. Neues Common-Rail-Einspritzsystem mit Piezo-Aktorik für Pkw-Dieselmotoren // MTZ: Motortechnische Zeitschrift. – 2002. – 63. – № 9. – S. 696-704.
7. Meyer S., Krause A., Krome D., Merker G.P. Ein flexibles Piezo-Common-Rail-System mit direktgesteuerter Düsenadel // MTZ: Motortechnische Zeitschrift. – 2002. – 63. – № 2. – S. 86-93.
8. Stegemann J., Meyer S., Rölle T., G.P. Merker Einspritzsystem für eine vollvariable Verlaufsformung // MTZ: Motortechnische Zeitschrift. – 2004. – 65. – № 2. – S. 114-121.
9. Bauder R., Die Zukunft der Dieselmotoren-Technologie // MTZ: Motortechnische Zeitschrift. – 1998. – 59. – № 7/8. – S. 11-18.
10. Статья «Две иглы».; Газета «Авторыеву», № 11(313), 2004.-15 с.
11. Bartsch C. Common Rail oder Pumpedüse? Dieseleinspritzung auf neuen Wegen // MTZ: Motortechnische Zeitschrift. – 2005. – 66. – № 4. – S. 254-258.

А.В. Тринев, канд. техн. наук, А.Г. Косулин, канд. техн. наук, А.Н. Авраменко, инж.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ЛОКАЛЬНОГО ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ КЛАПАННОГО УЗЛА ДЛЯ ФОРСИРОВАННЫХ АВТОТРАКТОРНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Введение

Создание новых перспективных двигателей внутреннего сгорания и доводка существующих невозможна без учета информации о тепловом и напряженно-деформированном состоянии деталей цилиндропоршневой группы и головки цилиндров, учета влияния уровня форсирования рабочего процесса на максимальные температуры и давления цикла и эксплуатационных факторов. Как отмечается в работах [1–2] уже при заданной литровой мощности $N_d = 22 \div 25$ кВт/л, характерных для современных форсированных двигателей тракторного типа, разработчик должен обратить особое внимание на возникающие термические напряжения и деформации наиболее теплонапряженных деталей. При форсировании дизелей по частоте вращения изменяются условия работы сопряжения клапан – направляющая втулка [3], ухудшаются условия смазки и теплоотвода от стержня клапана через направляющую втулку к охлаждающей жидкости. Таким образом, при увеличении уровня форсирования рабочего процесса необходимо внедрять специальные конструктивные решения, такие как локальное охлаждение, использование теплопроводящих покрытий и другие, направленные на улучшение условий работы теплонапряженных деталей двигателя, например таких как детали клапанного узла.

Анализ публикаций

В последнее время всё большее распространение получает подход, при котором анализируются модели трехмерных сборок деталей. Такой подход позволяет максимально приблизить моделирование к реальным процессам нагружения деталей, которые возникают в эксплуатации, учесть окружающую нерав-

номерность температурного поля и составляющие усилия задачи механики, шероховатость поверхностей контакта, совместные термические и механические деформации деталей и другие факторы, которые существенно влияют на конечные результаты исследования. Расчет трехмерных сборок, с использованием метода конечных элементов (МКЭ), позволяет решать принципиально новые задачи, такие как вычисление зазора в сопряжении, контактных давлений, сил трения и других задач, которые невозможно решить при рассмотрении только одной детали. Преимущества расчета сборки деталей по сравнению с расчетом отдельной детали более подробно рассмотрено в работе [4].

Цель и постановка задачи

Исследования, направленные на улучшение теплонапряженного состояния выпускных клапанов форсированных дизелей, а также анализу тепловых потоков в клапанном узле показывают, что от выпускного клапана отводится через седло в крышку цилиндра примерно 71 % теплоты, 23 % отводится с выпускными газами и только 6 % через стержень [5]. Такое распределение тепловых потоков не даёт возможности использовать стержень клапана, обладающий значительно большей, по сравнению с седлом, теплообменной поверхностью, как тепловод, который сможет существенно влиять на теплонапряженное состояние тарелки клапана и улучшит теплоотвод от тарелки через стержень, направляющую втулку и головку цилиндров к охлаждающей жидкости.

В проведенной работе, посвященной моделированию температурного состояния клапанного узла тракторного дизеля, ставились и решались задачи:

- проанализировать пути увеличения теплоотвода от тарелки клапана через стержень и направляющую втулку к охлаждающей жидкости;
- проанализировать влияние локального воздушного охлаждения деталей клапанного узла на температурное состояние сборки и изменение зазора в сопряжении;
- определить наиболее перспективные варианты локального воздушного охлаждения деталей клапанного узла;
- дать рекомендации по уменьшению зазора в сопряжении и снижению расхода масла на угар в механизме газораспределения;
- оценить возможности локального воздушного охлаждения клапанного узла при работе двигателя на основных эксплуатационных режимах;
- сделать экономическое обоснование затрат в эксплуатации, необходимых для функционирования локального воздушного охлаждения деталей клапанного узла.

Основные этапы и результаты моделирования

В проведенной работе, с использованием МКЭ, решалась трехмерная задача в стационарной постановке для сборки выпускного клапана (материал – сталь 40Х10С2М) и направляющей втулки (материал – серый чугун) тракторного дизеля СМД-18Н. Используемая в работе математическая модель трехмерной сборки, позволяет учитывать окружающую неравномерность температурного поля деталей входящих в сборку, составляющие осевых усилий задачи механики, прекос клапана в направляющей втулке, учитывать совместные термические деформации деталей входящих в сборку и вычислять зазор в сопряжении клапан – направляющая втулка. Моделирование температурного состояния сборки и анализа изменения зазора в сопряжении проводилось для четырех конструктивных вариантов (серийный клапан и серийная втулка; серийный клапан и охлаждаемая втулка; клапан с охлаждаемым стержнем и серийная втулка; клапан с охлаждаемым стержнем и охлаждаемая втулка) на режимах с $N_e = 73,6$ кВт; $N_e = 59,0$ кВт; $N_e = 44,1$ кВт; $N_e = 29,4$ кВт, при $n = 1800$ мин⁻¹. Для сборки клапана и направляющей втулки граничные условия (ГУ) задачи механики и теплопроводности, в том числе и для охлаждающего воздуха, были восстановлены с учетом результатов термометрии выпускного клапана дизеля СМД-18Н проведенной А.В. Тринёвым и опубликованных в работе [6]. Схема задания и значения ГУ 3^{го} рода приведены на рис.1 и в табл.1, разбивка сборки на конечные элементы (КЭ) представлена на рис.2. Основные результаты проведенных расчетов сводятся к следующему.

Расчет сборки серийного клапана и серийной втулки на режиме с $N_e = 73,6$ кВт, при $n = 1800$ мин⁻¹

Значения температур в контрольных точках практически совпадают с результатами термометрии, проведенной автором [6] и представленных на рис. 3. а., и в таблице 2. Так температура в центре тарелки

достигает 753 °С, по опорной фаске 717 °С, по торoidalной поверхности 679°С, у верхнего торца стержня 87 °С. У направляющей втулки (рис. 3. а) температура изменяется от 370 °С у нижнего торца до 115 °С у ее верхнего торца. Расчетное значение зазора в сопряжении представлено в табл.2.

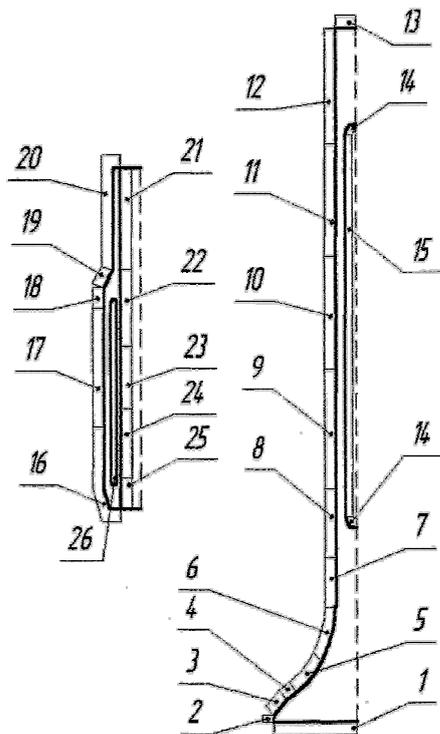


Рис. 1. Схема задания ГУ 3^{го} рода

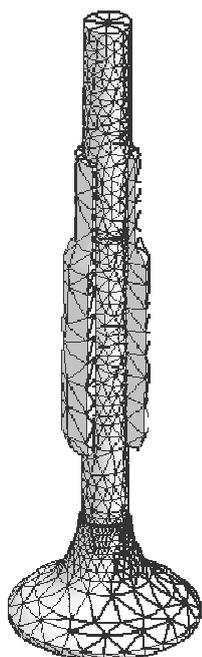


Рис. 2. Разбивка сборки на КЭ

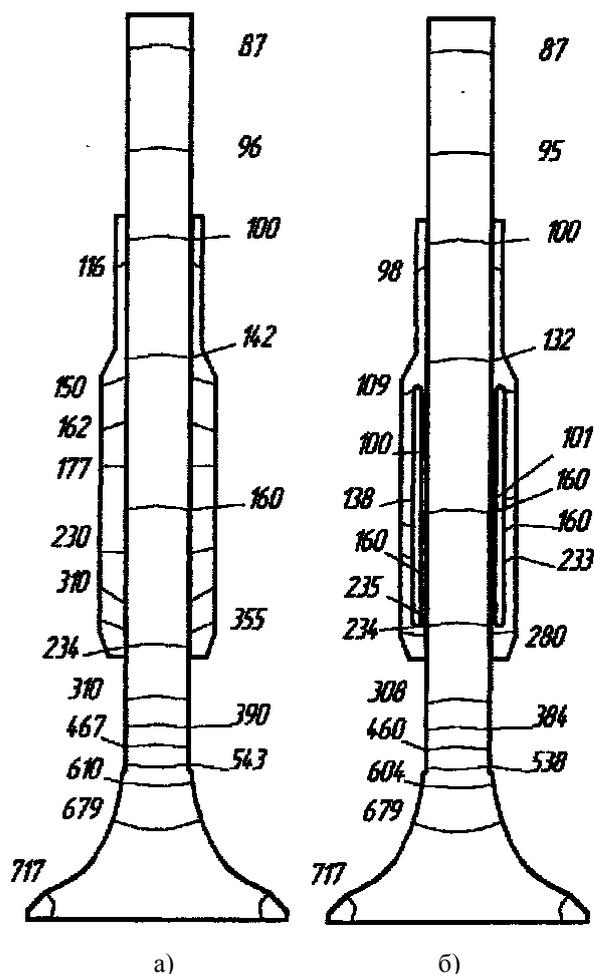


Рис. 3. Температурные поля сборки:
а – серийный клапан и серийная втулка; б - серийный клапан и охлаждаемая втулка

Расчет сборки серийного клапана и охлаждаемой втулки на режиме с $N_e = 73,6$ кВт, при $n = 1800$ мин⁻¹

Охлаждение направляющей втулки практически не влияет на максимальную температуру в центре тарелки клапана (рис. 3.б.); по высоте стержня клапана температура уменьшилась в среднем на 10 °С - 15 °С. При этом максимальная температура втулки (рис. 3.б.) снизилась на 70 °С, по сравнению с базовым вариантом, в целом по высоте втулки температура снизилась на 20 °С – 50 °С. Расчетное значение зазора в сопряжении представлено в табл.2.

Расчет сборки клапана с охлаждаемым стержнем и серийной втулки на режиме с $N_e = 73,6$ кВт, при $n = 1800$ мин⁻¹

Охлаждение стержня клапана практически не влияет на максимальную температуру в центре тарелки клапана (рис. 4.а.); по высоте стержня клапана температура уменьшилась в среднем на 40 °С - 50 °С. При этом максимальная температура втулки (рис. 4.а.) снизилась на 10 °С, в целом по высоте втулки температура снизилась на 5 °С – 18 °С. Расчетное значение зазора в сопряжении представлено в табл.2.

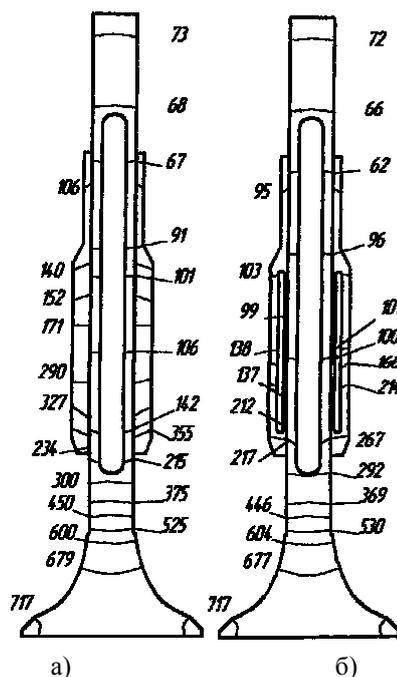


Рис.4. Поля температур сборки:
а – охлаждаемый клапан и серийная втулка; б – охлаждаемый клапан и охлаждаемая втулка

Таблица 1. Граничные условия теплообмена для номинального и частичных режимов

Режим	$N_e = 73,6$ кВт, $n = 1800$ мин ⁻¹		$N_e = 59,0$ кВт, $n = 1800$ мин ⁻¹		$N_e = 44,1$ кВт, $n = 1800$ мин ⁻¹		$N_e = 29,4$ кВт, $n = 1800$ мин ⁻¹	
	ГУ 3 ^{го} рода		ГУ 3 ^{го} рода		ГУ 3 ^{го} рода		ГУ 3 ^{го} рода	
Зона	$\alpha, \text{Вт/м}^2\text{К}$	$t, ^\circ\text{C}$						
1	500	940	450	860	420	820	370	800
2	500	930	450	850	420	810	370	790
3	2000	600	1800	542	1700	500	1600	470
4	680	720	630	685	600	645	550	630
5	680	710	630	680	600	640	550	600
6	680	650	630	585	600	565	550	535
7	450	250	400	245	370	240	320	230
8	420	200	370	190	340	187	290	180
9	400	180	350	180	320	180	270	170
10	350	150	300	145	270	140	220	135
11	240	130	190	125	160	120	110	117
12	100	85	80	60	55	60	50	60
13	65	80	65	60	60	60	55	60
14	620	45	620	45	620	45	620	45
15	620	45	620	45	620	45	620	45
16	500	620	450	600	420	580	370	550
17	3000	150	2850	145	2750	140	2700	135
18	400	120	350	117	320	115	270	110
19	100	105	80	100	70	90	65	85
20	85	80	55	75	50	70	50	65
21	65	80	55	75	50	70	50	65
22	90	95	70	90	65	85	60	80
23	800	150	750	145	720	140	670	135
24	550	165	500	155	470	150	420	140
25	450	180	400	170	370	165	320	150
26	620	45	620	45	620	45	620	45

Расчет сборки клапана с охлаждаемым стержнем и охлаждаемой втулки на режиме с $N_e = 73,6$ кВт, при $n = 1800$ мин⁻¹

Охлаждение стержня клапана совместно с ох-

лаждением втулки практически не влияет на максимальную температуру в центре тарелки клапана (рис. 4.б.); по высоте стержня клапана температура уменьшилась в среднем на 45 °С – 60 °С. При этом

максимальная температура втулки (рис. 4.б.) уменьшилась на 85 °С, в целом по высоте втулки темпера-

тура снизилась на 40 °С – 90 °С. Расчетное значение зазора в сопряжении представлено в табл.2.

Таблица 2 Основные результаты исследования

Конструктивные варианты	Режимы		$N_e = 73,6 \text{ кВт,}$ $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$	$N_e = 59,0 \text{ кВт,}$ $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$	$N_e = 44,1 \text{ кВт,}$ $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$	$N_e = 29,4 \text{ кВт,}$ $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$
	серийный клапан и серийная втулка	темпер-а клапана, °С	max	753	684	645
min			87	73	71	70
темпер-а втулки, °С		max	370	350	330	303
		min	115	113	110	107
зазор в сопр-и, мм		max	$4,4 \cdot 10^{-2}$	$3,4 \cdot 10^{-2}$	$2,6 \cdot 10^{-2}$	$3,6 \cdot 10^{-2}$
		min	$3,3 \cdot 10^{-4}$	$8,5 \cdot 10^{-3}$	$1,1 \cdot 10^{-3}$	$1,4 \cdot 10^{-3}$
серийный клапан и охлаждаемая втулка	темпер-а клапана, °С	max	753	690	645	613
		min	86	72	71	69
	темпер-а втулки, °С	max	300	280	260	242
		min	98	94	91	86
	зазор в сопр-и, мм	max	$3,1 \cdot 10^{-2}$	$2,8 \cdot 10^{-2}$	$2,5 \cdot 10^{-2}$	$2,4 \cdot 10^{-2}$
		min	$1,6 \cdot 10^{-3}$	$1,9 \cdot 10^{-3}$	$2,2 \cdot 10^{-3}$	$2,3 \cdot 10^{-3}$
охлаждаемый клапан и серийная втулка	темпер-а клапана, °С	max	752	684	644	612
		min	64	57	56	55
	темпер-а втулки, °С	max	360	350	332	303
		min	109	100	101	98
	зазор в сопр-и, мм	max	$3,6 \cdot 10^{-2}$	$3,6 \cdot 10^{-2}$	$3,5 \cdot 10^{-2}$	$3,1 \cdot 10^{-2}$
		min	$1,4 \cdot 10^{-3}$	$1,7 \cdot 10^{-3}$	$1,8 \cdot 10^{-3}$	$2,3 \cdot 10^{-3}$
охлаждаемый клапан и охлаждаемая втулка	темпер-а клапана, °С	max	753	689	644	538
		min	61	54	53	52
	темпер-а втулки, °С	max	285	265	251	230
		min	94	92	87	82
	зазор в сопр-и, мм	max	$2,9 \cdot 10^{-2}$	$2,7 \cdot 10^{-2}$	$2,4 \cdot 10^{-2}$	$2,1 \cdot 10^{-2}$
		min	$1,8 \cdot 10^{-3}$	$2 \cdot 10^{-3}$	$2,4 \cdot 10^{-3}$	$2,7 \cdot 10^{-3}$

Оценка энергетических затрат, необходимых для функционирования системы локального воздушного охлаждения

Анализ только теплового состояния охлаждаемой сборки клапана и направляющей втулки без оценки энергетических затрат, необходимых на прокачку сжатого воздуха через систему, не позволяет еще сделать заключение об эффективности указанного способа охлаждения. Источником сжатого воздуха выбран поршневой воздушный компрессор пневматической системы трактора. При оценочном моделировании давление охлаждающего воздуха было выбрано равным 0,1 МПа, в соответствии с рекомендациями изложенными в работе [6], при этом теоретические затраты мощности на привод компрессора на режиме с $N_e = 73,6 \text{ кВт}$, при $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$ составили 0,319 кВт, расход топлива для двигателя СМД-18Н по данным [7] для вышеуказанного режима составляет $g_e = 234 \text{ г/(кВт·ч)}$, использование дополнительно поршневого компрессора приведет к

увеличению расхода топлива на $g_e = 1,6 \text{ г/(кВт·ч)}$, [6]. Расход воздуха в системе охлаждения выпускного клапана для режима с $N_e = 29,44 \text{ кВт}$, при $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$ и давления охлаждающего воздуха 0,1 МПа составил $G_a = 5,06 \text{ м}^3/\text{ч}$, а на режиме с $N_e = 51,52 \text{ кВт}$, при $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$ расход воздуха составил $G_a = 3,76 \text{ м}^3/\text{ч}$ [6].

Таким образом, использование локального охлаждения экономически оправдано для форсированных автотракторных дизелей, так как позволяет существенно снизить температуру наиболее теплонапряженных деталей ГРМ, улучшить условия работы клапанного узла, уменьшить и стабилизировать зазор в сопряжении, снизить расход масла на угар и соответственно уменьшить выброс сажистых частиц с выпускными газами, но требует более детального изучения, с целью автоматизации локального охлаждения и снижению энергетических затрат в эксплуатации.

Конструктивный вариант с охлаждаемым кла-

паном и охлаждаемой втулкой, который позволяет снизить температуру стержня клапана на режиме с $N_e = 73.6$ кВт, при $n = 1800$ мин⁻¹ в среднем на 50 °С – 60 °С, при этом такое охлаждение практически не влияет на максимальную температуру клапана в центре тарелки; при таком совместном охлаждении клапана и втулки, максимальная температура втулки снизилась на 85 °С, при этом существенно уменьшился максимальный зазор в сопряжении и уменьшился разброс между максимальным и минимальным значениями зазоров;

– такое снижение температур и уменьшение максимального зазора приводит к улучшению условий работы сопряжения и снижению расхода масла на угар;

– в работе [3] отмечается, что давления масла в зазоре клапан – направляющая втулка для дизеля СМД-14 достигает 0,6 МПа, тогда как давление охлаждающего воздуха не превышает 0,1 МПа, такой перепад давлений и правильно выбранная схема подвода и отвода охлаждающего воздуха гарантируют нормальные условия смазки сопряжения и исключают выдавливание масла охлаждающим воздухом;

– для улучшения ТНС выпускных клапанов форсированных дизелей необходимо использовать охлаждение стержня клапана для поддержания минимального рабочего зазора в сопряжении на частичных режимах и управляемое автоматикой совместное охлаждение тарелки и стержня клапана, для работы на режиме номинальной мощности.

– для эффективного использования локального воздушного охлаждения клапанного узла на автотракторных дизелях необходимо разделить и автоматизировать процесс охлаждения отдельных деталей

клапанного узла, в зависимости от уровня форсирования рабочего процесса и режима, что позволит существенно снизить энергетические затраты на функционирование локального охлаждения при работе дизеля на основных эксплуатационных режимах.

Список литературы:

1. Шеховцов А.Ф. Исследование нестационарных тепловых режимов поршней перспективных тракторных дизелей: Дисс. доктора техн. наук. - Харьков, 1978. - 549 с.
2. Левтеров А.М. Исследование теплового и напряженно-деформированного состояния деталей цилиндропоршневой группы быстрого дизеля при нестационарных нагрузках: Дисс. канд. техн. наук. - Харьков, 1991. - 173 с.
3. Юркевич В.В. Исследование условий работы пары клапан – направляющая втулка дизеля. / Тракторы и сельхозмашины. 1976. Вып. 4. – С. 15-16.
4. Яманин А.И., Голубев Ю.В., Шилов С.М., Болдырев С.Н. Обеспечение достоверности и информативности расчетов напряженно-деформированного состояния деталей транспортных поршневых двигателей. / Двигателестроение. 2003. Вып. 3. – С. 22 – 24.
5. Розенблит Г.Б. Теплопередача в дизелях. – М.: Машиностроение, 1977. – 216 с.
6. Тринёв А.В. Улучшение напряженно-деформированного состояния выпускных клапанов форсированных тракторных дизелей: Дисс. канд. техн. наук. - Харьков, 1995. – 217 с.
7. Диденко А.М. Дизель СМД-18Н и его модификации. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. - Харьков, 1988. - 152 с.

УДК 66.045.1:536.27

*А.Н. Ганжа, канд. техн. наук, Н.А. Марченко, канд. техн. наук***АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ АППАРАТОВ ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ****Введение**

Аппараты воздушного охлаждения (АВО) широко применяются в установках различного технологического назначения: для получения сжатого воздуха и других газообразных веществ, в газонаполнительных, газо- и нефтеперекачивающих станциях, для охлаждения воздуха в компрессорах газотурбинных установок (ГТУ), а также – для охлаждения различных газообразных и жидких сред. Эти аппараты являются основой системы охлаждения стационарных двигателей внутреннего сгорания, большинство из которых используется в качестве силовых агрегатов дизель-генераторных электростанций. Основное назначение этих аппаратов – рассеивание теплоты в окружающую среду. Охлаждающая среда – атмосферный воздух, который обычно подается вентилятором. В трубах аппарата осуществляется охлаждение газообразных, жидких веществ или их смесей без изменения своего агрегатного состояния или с конденсацией газообразной среды. В целях воздушного

охлаждения как правило применяются аппараты из стандартного ряда (АВМ, АВГ, АВЗ и пр.) имеющие площадь оребренной поверхности до 20000 м², коэффициент оребрения до 22 и рассчитанные на давление до 31,4 МПа [1]. Несмотря на различие конструктивного исполнения все стандартные АВО имеют общие особенности: поверхность теплообмена – моно- или биметаллические оребренные трубы с накатанными или навитыми ребрами, а также с ребрами, образованными напрессовкой пластин. Трубная решетка – в основном шахматный пучок с разбивкой по равнобедренному треугольнику. Пучок труб представляет собой отдельную секцию, которая состоит от 4 до 8 рядов труб. Ряды труб компонуются от 1 до 8 ходов по трубному пространству в основном по противотоку [1]. В АВО наиболее распространено параллельное включение по охлаждающему воздуху (см. рис 1), так как оно обладает меньшим аэродинамическим сопротивлением и требует меньшей мощности вентилятора.

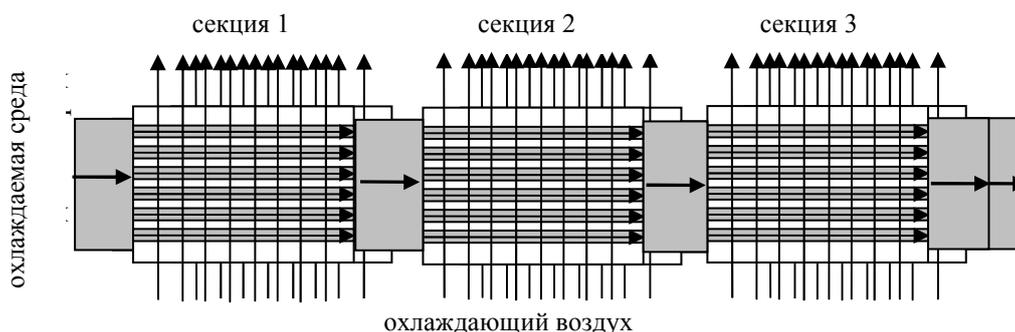


Рис. 1. Развернутая схема одноходового трехсекционного АВО с параллельным включением секций

В каждой секции абсолютное или частичное перемешивание охлаждающего воздуха, который движется перекрестно в межтрубном пространстве.

Степень перемешивания зависит от структуры оребрения и количества ребер, приходящихся на единицу длины трубы. Внутри отдельного ряда труб – пере-

мешанное движение охлаждаемой среды, а в целом по секции – частично перемешанное движение этой среды по отдельным рядам (от 4 до 6). Между секциями охлаждаемая среда перемешивается в промежуточных перепускных камерах.

Постановка задачи

В двигателях внутреннего сгорания обычно затраты мощности на обслуживание системы охлаждения составляют 3–10 % от эффективной мощности. Поэтому обеспечение высокой эффективности работы АВО системы охлаждения ДВС является актуальной задачей. Традиционно большое внимание разработчиков и исследователей подобных теплообменных аппаратов уделяется увеличению интенсивности теплообмена со стороны теплоносителя, который имеет меньший коэффициент теплоотдачи. Для этого разрабатывают более совершенное ребрение наружной поверхности труб [2]. Однако эффективность подобных аппаратов с перекрестным током будет зависеть не только от интенсивности теплообмена, но и от схемы включения секций, их количества, числа рядов труб в одной секции и их компоновки по ходам, степени перемешивания каждого теплоносителя по ходу в каждой секции. В данной работе поставлена задача на основе математической модели подобных теплообменников разработать зависимости, позволяющие получить распределение температурных характеристик по элементам и в аппарате в целом. С помощью этих зависимостей можно проводить анализ эффективности как вновь разрабатываемых, так и действующих аппаратов с учетом факторов эксплуатации (загрязнения, отложения, контактные термические сопротивления и пр.).

Решение

На основе математической модели теплообменников рассматриваемого вида и с учетом особенностей перемешивания движущихся сред были получены

решения двумерной сопряженной задачи теплопроводности и конвективного теплообмена с заданными температурами и расходами теплоносителей на входе в секцию с одним ходом. Решения получены в виде интегральных уравнений от двух координат (при условии абсолютного перемешивания двух теплоносителей) или от одной координаты и номера ряда труб (при условии полного перемешивания одного теплоносителя и частичного перемешивания другого). Первый вариант актуален для пластинчатых теплообменников, а второй – для рассматриваемых аппаратов. Окончательное решение интегральных уравнений для температур охлаждаемой среды, которая движется внутри труб, имеет вид:

$$\left(\frac{t_{o1} - t_o(x)}{t_{o1} - t_{n1}} \right)_i = f_i;$$

$$f_i = (A_i - B_i - C_i) \cdot \exp^{-\bar{x}};$$

$$A_i = \exp^{-\bar{x}} - 1; B_i = \sum_{l=1}^{i-1} \left[\binom{i-1}{l} \cdot (a)^l \cdot (1-a)^{i-1-l} \cdot \frac{(\bar{x})^l}{l!} \right];$$

$$C_i = a \cdot \sum_{j=1}^{i-1} B_j,$$

где "о" – охлаждаемая среда; "н" – нагреваемая среда (охлаждающий воздух); "1" – вход, "2" – выход; i – текущий номер ряда труб (от входа среды, движущейся в межтрубном пространстве); l, j – текущие индексы;

f_i – текущая степень охлаждения в i -ом ряду труб;

$$\bar{x} - \text{относительная координата } \bar{x} = \frac{Rax}{L};$$

x – текущая координата от входа в трубу в одной секции по длине L ;

$$a = n \cdot \left(1 - \exp \frac{-NTU_2}{n} \right) \text{ и } \bar{a} = \frac{a}{n};$$

n – число рядов труб в одной секции;

R – отношение водяных эквивалентов тепло-

носителей, $R = \frac{c_{p_n} \cdot G_n}{c_{p_o} \cdot G_o}$;

NTU_2 – число единиц переноса теплоты,

$$NTU_2 = \frac{K \cdot F}{c_{p_n} \cdot G_n};$$

K и F – коэффициент и площадь теплопередачи, Вт/(м²·К) и м²;

G и c_p – расходы и теплоемкости сред в пределах одной секции, кг/с и Дж/(кг·К).

Эффективность охлаждения PR в одной секции будет определяться так:

$$(PR)_j = \left(\frac{t_{o1} - t_{o2}}{t_{o1} - t_{n1}} \right)_j = \frac{1}{n} \left(\sum_{i=1}^n f_i \right)_j.$$

Следует отметить, что частный случай этих зависимостей только для параметра $(PR)_j$ приведен в [3], но они имеют другой формульный вид. Однако при сравнении результатов расчетов по разработанным формулам с приведенными в [3] номограммами оказалось, что они практически совпадают. Подобные зависимости разработаны и для обратного случая, где внутри труб движется нагреваемая среда, а в межтрубном пространстве – охлаждаемая (греющая) среда, который актуален, например, для регенераторов ГТУ, одна ко в данной работе они не приводятся.

Если допустить, что теплофизические свойства веществ для всех секций одинаковы, то на основании полученных зависимостей при параллельном включении секций окончательные эффективности охлаждения для всего аппарата будут:

$$PR = \frac{t_{o1} - t_{o2}}{t_{o1} - t_{n1}} = 1 - (1 - (PR)_j)^{n_c},$$

где n_c – количество секций; j – текущий номер секции (в этом случае эффективности $(PR)_j$ одинаковы для всех секций).

Если в АВО присутствуют зоны с разными свойствами или фазовыми состояниями сред, то не-

обходимо применять интервально-итерационный метод расчета теплообменника [1].

Распределение температур и эффективность охлаждения в аппарате существенно зависит от количества секций, рядов труб в одной секции, отношения расходов и теплоемкостей теплоносителей, числа единиц переноса теплоты NTU_2 . Число NTU_2 при неизменных расходах теплоносителей зависит от произведения коэффициента K и площади теплопередачи F . Параметр NTU_2 при неизменной компоновке аппарата отражает интенсификацию теплообмена (что повышает K) либо увеличение площади теплопередачи F , а также эксплуатационные факторы (отложения, загрязнения и пр.), которые снижают K . Изменение расхода охлаждающего воздуха, подаваемого на АВО, отражает параметр R .

На рис. 2 приведено распределение температур охлаждаемой однофазной среды в трехсекционном АВО (см. рис. 1). В каждой секции по 6 рядов оребренных труб с одним ходом. Для исследования были приняты такие параметры: $R=1$, $NTU_2=10$; температура охлаждаемой среды $t_{o1}=120^\circ\text{C}$; охлаждающего атмосферного воздуха – $t_{n1}=20^\circ\text{C}$. Из рисунка видно, что наименее всего охлаждается среда в последнем (шестом) ряду труб. Наиболее неравномерное охлаждение среды в первой секции. Перемешивание среды между секциями уменьшает неравномерность распределения температур охлаждаемой среды по рядам. Чем больше секций в аппарате, тем меньше неравномерность. С ростом интенсивности теплообмена (т.е. NTU_2) неравномерность увеличивается.

В результате средняя температура охлаждаемой среды составила: после первой секции $t_{o21}=87^\circ\text{C}$, после второй секции – $t_{o22}=65^\circ\text{C}$, после всего аппарата – $t_{o2}=50^\circ\text{C}$. Температура охлаждающего воздуха: на выходе из первой секции $t_{n21}=118^\circ\text{C}$,

из второй секции – $t_{н22} = 86^{\circ}\text{C}$, из третьей секции – $t_{н23} = 64^{\circ}\text{C}$, средняя после АВО – $t_{н2} = 90^{\circ}\text{C}$. Эффективность охлаждения $PR=0,7$.

На этом же рисунке показана зависимость эффективности охлаждения PR от количества секций в аппарате и числа NTU_2 , где параметр $R=1$. При $NTU_2 = 1,2$ эффективность невысокая и мало зависит от количества секций ($PR=0,515$ в односекционном АВО и $PR=0,504$ в десятисекционном). В аппарате с лучшей интенсивностью теплообмена ($NTU_2 = 10$)

эффективность уже сильно зависит от количества секций ($PR=0,806$ в односекционном АВО и $PR=0,651$ в десятисекционном АВО). Увеличение интенсивности с $NTU_2 = 1,2$ до $NTU_2 = 10$ сказывается на увеличении эффективности на 29% (от $PR=1$) в односекционном АВО, на 17% в пятисекционном АВО и на 15% в десятисекционном АВО. При очень большом числе секций движение охлаждаемой среды стремится к полному перемешиванию с предельной эффективностью $PR=0,632$ и $NTU_2 \rightarrow \infty$ (линия А).

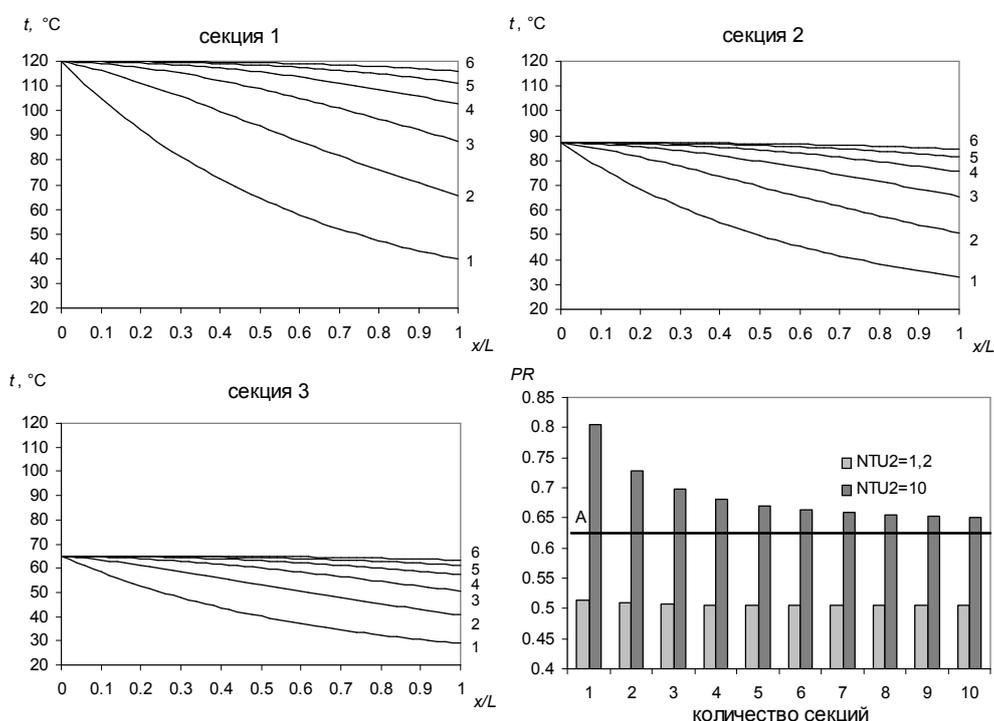


Рис. 2. Распределение температур нагреваемого воздуха в трехсекционном АВО и эффективность нагрева от количества секций

На рис. 3 представлена зависимость эффективности охлаждения среды в АВО от количества па-

раллельно включенных секций при других значения R , отличных от 1.

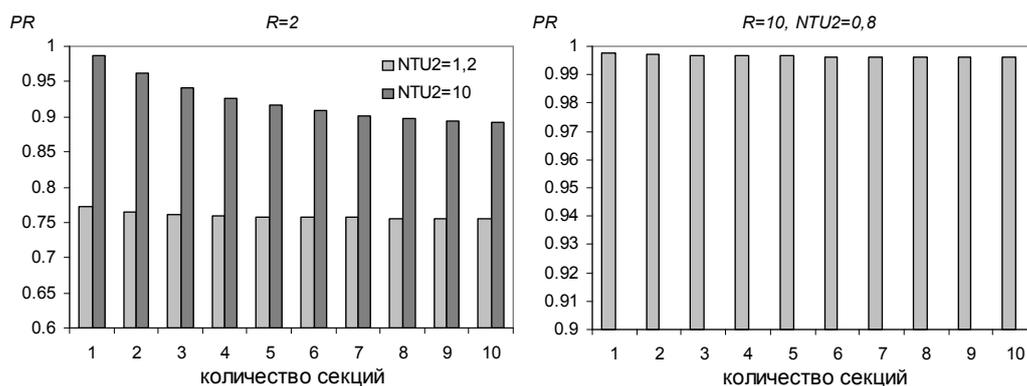


Рис. 3. Эффективность АВО от количества секций

Как видно из представленных графиков, эффективность односекционных АВО наибольшая. При значительном увеличении расхода охлаждающего воздуха (т.е. нагреваемой среды, что эквивалентно росту параметра R) даже при $NTU_2 = 0,8$ и $R=10$ эффективность охлаждения приближается к единице (т.е температура охлаждаемой среды будет близка к температуре атмосферного воздуха). При этом эффективность практически не будет зависеть от количества секций. Однако в этом случае значительно возрастают затраты на подачу охлаждающего воздуха.

Выводы

Разработаны зависимости для определения температурных характеристик и эффективности теплообменников с частичным или полным перемешиванием сред при параллельном соединении одноходовых секций относительно нагреваемой среды, которая движется в межтрубном пространстве. Такие зависимости могут быть использованы при решении оптимизационных задач в АВО. Исследована эффективность АВО в зависимости от количества секций, и обобщенных параметров NTU_2 и R , которые отражают интенсивность теплообмена и отношение расходов теплоносителей. Показано, что интенсификация теплообмена неоднозначно влияет на эффективность всего аппарата в целом. При разработке новых

и реконструкции существующих АВО необходимо проводить не только интенсификацию теплообмена, а и учитывать влияние на их эффективность компоновки теплообменных поверхностей и факторов эксплуатации (загрязнений, отложений и пр.). При некотором усложнении приведенных зависимостей можно исследовать многоходовые аппараты относительно секции и при других схемах компоновки секций [4], а также теплообменники подобного типа или другого предназначения.

Список литературы:

1. Каневец Г.Е., Зайцев И.Д., Головач И.И. Введение в автоматизированное проектирование теплообменного оборудования. – К.: Наук. думка, 1985.– 232 с.
2. Пиир А.Э., Кунтыш В.Б. Итоги экспериментальных и теоретических исследований пучков из биметаллических ребристых труб//Тез. докл. V Минского Международного форума по тепло- и массообмену.– Минск, 24-28 мая 2004, Т2.– С. 317–318.
3. Справочник по теплообменникам/Под ред. Б.С. Петухова, В.К. Шикова.– М.: Энергоатомиздат, 1987.– Т.1. – 560 с. 4. 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.

УДК 621.43.001.2

Н.И. Мищенко, д-р техн. наук, В.Г. Заренбин, д-р техн. наук, Т.Н. Колесникова, инж., В.Л. Супрун, асп.

ПОГРЕШНОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ БЕСШАТУННОГО ДВИГАТЕЛЯ С КРИВОШИПНО–КУЛИСНЫМ МЕХАНИЗМОМ

Введение

В течение многих лет в лаборатории двигателей внутреннего сгорания (ДВС) АДИ ДонНТУ с участием авторов статьи ведутся работы по созданию бесшатунного двигателя с кривошипно-кулисным механизмом (ККМ). Уже разработано несколько экспериментальных образцов одноцилиндровых бесшатунных двигателей применительно к ручному мотоперезаборному инструменту [1]. Проведенные экспериментальные исследования показали значительные преимущества бесшатунного двигателя перед классическим ДВС по экономичности, вибрации и шуму. Эти преимущества обеспечиваются полным уравниванием сил инерции и моментов от этих сил независимо от числа и расположения цилиндров, отсутствием силы давления поршня на стенку цилиндра и лучшим протеканием термодинамического процесса.

В настоящей статье рассматриваются основные погрешности (ошибки), возникающие при изготовлении и монтаже элементов бесшатунного двигателя. В результате расчетно-теоретических исследований представляется возможным определить рациональные величины этих погрешностей, а также оптимальные конструктивные параметры на ранней стадии проектирования двигателя, что может значительно сократить затраты времени и денег.

Формулирование проблемы

В отличие от классического ДВС, у которого поршень связан с коленчатым валом посредством шатуна, в бесшатунном двигателе из-за наличия ККМ должна обеспечиваться кинематическая точ-

ность, гарантирующая требование свободного, без заеданий, перемещения поршня в цилиндре на всех режимах работы двигателя.

Конструкция двигателя

Описание конструкции и работы бесшатунного двигателя (рис. 1), а также его элементов и систем содержится в работе [1]. Поэтому ограничимся кратким освещением основных особенностей.

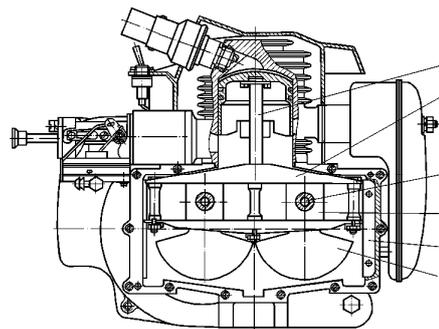


Рис. 1. Конструктивная схема бесшатунного двигателя:

1 – шток; 2 – кулиса; 3 – коленчатый вал; 4 – ползун; 5 – направляющая стойка; 6 – противовес

В бесшатунном двигателе (рис. 2) усилие от поршня передается на силовой 1 и дополнительный 2 коленчатые валы через шток 5 и кулису 4, связанную с валами через ползуны 6. Коленчатые валы кинематически связаны между собой при помощи двух одинаковых зубчатых колес 7, жестко закрепленных на соответствующих валах. На силовом коленчатом вале расположены муфта 8 съема мощности и маховик 9. С помощью противовесов 3 обеспечивается полное уравнивание всех сил инерции и моментов от этих сил.

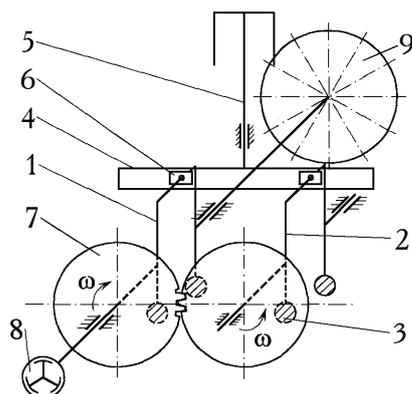


Рис. 2. Кинематическая схема бесшатунного двигателя:

ω – угловая скорость коленчатых валов

Для конструкции бесшатунного двигателя характерно следующее. Если предположить, что ККМ – идеальный (в котором отсутствуют зазоры и погрешности изготовления и монтажа рабочих звеньев), то при вращении коленчатых валов поршень будет перемещаться строго вдоль оси цилиндра (рис. 3, а). Однако в реальном кривошипно-кулисном механизме эти погрешности будут функционально действовать на угловое перемещение кулисы ψ в плоскости вращения коленчатых валов и вызывать при этом радиальное (боковое) перемещение поршня y_2 (рис. 3, б).

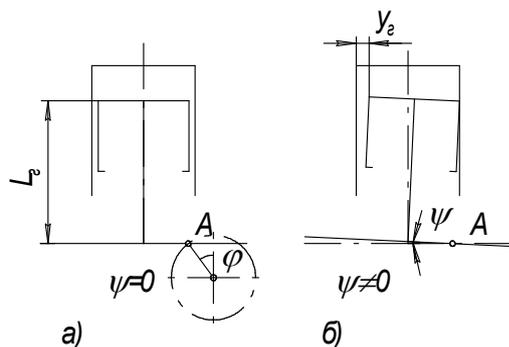


Рис. 3. Перемещение поршня для случаев, когда $\psi = 0$; $\psi \neq 0$

Решение проблемы

Для возможности исследования кинематической точности бесшатунного двигателя, определяющей в конечном итоге его работоспособность, были рассмотрены погрешности, вызванные неточностями

изготовления и сборки элементов двигателя.

Радиальное смещение поршня определяется совместным действием величины углового перемещения кулисы ψ , длины штока, диаметра поршня и межосевого расстояния коленчатых валов.

Причиной угловых колебаний кулисы являются отклонения размеров элементов ККМ от номинальных и отклонения существующих поверхностей элементов от заданных геометрических форм. На угловые колебания кулисы оказывают влияние также зазоры в кинематических парах, износы деталей ККМ, деформация этих деталей и самого картера двигателя, вызванные воздействием сил и температуры. В общем случае угловые колебания кулисы носят случайный характер, поэтому в основу определения погрешностей принят принцип независимости действия первичных ошибок, впервые предложенный академиком Н. Г. Бруевичем [2].

Будем определять угловое положение кулисы относительно оси ползунной шейки одного из коленчатых валов, принятого за базовый (см. рис. 3, точка А). Тогда в зависимости от функционального действия технологические и монтажные неточности могут быть приведены к четырем погрешностям:

- 1) приведенной ошибке радиуса кривошипа ΔR ;
- 2) приведенной ошибке углового положения коленчатых валов $\Delta \varphi$;
- 3) приведенной ошибке положения ползунов в вертикальной плоскости ΔE ;
- 4) приведенной ошибке межосевого расстояния коленчатых валов ΔA .

Перечисленные ошибки представляют собой вероятные величины и определяются по соответствующим формулам:

$$\Delta R = \sqrt{(\Delta R_c)^2 + (\Delta I_{ш})^2 + (\Delta B_n)^2 + (\Delta I_{ш_n})^2 + (\Delta K_n)^2 + (\Delta I_{к})^2}, \quad (1)$$

где ΔR_c – линейные погрешности, включающие неточность радиусов кривошипов;

$\Delta \Pi_{ш}$ – неточность размеров шеек;

ΔB_n – эксцентриситет кривошипных шеек по нормали от неточной сборки валов;

$\Delta \Pi_n$ – неперпендикулярность осей отверстий в щеках под кривошипные пальцы, создающая эксцентриситет коренных шеек валов по нормали;

ΔK_n – эксцентриситет коренных шеек по нормали из-за их перекоса;

$\Delta \Pi_x$ – перекося коленчатых валов от радиального биения подшипников;

$$\Delta \tilde{\varphi} = \sqrt{(\Delta \tilde{\varphi}_y)^2 + (\Delta \tilde{\varphi}_{nn})^2 + (\Delta \tilde{\varphi}_{нб})^2 + (\Delta \tilde{\varphi}_e)^2 + (\Delta \tilde{\varphi}_{oc})^2 + (\Delta \tilde{\varphi}_o)^2 + (\Delta \tilde{\varphi}_{ш})^2 + (\Delta \tilde{\varphi}_k)^2}, \quad (2)$$

где $\Delta \tilde{\varphi}_y$ – неточность установки зубчатых колес на валах;

$\Delta \tilde{\varphi}_{nn}$ – накопленная погрешность окружного шага зубчатых колес;

$\Delta \tilde{\varphi}_{нб}$ – зазор в зубчатом зацеплении;

$\Delta \tilde{\varphi}_e$ – радиальное биение зубчатых колес;

$\Delta \tilde{\varphi}_{oc}$ – осевое биение зубчатых колес;

$\Delta \tilde{\varphi}_o$ – эксцентриситет ползунных шеек в тангенциальном направлении;

$\Delta \tilde{\varphi}_{ш}$ – эксцентриситет коренных шеек коленчатых валов в тангенциальном направлении вследствие неперпендикулярности осей отверстий в щеках под кривошипные пальцы;

$\Delta \tilde{\varphi}_k$ – эксцентриситет коренных шеек в тангенциальном направлении из-за их перекоса относительно шеек кривошипа;

$$\Delta E = \sqrt{(\Delta \Pi_E)^2 + (\Delta E_x)^2 + (\Delta H_x)^2}, \quad (3)$$

где $\Delta \Pi_E$ – перекося коленчатых валов в вертикальной плоскости из-за неточностей расточки отверстий под подшипники;

ΔE_x – ошибка позиционного расположения коленчатых валов в вертикальной плоскости;

ΔH_x – ошибка позиционного расположения осей отверстий в ползунах в направлении оси цилиндра;

$$\Delta A = \sqrt{(\Delta E_y)^2 + (\Delta A_t)^2}, \quad (4)$$

где ΔE_y – отклонение межосевого расстояния коленчатых валов в результате неточности позиционного расположения отверстий в картере под подшипники валов;

ΔA_t – отклонение межосевого расстояния валов, вызванное температурным режимом двигателя.

На рис. 4 показаны рассмотренные выше четыре приведенные погрешности.

Ошибка углового положения кулисы

Угловое перемещение кулисы в соответствии с рис. 4 определяется из выражения:

$$\psi = \frac{E - E_0 + R \cos \varphi - R_0 \cos \varphi_0}{A - R \sin \varphi - R_0 \sin \varphi_0}. \quad (5)$$

Здесь

$$R = R_0 + \Delta R, \quad (6)$$

где R_0 – номинальное значение радиуса кривошипа (без наличия погрешностей);

$$\varphi = \varphi_0 + \Delta \varphi, \quad (7)$$

где φ_0 – угол поворота базового кривошипа;

$$E - E_0 = \Delta E, \quad (8)$$

где E_0 – координата ползунов при начальном угле

поворота кривошипов φ_0 , которая принята равной

$$E_0 = R_0.$$

Радиальное перемещение головки поршня при наличии углового движения кулисы (см. рис. 3) может быть вычислено по приближенной формуле:

$$y_2 = L_2 \psi, \quad (9)$$

где L_2 – конструктивный размер.

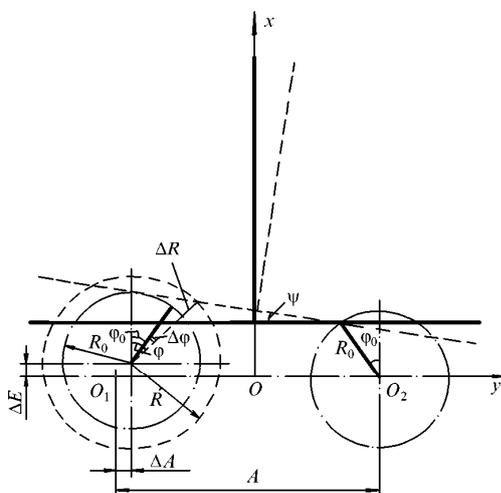


Рис. 4. Приведенные погрешности в кривошипно-кулисном механизме

УДК 621.436

А.Л. Григорьев, д-р техн. наук, С.А.Король, канд. техн. наук, А.И. Деряченко, асп.

ДИНАМИКА ПРУЖИН ДИЗЕЛЬНОЙ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ

Постановка задачи

Осциллограмма с записью мгновенных касательных напряжений в пружине форсунки (рис.1) позволяет оценить, насколько большую роль играют колебания её витков. Рассчитывали увидеть в эксперименте другую картину (рис.2), но реальность превзошла ожидания. Этот же вывод справедлив в отношении других узлов дизельной топливной аппаратуры. В статьях [1,2] приведены экспериментальные данные, свидетельствующие о значительном влиянии динамики на работу пружины плунжера. В работе [3] систематизированы наблюдавшиеся в экспериментах особенности движения нагнетательного клапана, которые нашли убедительное объяснение только после учёта колебания витков его пружины. В статье [4] к такому же результату привело исследование аккумулирующего насоса с подпружиненным нагнетательным плунжером.

Известно, что максимальные касательные напряжения в пружине форсунки близки к пре-

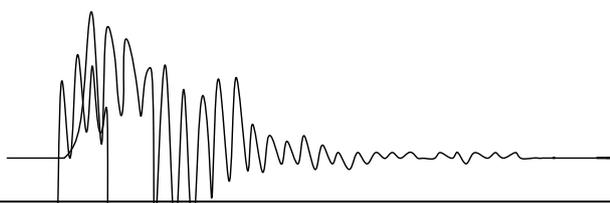


Рис.1. Изменение касательных напряжений в пружине форсунки на режиме максимального

Рис.2. Осциллограмма того же процесса при использовании шлейфа с частотой 1200 Гц

Заключение

Представленные формулы позволяют рассчитать ошибку радиального положения поршня в бесшатунном двигателе при наличии технологических и монтажных погрешностей. С помощью этих формул можно исследовать кинематическую точность двигателя на стадии проектирования и доводки и выбрать рациональные величины элементов, а также и оптимальную конструкцию двигателя.

Список литературы:

1. Мищенко Н.И. Нетрадиционные малоразмерные двигатели внутреннего сгорания. В 2 томах. Т. 1. Теория, разработка и испытание нетрадиционных двигателей внутреннего сгорания. – Донецк: «Левбедь», 1998. – 228 с. 2. Бруевич Н.Г. Точность механизмов. – М. – Л.: ОГИЗ, 1946. – 334 с.

дельно допустимым, и поэтому важно правильно определять их величину уже на стадии проектирования. Ясно, что при динамическом анализе этой пружины не удастся ограничиться применением поправочных "квазистатических" коэффициентов и придётся использовать такую расчётную методику, для которой динамика – это фундамент, а статика – простой частный случай. Проблема состояла в том, что методики, которую можно было рекомендовать для широкого использования, не существовало и её предстояло разработать. Известные аналоги были излишне сложными [5], недостаточно точными [6,7] или ограниченными [8] в передаче всей картины колебаний. Кроме того, они слишком упрощённо описывали граничные условия на шлифованных торцах пружины.

Авторами был разработан расчётный комплекс для проведения динамического анализа цилиндрических пружин сжатия, опирающихся на подогнутый виток; к этому классу относятся все пружины топливной аппаратуры. Теоретические основы и алгоритмы используемых методов описаны в работах [9-14]. В статье дана общая характеристика методов и приведены примеры задач, которые решаются при проектировании пружин дизельной топливной аппаратуры. Соз-

дание современной методики динамического анализа пружин актуально и для других отраслей техники; поэтому в расчётном комплексе предусмотрена возможность анализа пружины, изготовленной из прута прямоугольного или эллиптического сечения.

Математическая модель пружины

Комплекс использует наиболее подробную из известных динамических моделей цилиндрической пружины – модель винтового бруса [5], учитывающую 6 степеней свободы поперечного сечения витка. Матричная и операторная запись дифференциальных уравнений и граничных условий модели приведена в [9,10]:

$$M \cdot (\ddot{\bar{x}} + \mu \cdot \dot{\bar{x}}) = ((\partial/\partial\theta) \cdot I - B) \cdot (\bar{q} + f \cdot F[\bar{q}]) ; \quad (1)$$

$$C \cdot \bar{q} = ((\partial/\partial\theta) \cdot I + B^T) \cdot \bar{x} ;$$

$$\bar{x}(\theta_0) + G_+ \cdot \bar{q}(\theta_0) = 0 ; \quad \bar{x}(-\theta_0) + G_- \cdot \bar{q}(-\theta_0) = \bar{x}_0(t),$$

где \bar{x}, \bar{q} – векторы нормированных координат и обобщённых сил поперечного сечения пружины; θ – координата винтовой оси пружины, $\theta \in [-\theta_0; \theta_0]$, $\theta_0 = \pi \cdot i_g$; i_g – число рабочих витков; M, C – диагональные матрицы инерционных коэффициентов и коэффициентов податливости; B – матрица связи координат; I – единичная матрица; G_+, G_- – матрицы податливости опорных витков; μ, f – коэффициенты внешнего и внутреннего трения; $F[.]$ – оператор трения Бока–Шлиппе–Колара [15,16]; \bar{x}_0 – координаты движущейся опоры; t – время.

В [11] на основе решения контактной задачи для шлифованных торцов пружины разработан оригинальный метод формирования граничных условий (матриц податливости G_{\pm}). Показано, что при осевом перемещении опоры в пружине возбуждаются продольные колебания, включающие три формы деформации витка – перемещение, кручение и изгиб. Деформациям отвечают перерезывающая сила F_p , а также моменты кручения M_k и изгиба M_i .

Модель кроме сил упругости и сил инерции

Таблица 1. Начальный отрезок спектра пружины форсунок дизеля ЯМЗ-238 (6 рабочих витков, индекс 3)

"чётный" спектр, кГц	"нечётный" спектр, кГц
2.0954	3.1084
3.0824	4.1282
5.5882	5.9042
6.2348	7.2088
8.0583	8.0588
8.6179	8.8668
9.3570	12.2891
16.2436	20.7929
25.8160	31.2476
37.0428	43.1665
49.5897	56.2870

учитывает внутреннее и внешнее трение, возникающее в витках деформируемой пружины [14]. При описании внутреннего трения использована гипотеза об его гистерезисной природе, которая подтверждена выполнен-

ными экспериментами. Логарифмический декремент внутреннего трения по результатам исследования пружин плунжеров и форсунок (без топлива в корпусе) составил 0.06 ... 0.08.

Внешнее трение действует на пружины клапанов и форсунок; значение коэффициента внешнего трения μ найдено линеаризацией формулы из справочника [17] для силы сопротивления движению обтекаемого тела:

$$\mu = k \cdot \frac{\rho_T}{\rho} \cdot \frac{V_{cp}}{\pi} \cdot (\Delta d_1^{-1} + \Delta d_2^{-1}), \quad k \approx 0.4,$$

где ρ_T, ρ – плотности топлива и стали; V_{cp} –

средняя квадратическая скорость витков; $\Delta d_{1,2}$ – диаметральные зазоры между пружиной и стенками канала, в котором она установлена.

К модели подключены расчётные блоки, позволяющие выполнить полный динамический анализ полученного решения, в частности:

- определить максимальные касательные напряжения в пружине, в том числе – с учётом заневоливания её витков;
- убедиться в отсутствии соударений витков (при необходимости – учесть соударения);
- оценить количество тепла, выделяемое в сечениях пружины, и определить максимальную температуру пружины, в том числе – при переходных процессах.

Заметим, что уравнения, описывающие колебания пружины с учётом соударения витков, а также формулы для расчёта диссипации механической энергии, не являются линейными, что делает решаемую задачу ещё более сложной.

Спектр пружины и её гармоники

Известно (см., напр., [18]), что решение задачи для вынужденных колебаний часто использует решение задачи о свободных колебаниях. Такой же подход был использован в [13] при разработке комплекса, предназначенного для динамического анализа пружины. При определении собственных частот пружины применён оригинальный алгеб-

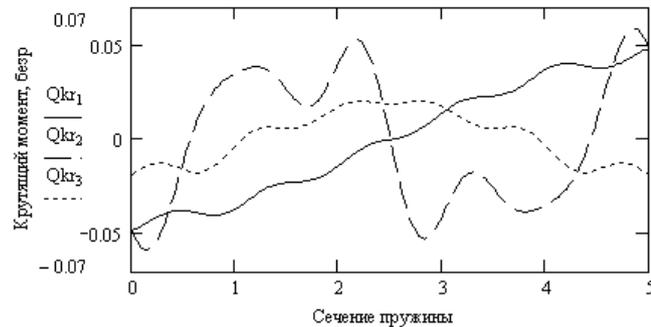


Рис.3. Момент кручения для основной гармоники и двух главных субгармоник (пружина плунжера; 5 рабочих витков; индекс 8)

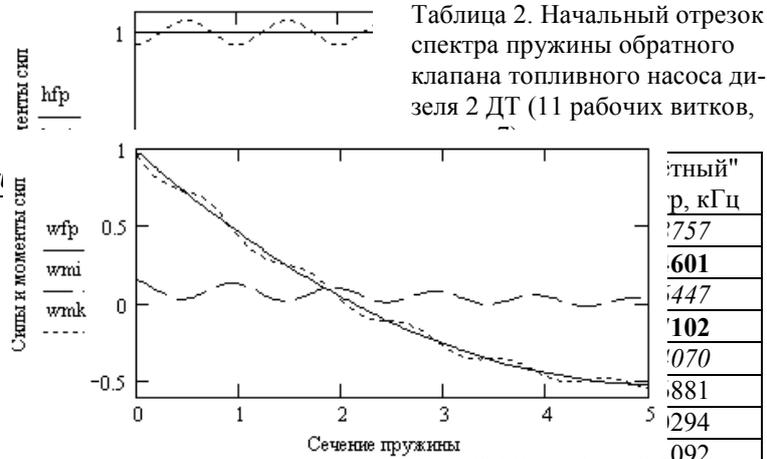
раический метод последовательной локализации спектра [12], основанный на свойствах самосопряжённых дифференциальных операторов. Спектр пружины зависит от граничных условий (матриц G_{\pm}). Показано, что существует такой тип граничных условий (шарнирная заделка опор пружины), при котором все точки спектра вычисляются как корни простейших тригонометрических уравнений. Отталкиваясь от этого начального распределения спектра, удаётся после нескольких итераций найти собственные числа для граничных условий жёсткой (когда $G_{\pm} = 0$) или упругой заделки ($G_{\pm} \geq 0$). При этом в силу идентичности формы обоих опорных витков спектр разделяется на две независимо определяемые части – "чётную" и "нечётную" (см. табл.1). Соответственно этому, как показано в [13], гармоники пружины также относятся к двум группам. Каждая гармоника состоит из двух вектор-функций: собственных форм деформаций $\vec{x}_k(\theta)$ и сил $\vec{q}_k(\theta)$. Формы $\vec{x}_k(\theta)$ ортогональны по кинетической, а формы $\vec{q}_k(\theta)$ – по потенциальной энергии [15]. Основная гармоника относится к чётной группе спектра; её крутящий момент – нечётный относительно середины пружины (рис.3). Кроме основной гармоники в таблицах выделены жирным шрифтом две главные субгармоники, частоты которых кратны основной частоте, а курсивом – основная крутильно-изгибная диада близких собственных частот. У длинных клапанных пружин число главных субгармоник возрастает; кроме того, появляются субгармоники и у крутильно-изгибной диады (табл.2). Свободные колебания пружины являются затухающими и полигармоническими, их демпфированные частоты меньше собственных на 1 ... 2 %.

При описании пружины моделью эквивалентного стержня [7] все собственные частоты кратны основной, а субгармоники – главные. Наличие некратных собственных частот объясняется сложной пространственной формой пружины, объединяющей несколько взаимодействующих колебаний. При плоскопараллельном движении опоры пружины (что характерно для пружин плунжеров и форсунок, а также для большинства пружин нагнетательных клапанов) амплитуды основной гармоники и главных субгармоник преобладают над остальными. Но для получения вы-

а

сокой точности (что особенно важно для моделирования ударов) в методе используется около сотни собственных частот и гармоник.

В плоских обратных клапанах, установленных с большим диаметральной зазором, переме-



шение опоры пружины может сопровождаться качанием, что вызывает интенсивные колебания на частотах крутильно-изгибной диады. Разработанный комплекс позволяет проанализировать этот случай деформации пружины, но в публикации он не учитывается.

8.2256	8.9784
9.2293	9.2775
9.5384	9.5495
10.0129	12.1512
14.6646	17.4130

В работе [11] при использовании расчётного комплекса проанализировано влияние качества изготовления опорных поверхностей пружины на её статические и динамические характеристики. Показано, что для стабилизации жёсткости и основной собственной частоты пружины достаточно обеспечить устойчивый трёхточечный контакт на шлифованном торце и точечный контакт между поверхностями рабочего и опорного витка.

Данные табл.1 позволяют объяснить различие рис.1, 2. В шлейфах осциллографа за счёт вязкого трения обеспечивается высокий коэффициент успокоения, что на частотах, превышающих собственную частоту шлейфа, занижает регистрируемые амплитуды колебаний.

Квазистатическое решение.

Если в уравнениях (1) пренебречь силами инерции и трения, то решения для деформаций и сил будут пропорциональны мгновенному значению перемещения опоры $h(t)$:

$$\vec{x}(t, \theta) = h(t) \cdot \vec{x}h(\theta); \quad \vec{q}(t, \theta) = z \cdot h(t) \cdot \vec{q}h(\theta),$$

где z – жёсткость пружины.

Формы деформаций $\vec{x}h(\theta)$ и сил $\vec{q}h(\theta)$ зависят от граничных условий и рассчитываются по формулам работы [11], компоненты вектор-функции

$$\vec{q}h(\theta) = (hfp \quad hmi \quad hmk)$$

изображены на рис.4 а (для пружины плунжера с 5-тью рабочими витками и индексом 8).

Для пружин форсунок и плунжеров, имеющих малое число витков, на графиках моментов кручения и изгиба заметна синусоидальная компонента с длиной волны, равной длине витка; у длинных пружин клапанов амплитуда этой компоненты близка к нулю.

Полученное решение называется статическим; оно отвечает условию равновесия пружи-

ны. Статическое решение является частью решения уравнений (1), вторые слагаемые этого решения (обозначим их $\vec{\delta x}$ и $\vec{\delta q}$) описывают отклонение от точки равновесия.

Отклонения, в свою очередь, имеют статические составляющие, которые пропорциональны мгновенному значению ускорения движущейся опоры $\ddot{h}(t)$:

$$\vec{\delta x}(t, \theta) = \ddot{h}(t) \cdot \vec{xw}(\theta); \quad \vec{\delta q}(t, \theta) = \frac{m}{3} \cdot \ddot{h}(t) \cdot \vec{qw}(\theta),$$

где m – масса рабочих витков пружины, а компоненты этого "квазистатического" решения $\vec{qw}(\theta) = (wfp \ wmi \ wmk)$ (для той же пружины плунжера) показаны на рис.4 б.

Использование квазистатического решения объясняет происхождение т.н. "приведенной" массы пружины, составляющей третью часть массы рабочих витков. В то же время, и это следует подчеркнуть особо, ни статическое, ни квазистатическое решение (а также их сумма) не учитывают колебания витков пружины.

Численно-аналитический метод решения

Для учёта колебаний к статическому и квазистатическому решению необходимо добавить "динамическое решение", представляющее собой бесконечную (на практике – конечную, но достаточно большую) сумму гармоник:

$$\vec{q}_{\text{дин}}(t, \theta) = \sum h_k(t) \cdot \vec{q}_k(\theta). \quad (2)$$

Мгновенные значения амплитудных коэффициентов $h_k(t)$ играют в этом решении ту же роль, что и перемещение опоры $h(t)$ для статического и ускорение $\ddot{h}(t)$ для квазистатического решения. Но эти коэффициенты зависят не от мгновенных характеристик, а от всего предшествующего движения опоры, и являются решениями дифференциальных уравнений

$$\ddot{h}_k + (\mu + f \cdot \omega_k) \cdot \dot{h}_k + \omega_k^2 \cdot h_k = -\psi_k \cdot \ddot{h}(t), \quad (3)$$

где ω_k – собственная круговая частота гармоники; ψ_k – коэффициент разложения статического решения $\vec{xh}(\theta)$ в обобщенный ряд Фурье по собственным формам $\vec{x}_k(\theta)$.

Уравнения (3) интегрируются при однородных начальных условиях $h_k(0) = \dot{h}_k(0) = 0$ или (для установившихся колебаний с продолжительностью рабочего цикла T_u) – при условиях непрерывности на границе цикла: $h_k(T_u) = h_k(0)$; $\dot{h}_k(T_u) = \dot{h}_k(0)$.

Общее решение этого уравнения содержит

интегралы, поэтому получить аналитическое решение для задачи о колебаниях пружины невозможно. Но в силу его линейности у уравнения существует численно-аналитическое решение, использующее интегралы Дюамеля [18,7] с ядрами Коши (для задач о неустановившихся колебаниях) или Фредгольма (для задач об установившихся колебаниях). Это решение было найдено для уравнений (3) и использовано в сумме (2). В результате получены численно-аналитические решения системы уравнений (1):

в случае затухающих колебаний (пружина форсунки и клапана) –

$$\vec{q}(t, \theta) = z \cdot h(t) \cdot \vec{qh}(\theta) + \frac{m}{3} \cdot \ddot{h}(t) \cdot \vec{qw}(\theta) + \int_0^t \vec{K}_q(t - \zeta, \theta) \ddot{h}(\zeta) d\zeta; \quad (4)$$

в случае незатухающих периодических колебаний (пружина плунжера) –

$$\vec{q}(t, \theta) = z \cdot h(t) \cdot \vec{qh}(\theta) + \frac{m}{3} \cdot \ddot{h}(t) \cdot \vec{qw}(\theta) + \int_0^{T_u} \vec{K}_T(t, \zeta, \theta) \ddot{h}(\zeta) d\zeta, \quad (5)$$

где \vec{qh} , \vec{qw} – статическая и квазистатическая компоненты решения; $\vec{K}_q(t, \theta)$ – ядро Коши; $\vec{K}_T(t, \zeta, \theta)$ – ядро Фредгольма,

$$\vec{K}_T(t, \zeta, \theta) = \begin{cases} \vec{K}_\infty(t - \zeta, \theta), & \zeta \leq t \\ \vec{K}_\infty(t - \zeta + T_u, \theta), & \zeta > t \end{cases}$$

$$\vec{K}_\infty(t, \theta) = \sum_0^\infty \vec{K}_q(t + j \cdot T_u, \theta).$$

Ядро Коши описывает реакцию пружины на единичный скачок ускорения.

От конкретного закона деформирования пружины статические, квазистатические и динамические компоненты (ядра) не зависят и могут быть рассчитаны заранее. Для получения ядер используются аналитические методы, а интегрирование в формулах (4) и (5) выполняется численно. Такие методы решения называются численно-аналитическими.

Построение ядра является наиболее трудоёмким этапом решения, поэтому максимальную эффективность численно-аналитические методы демонстрируют при массовых расчётах в задачах оптимизации, когда анализируются различные законы деформирования одной и той же пружины. Но они достаточно эффективны и при единичных расчётах, поскольку хорошо структурированы, имеют простой и понятный алгоритм.

Прочностной динамический расчёт пружины форсунки

К началу очередного рабочего цикла колебания витков этой пружины полностью затухают. В пружинной проволоке круглого сечения касательные напряжения τ определяются как взвешенная сумма момента кручения Mk и перерезывающей силы Fp :

$$\tau = \frac{16}{\pi d^3} \left(Mk \cdot \left(1 + \frac{0.64}{c} + \frac{0.35}{c^2} \right) + d \cdot Fp \cdot \left(0.31 + \frac{0.26}{c} \right) \right),$$

где d – диаметр пружинной проволоки; c – индекс пружины.

Используя равенство (4), получаем зависимость напряжений τ от деформации $h(t)$ в форме интегралов Дюамеля с ядрами Коши. Ядра строятся для многих сечений, распределённых по всей длине пружины, что позволяет найти максималь-

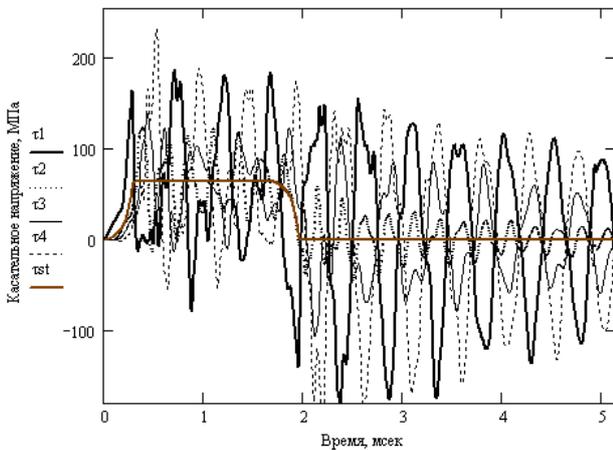


Рис.5. Динамическая составляющая касательных напряжений в четырёх сечениях пружины форсунки на номинальном режиме дизеля ЯМЗ-238

ное напряжение τ_m . Результат применения такого подхода проиллюстрирован на рис.5. Максимум касательного напряжения в 4 раза превысил уровень, соответствующий аналогичной статической

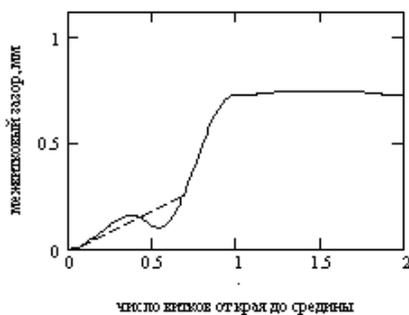


Рис.6. Форма межвиткового зазора при предварительной затяжке пружины форсунки (пунктир – после заневоливания)

деформации, и был зафиксирован у неподвижной опоры – примерно там же, где наклеивался тензодатчик. Расчётные и экспериментальные значения практически совпали.

Динамический анализ заневоленной пружины

Предварительной затяжке форсуночной пружины отвечает статическая компонента касательных напряжений $\tau_{cm}(\theta) \approx 500$ МПа; зависимость этой величины от координаты вызвана изменением крутящего момента (рис.3 а). Сумма

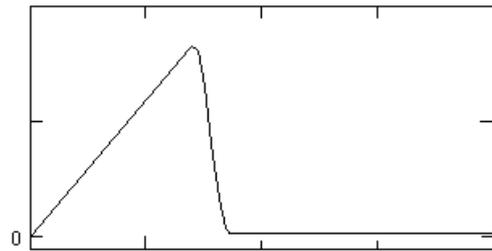


Рис.7. Форма дополнительного импульса скорости при соударении рабочего витка с опорным

$\tau_m + \tau_{cm}$ в 1,5 ... 2 раза превышает допустимый для таких пружин уровень $\tau_o \approx 300...350$ МПа. Поэтому, при изготовлении пружины проводится заневоливание, снижающее величину τ_{cm} за счёт управляемой пластической деформации [19]. Заневоливание непосредственно не влияет на динамическую компоненту напряжений; вместе с тем, эта технологическая операция "рихтует" пружину (рис.6) и уменьшает зависимость напряжений τ_{cm} от координаты θ .

В случаях превышения уровня τ_o пластическая деформация пружины будет продолжена и в ходе её эксплуатации, что приведёт к снижению давления открытия иглы форсунки. Допустимое напряжение τ_o зависит от температуры [19]. При работе форсуночной пружины высокооборотного дизеля в её витках выделяется тепловая мощность 0.3 ... 0.5 Вт, что, с учётом малых размеров и при отсутствии охлаждения, может увеличить температуру пружины на 40 ...50 °С и более. В форсунках традиционного типа пружина эффективно охлаждается топливом, просочившимся через прецизионный зазор. Тем не менее, чтобы обезопасить пружину форсунки от усадки, следует выполнять заневоливание при повышенной температуре (что, к тому же, сокращает длительность технологической операции [19]).

Анализ пружины с "посаженными" витками

Для ограничения динамической компоненты касательных напряжений пружины некоторые конструкторы (напр., в ПО "Волгадизельмаш")

рекомендовали уменьшать межвитковый зазор, что, по их замыслу, будет ограничивать колебания. Форма межвиткового зазора показана на рис.6; участок пологого изменения может быть короче указанного на рисунке. У некоторых пружин, напр., в дизеле ЯМЗ-238, зазор на этом участке ликвидируется уже в статике, при установке пружины в форсунку, у других – он сохраняется, но может на время пропадать в динамике, при подъёмах иглы.

В работе [20] описана методика расчёта пружины с учётом соударения витков. Особенность пружин дизельной топливной аппаратуры за-

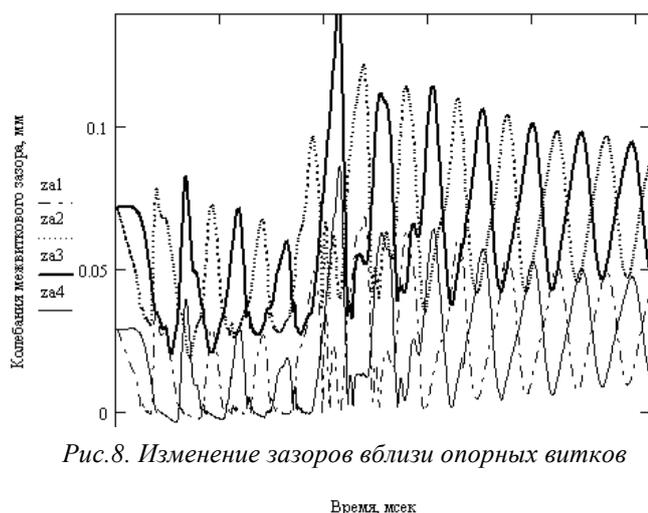


Рис.8. Изменение зазоров вблизи опорных витков

ключается в том, что место соударения витков известно – у опор. При этом удар происходит сразу на отрезке пологого изменения зазора, а импульс скорости, сообщаемой движущемуся витку, имеет треугольную форму (рис.7). Такой импульс раскладывается в обобщённый ряд Фурье по собственным формам пружины; это разложение даёт полный набор начальных условий для расчёта свободного дополнительного колебания, которое накладывается на вынужденное колебание пружины, вызванное движением опоры (подробнее – в [20]). Удар считается упругим; коэффициент отскока равен $5/9$ [17]. Однако, как показали результаты расчёта (рис.8), в пружине с посаженными витками, в основном, наблюдаются серии слабых множественных ударов, которыми в рамках принятой модели описывается неупругий удар. Серии таких ударов попеременно происходят у обоих концов и приводят к значительному увеличению общего уровня вибрации пружины, а также в 1.5 ... 2 раза повышают её рабочую температуру. Данные, приведенные на рис.8, свидетельствуют о правильной локализации ударов: близкие к этим отрезкам сечения прекращают своё сближение с опорой, и расширение зоны соударения не происходит.

Расчёты, выполненные для многих форсу-

нок, показали, что рекомендуемая "посадка" витков позволяет уменьшить уровень касательных напряжений в крайних сечениях пружины, но при этом наблюдается практически адекватное увеличение напряжений во внутренних сечениях. Поэтому проанализированный метод борьбы с высокими касательными напряжениями в пружине форсунки не эффективен.

Конструкторы и технологи нередко стремятся выполнить глубокое заневоливание форсуночной пружины, сжимая её до соприкосновения витков. При этом они надеются обеспечить надёжную стабилизацию параметров форсуночной пружины при её эксплуатации, однако эти надежды часто оказываются напрасными.

Во-первых, сближение витков при работе пружины сопровождается колебаниями крутящего момента, что увеличивает касательные напряжения (как показали расчёты – на 5...10 %). Эти дополнительные напряжения, которых не было при статическом заневоливании, пружины не разрушат, но станут причиной продолжающейся пластической деформации и усадки витков при её эксплуатации. Во-вторых, смыкание витков пружины вблизи опор ограничивает возможность эффективного заневоливания этой части пружины. Кроме того, после глубокого заневоливания форсуночная пружина имеет малый межвитковый зазор, и это увеличивает опасность соударения витков.

Поэтому, вместо концепции глубокого заневоливания рекомендуется пользоваться методикой [18], а также проводить заневоливание при повышенной температуре.

Из сказанного следует: для надёжного прогнозирования максимального уровня касательных напряжений необходимо использовать динамическую модель пружины, которая учитывает её пространственную форму и крутильные колебания витков; модель эквивалентного стержня этим требованиям не удовлетворяет.

Влияние колебаний пружины на движение клапана и иглы

При проектировании дизельных топливных систем широко используются методы гидродинамического расчёта. Возможности современной измерительной и вычислительной техники позволяют качественно изменить эти методы, использовать уточнённые физические и математические модели. В методиках МГТУ и МАДИ учтено большое число новых факторов, влияющих на процесс топливоподачи [21]: двухфазное состояние топлива, устойчивость нестационарного ламинарного течения, изменение температуры топлива при сжатии, податливость деталей, и ряд других. Однако в этих методиках не учтены колебания витков пружин клапана и форсунки.

Основной период колебаний пружины клапана топливного насоса близок к 1 мс (см., напр., табл.2), что для высокооборотных дизелей соизмеримо с длительностью процесса топливоподачи и превосходит продолжительность распространения импульса давления по трубопроводу. Существенное запаздывание этого импульса при движении от насоса до форсунки послужило, в своё время, одной из причин перехода к моделям, учитывающим колебания давлений и скоростей топлива в трубопроводе. Однако главной причиной перехода к уточненным моделям является несоответствие результатов расчёта экспериментальным данным.

Оциллографирование перемещения нагнетательного клапана выполняется редко; к тому же недостатки используемой модели пружины становятся заметными не на всех режимах работы насоса. Тем не менее, исследования топливной аппаратуры форсированных комбайновых двигателей, которые проводились В.А. Диковым в ХПИ и Б.Н. Файнлейбом в ЦНИТА, выявили качественные различия между характеристиками движения клапана, предсказанными расчётом и наблюдаемыми в эксперименте.

Традиционная модель клапанной пружины предполагает равномерное деформирование её витков. При этом сила пружины зависит от мгновенных значений перемещения и ускорения клапана:

$$F_{st}(t) = z \cdot h(t) + m/3 \cdot \ddot{h}(t), \quad (6)$$

а движение клапана под действием этой силы описывается простейшим уравнением колебаний математического маятника (без демпфирования). Использование модели при гидродинамическом расчёте указанной топливной аппаратуры приводило к завышенной амплитуде колебаний клапана и, как следствие, значительной пиковой перегрузке привода, чего не наблюдалось в эксперименте. Для устранения различий Б.Н. Файнлейб включил в расчёт клапана демпфирующую силу [22], пропорциональную скорости; происхождение силы связывалось с вязкостью обтекающего потока, но для такого объяснения эф-

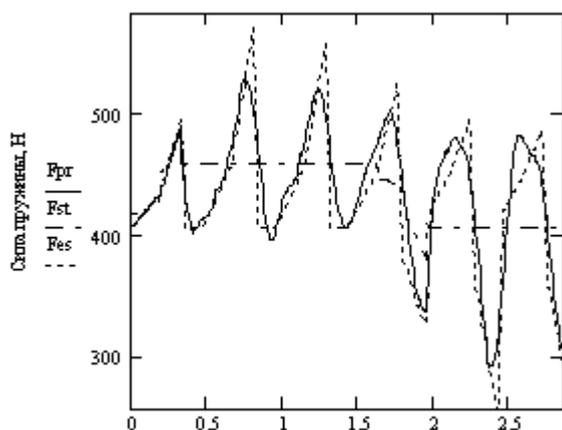


Рис.9. Расчётные значения силы пружины форсунки при использовании разных математических моделей (двигатель ЯМЗ-238; режим максимального крутящего момента)

фекта коэффициент пропорциональности был велик.

В работе [3] было показано, что если воспользоваться простейшей динамической моделью продольных колебаний витков пружины (моделью эквивалентного стержня), то указанный демпфирующий член появится автоматически, а его величина практически совпадёт с эмпирическим значением, найденным Б.Н. Файнлейбом. Но теперь эта величина определена параметрами пружины и получила бесспорное теоретическое обоснование.

Важнейшим преимуществом модели эквивалентного стержня является наличие аналитического решения – вместо текущего значения деформации пружины в формулу для силы подставляют взвешенную сумму деформаций и скоростей деформации в данный момент и несколько предшествующих моментов времени:

$$F_{es}(t) = z \cdot \left(h_0 + 1/2 \cdot \Delta h(t) + \sum_{j=1}^{t/T_0} e^{-df \cdot j} \cdot \Delta h(t - j \cdot T_0) \right), \quad (7)$$

где h_0 – предварительная деформация пружины; df – логарифмический декремент затухания колебаний, $df \ll 0.1$; T_0 – основной период колебаний пружины, $T_0 \approx 2 \cdot \sqrt{m/z}$;

$$\Delta h(t) = (T_0 \cdot \dot{h}(t) + df \cdot h(t))$$

Сопоставление этой динамической модели с более точной моделью (1), учитывающей пространственную форму пружины, а также с "квазистатической" формулой (6), проиллюстрировано на рис.9. Точность квазистатической формулы оказалась недостаточной. Результаты применения динамических моделей также разнятся, и это главным образом объясняется тем, что при внутреннем трении субгармоники затухают быстрее основной гармоники; формула (7) этого не учитывает. В работе [7] данный недостаток модели устранён, но для вязкого трения, а в стальных пружинах трение гистерезисное.

Тем не менее, на участках перемещения иглы и в зоне возможных дополнительных впрысков модель эквивалентного стержня обеспечивает достаточную точность. Поэтому указанное уточнение, которое не влияет на трудоёмкость гидродинамического расчёта, может быть рекомендовано для повсеместного использования, в т.ч. для динамического анализа новых гидромеханических узлов, снабжённых большим числом быстродействующих клапанов. Особую актуальность рекомендация приобретает для анализа частичных режимов, где наблюдается неполный подъём иглы форсунки и возможны колебания остаточного давления.

Формула (7) для определения силы пружины использована при разработке универсальной методики [23] гидродинамического расчёта дизельной топливной аппаратуры и применяется при проектировании этой аппаратуры, выпускаемой на харьковских заводах. В отдельных случаях,

когда предъявлялись особые требования к качеству моделирования динамики клапанов, формула (7) заменялась интегралом Дюамеля (4).

Колебания пружины плунжера

Колебания витков этой пружины к началу очередного цикла подъёма плунжера не затухают, поэтому динамика пружины плунжера описывается интегральной формулой (5). При этом в зависимости от соотношения между периодом основной гармоники T_0 и продолжительностью цикла T_u , рабочие режимы пружины делятся на нерезонансные и резонансные; главные субгармоники резонируют одновременно с основной гармоникой. В рядных насосах выполнено условие $T_u > 15 \dots 20 \cdot T_0$, и благодаря большому соотношению периодов существенного резонирования гармоник не происходит. В насосах распределительного типа, где пружина плунжера фактически всё время находится в движении, указанное отношение уменьшается и составляет 7 ... 10 (табл.3), что не обеспечивает эффективного затухания гармоник. В результате, например, возникают заметные колебания силы пружины плунжера, что может привести к нарушению в работе привода плунжера (рис.10, F_{ot} - сила инерции, отрывающая ролик от кулачка).

Пружина плунжера, в отличие от форсуночной и клапанной, не имеет эффективного жидкостного охлаждения, поэтому при её проектировании необходимо учитывать возможность чрезмерного разогрева, который приведёт к частичной потере упругости. Мощность теплового потока, выделяемого резонирующей пружиной, невелика и составляет 0.1 ... 0.3 Вт, но, если нет хорошего теплоотвода в окружающую среду, то такая пружина может разогреться до температуры 80 °С и более. На нерезонансных режимах количество выделяемого тепла уменьшается в 5 и более раз.

Общее количество тепла, выделяемое в пружине за цикл деформации, равно работе силы пружины, и эту работу несложно определить в

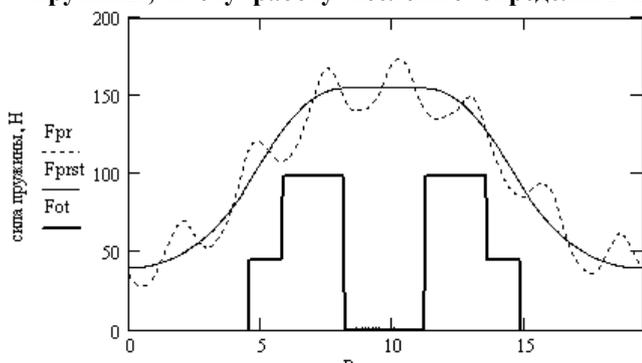


Рис.10. Влияние колебаний пружины на выполнение условия замыкания пары кулачок – ролик в насосе НД-22/6 на номинальном режиме дизеля СМД-31

рамках любой методики расчёта пружины. К достоинствам нового расчётного комплекса следует отнести то, что он (впервые для пружин данного класса) позволяет найти распределение этого тепла по длине пружины, а также по видам деформации (рис.11). Как и следовало ожидать, основное количество тепла выделяется за счёт кручения проволоки, которое для цилиндрических пружин сжатия является главной формой деформации.

Мгновенная мощность N тепловыделения на отрезке пружины, заключённом между сечениями с координатами θ_1 и θ_2 , определяется формулой:

$$N = k_f \cdot f \cdot \int_{\theta_1}^{\theta_2} (\dot{q})^T \cdot C \cdot F[\dot{q}] d\theta;$$

Поправочный коэффициент $k_f \approx 0.5$ позволяет

Таблица 3. Спектр пружины плунжера топливного насоса НД-22/6 (5 рабочих витков, индекс 8). Звуковой диапазон, Гц.

"чётный" спектр	"нечётный" спектр
358.6	539.6
531.9	701.7
934.2	985.1
1058.3	1164.2
1278.3	1280.3
1446.2	2052.5
2847.5	3777.6
4824.8	5979.5
7235.4	8587.7
10032.3	11566.3
13186.2	14889.5
16673.2	18536.0

учесть то, что около 50% тепла выделяется при сухом трении в опорах; при расчёте колебания витков это трение (которое сложно линеаризовать) учитывалось за счёт соответствующего увеличения коэффициента f внутреннего трения. Расчёт тепловыделения производится после выполнения динамического расчёта пружины, когда скорость изменения вектора обобщённых сил \dot{q}

уже известна.

График плотности тепловыделения, в основном, повторяет форму графика квадрата момента кручения для основной гармоники, которая резонирует на этом режиме, и по этой причине он близок к симметричному. Аналогичной (чётной) симметрией обладает плотность тепловыделения в форсуночной пружине, причём на всех режимах работы дизеля. На нерезонансных режимах работы пружины плунжера это свойство симметрии не сохраняется; здесь больше тепла выделяется у неподвижной опоры.

Комплекс позволяет описать процесс тепловыделения и внутри цикла деформации, что даёт возможность контролировать динамический расчёт пружины путём параллельного расчёта энергетического баланса. Однако, с учётом высокой инерционности процесса нагрева материала пружины

жины, при тепловом расчёте пружины мгновенная мощность N тепловыделения заменяется средней по циклу величиной $Q(t, \theta)$.

Уравнение термодинамики для пружины плунжера имеет вид:

$$\rho \cdot c_T \cdot \frac{\partial T}{\partial t} = -\frac{4 \cdot \lambda}{d^2} \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} - \frac{4 \cdot k}{d} \cdot T + Q(t, \theta), \quad (8)$$

где $T(t, \theta)$ – нестационарное поле температур; c_T, λ – удельная теплоёмкость и коэффициент теплопроводности стали; k – коэффициент теплоотдачи на поверхности проволоки.

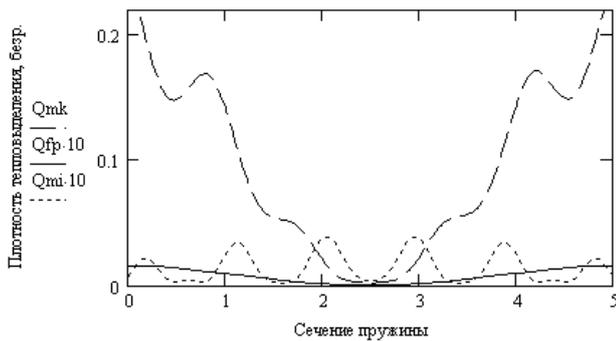


Рис.11 Форма плотности тепловыделения для деформации кручения, сдвига и изгиба на резонансном режиме работы пружины

В работе [18] описан алгоритм решения уравнения (8), использующий метод Фурье разделения переменных и интегралы Дюамеля. Анализ решения показал, что максимум температуры расположен в центральной части пружины. Выделение большей части тепла в районе опор является благоприятным фактором, снижающим величину максимальной температуры. Тем не менее, на резонансных режимах, где высока амплитуда колебаний, могут иметь место соударения

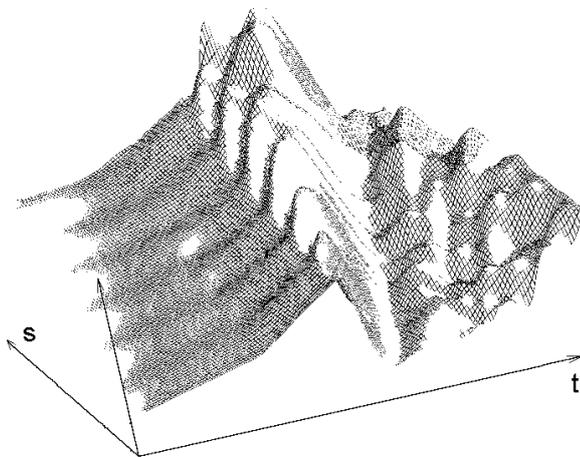


Рис.12. Распространение волны касательного напряжения по пружине форсунки (t – время; s – длина отрезка винтовой оси)

рабочих и опорных витков, что резко повысит мощность тепловыделения. Поэтому при проектировании насосов распределительного типа следует учитывать указанные факторы и исключить возможность длительной работы аппаратуры на опасных резонансных режимах.

Одной из причин высокого уровня вибрации плунжерных пружин являются мягкие удары (скачки ускорения), возникающие при сопряжении дуговых участков профиля кулачка. Отказаться от мягких ударов невозможно – это уменьшит скорости нагнетания топлива плунжером. Однако уровень вибрации можно снизить путём перехода к несимметричным кулачкам и специального проектирования участка опускания толкателя [24]. Частичное решение проблемы даёт профилирование этого участка дугой одного радиуса. При динамическом анализе плунжерных пружин необходимо учитывать податливость и колебания кулачкового привода [21]; численно-аналитическое решение (5) как нельзя лучше приспособлено для этого.

При выводе уравнения (8) принято, что опоры пружины и окружающая среда имеют нулевую температуру, а коэффициент теплоотдачи мал. Для клапанов и форсунок указанные допущения неприемлемы, и уравнение термодинамики пружины усложняется. При большом коэффициенте теплоотдачи и малом индексе (а значит относительно массивных витках) приходится учитывать распределение температуры внутри сечения проволоки, которое зависит от вклада отдельных видов деформации в общий объём выделяемого тепла.

Основные выводы и рекомендации

1. Колебания витков пружин дизельной топливной аппаратуры оказывают значительное влияние на их прочность и долговечность, а также на кинематические характеристики гидромеханических узлов, в которых они установлены.
2. Квазистатическая формула (6) для силы пружины клапана или форсунки, используемая в большинстве методик гидродинамического расчёта дизельной топливной аппаратуры, имеет высокую погрешность, и её целесообразно заменить формулой (7).
3. Для адекватного описания рабочих касательных напряжений в витках пружин дизельной топливной аппаратуры необходимо использовать динамические модели, учитывающие реальную пространственную форму пружины, а также возможность соударения крайнего и опорного витка.
4. Разработан новый расчётный комплекс, который позволяет определять максимальные касательные напряжения, рабочие усилия и уровень нагрева цилиндрической пружины, опирающейся на подогнутый виток со шлифованным торцом. Доказана эффективность этого комплекса для решения задач проектирования дизельной топливной аппаратуры.

Пакет прикладных программ для проведения углублённого динамического анализа цилиндрических пружин сжатия с учётом всех форм колебаний, использующий оболочку Mathcad 11.0, будет выслан всем желающим; наш электронный адрес: agrig@kpi.kharkov.ua.

Для детальной визуализации процесса деформации пружины используется трёхмерная графика (рис.12). Специалистам из стран Содружества передача пакета проводится на безвозмездной основе.

Список литературы:

1. Агеев Б.С., Чурсин В.В. Исследование динамической нагруженности пружин топливного насоса высокого давления среднеоборотного дизеля // Двигателестроение.- 1980.- № 6.- С.31-34. 2. Агеев Б.С., Чурсин В.В. Метод экспериментального исследования пружин топливного насоса дизеля.- М.: ЦНИИИнформаш, 1977.- Вып.4-77-19. - С.17-21. 3. Григорьев А.Л. Разработка методов интенсификации процесса топливоподачи в топливной аппаратуре высокооборотных дизелей.- Дис ... канд. тех. наук.- Харьков, 1988.-352с. 4. Григорьев А.Л., Хесин А.Я. Оптимизация параметров аккумулирующей топливной аппаратуры с пружинным приводом плунжера // Вестник ХГПУ. – Харьков, 2000.-Вып.89.-С.97-104. 5. Асланян А.Г., Гулин А.В., Картышов С.В. Расчет собственных частот и форм колебаний цилиндрической пружины // Математическое моделирование, Т.2.-1990.- № 8.-С.21-30. 6. Агеев Б.С., Чурсин В.В. О расчёте действительных усилий в пружинах форсунок дизеля // Энергомашиностроение.-1977. - №5.- С.11-14. 7. Грунауэр А.А., Тартаковский И.И., Григорьев А.Л. О связи силы пружины с законом её деформирования // Теория механизмов и машин. – Харьков: Вища школа.– Вып.39. – 1985.- С. 7-22. 8. Грунауэр А.А., Григорьев А.Л., Вештак И.А. Продольный удар по цилиндрической пружине с малым индексом и особенности его динамического расчета // Теория механизмов и машин.- Харьков: Вища школа, 1987.-Вып.42.-С.49-55. 9. Григорьев А.Л., Дериеенко А.И. Операторные уравнения для определения частот собственных колебаний цилиндрической пружины // Високи технології в машинобудуванні. - Харків: НТУ "ХПІ", 2001.-Вып.1(4).-С.111-119. 10. Григорьев А.Л., Дериеенко А.И. Универсальная матема-

тическая модель цилиндрической пружины // Високи технології в машинобудуванні. - Харків: НТУ "ХПІ", 2004.-Вып.2(9).-С.257-264. 11. Григорьев А.Л., Дериеенко А.И. Моделирование граничных условий при анализе колебаний пружины со шлифованным торцом // Вісник КДПУ. - Кременчук, 2005.-Вып.№1(30).-С.45-52. 12. Григорьев А.Л., Дериеенко А.И. Алгебраический метод определения собственных частот продольных колебаний цилиндрической пружины // Високи технології в машинобудуванні. - Харків: НТУ "ХПІ", 2002.-Вып.1(5).-С.101-109. 13. Григорьев А.Л., Дериеенко А.И. Методика расчёта неустановившихся колебаний в цилиндрической пружине сжатия // Вісник НТУ "ХПІ". - Харків, 2005. - № 12. - С.119-128. 14. Григорьев А.Л., Вештак И.А., Дериеенко А.И. Влияние трения на колебания цилиндрических пружин топливной системы дизеля // Вісник НТУ "ХПІ". - Харків, 2003.-Вып.8.- Т.1.-С.134-145. 15. Васильев Н.В. Теория колебаний.– К.: "Вища школа", 1992.– 430с. 16. Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. Вибропоглощающие свойства конструкционных материалов. – К.: Наукова думка, 1971. – 375с. 17. Кухлинг Х. Справочник по физике.– М.: Наука, 1982.– 419с. 18. Фарлоу С. Уравнения с частными производными для научных сотрудников и инженеров.- М.: Мир, 1985.–383с. 19. Григорьев А.Л., Вештак И.А. Методика определения параметров заневоливания пружин дизельных форсунок // Високи технології в машинобудуванні. – Харків: ХДПУ, 1999.–С.93–96. 20. Григорьев А.Л., Вештак И.А. Математическая модель пружины, работающей с соударениями витков // Информационные технологии: наука, техника, технология, образование, здоровье.– Харьков: ХГПУ, 1999.-Вып.7.-Ч.2.–С.76-80. 21. Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. Топливная аппаратура и системы управления дизелей.– М.: Легион-Автодата, 2004.– 344с. 22. Файнлейб Б.Н., Крук Б.А., и др. Уточнённая методика расчёта процесса топливоподачи в дизелях на ЭЦВМ // Тракторы и сельхозмашины.–1973.- №3.–С.4-7. 23. Григорьев А.Л. Универсальный метод динамического расчёта гидромеханического узла // Вестник ХГПУ. – Харьков, 2000.-Вып.104.-С.75-84. 24. Григорьев А.Л., Вештак И.А., Иванова В.Н. Оптимальное профилирование участка опускания толкателя на кулачке топливного насоса дизеля // Вестник ХГПУ.– Харьков, 2000.- Вып.95.–С.3-11.

ВЛИЯНИЕ ВНУТРЕННЕГО ОРЕБРЕНИЯ НАГРЕВАТЕЛЯ НА ПОКАЗАТЕЛИ МАЛОМОЩНОГО ДВИГАТЕЛЯ СТИРЛИНГА МОДЕЛИ УДС-1

Энергетический и экологический кризисы заставляют создавать новые двигатели и совершенствовать известные. К последним можно отнести двигатель Стирлинга (ДС), способный работать на самых различных топливах [1]. Эти двигатели особенно эффективны в стационарных теплоэнергетических установках. При мощности до 10 кВт в этих двигателях целесообразно применять оребренные нагреватели (ОН), которые в этом мощностном диапазоне вполне конкурентоспособны с трубчатыми нагрева-

телями, в отношении изготовления, компактности и тепловой мощности [2]. Для исследования процесса теплообмена во внутренних каналах, три опытных образца ОН (№ 8, 28 и 61, основные показатели которых сведены в таблицу 1), снабжённые внутренними рёбрами (геометрические размеры которых представлены на рис. 1), подверглись испытаниям на маломощном двигателе модели УДС-1 в лаборатории кафедры «Тракторы и автомобили» Таврической государственной агротехнической академии [3; 4].

Таблица 1. Показатели изготовленных оребренных нагревателей

Наименование	Величина для варианта ОН		
	61	28	8
Условный номер варианта ОН, равный количеству внутренних каналов	61	28	8
Эквивалентный диаметр канала, мм	2,0	4,0	4,0
Угол атаки, радиан	0	0	1,29
Показатели межреберных каналов:			
- полная длина, мм	55	55	198
- объем, мл	15,10	29,11	29,94
- полная площадь поверхности, см ²	302,0	291,1	299,4
- площадь поперечного сечения, мм ²	274	529	151
- коэффициент шага	1,09	1,11	1,11

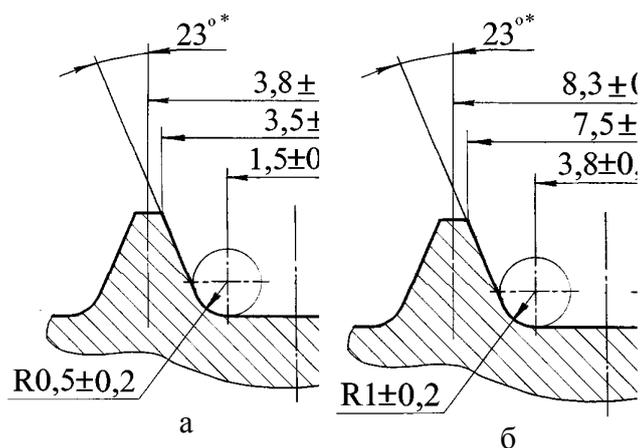


Рис. 1. Схемы вариантов поперечного сечения межреберного внутреннего канала на развёртке несущей поверхности оребренного нагревателя: а $d_{эк} = 2,0 \pm 0,2$ мм; б $d_{эк} = 4,0 \pm 0,2$ мм

В предыдущих публикациях, за исключением статьи [8], не рассматривалось влияние внутреннего оребрения нагревателя на показатели указанного двигателя. Этот вопрос актуален, так как перспек-

тивный отечественный ДС будет снабжён ОН.

Цель исследования (выполненного под руководством профессора, д.т.н. Стефановского Б.С. (по 1999 г.) и доцента, к.т.н. Стефановского А.Б.) – про-

анализировать влияние внутреннего оребрения нагревателя на показатели двигателя модели УДС-1 при его бестормозных испытаниях.

Обработка полученных результатов, выполненная на основе первого закона термодинамики и представления о средней абсолютной температуре рабочего тела (РТ) [6; 7], позволила определить с приемлемой точностью значения количества теплоты Q_h , подведённой к РТ при его нагреве в течение цикла ДС. Величина индикаторной работы L_{ind} определялась по площади индикаторных диаграмм двигателя УДС-1, полученных с помощью стробоскопического устройства (патент Украины № 30817А, МПК⁶ G01L 23/00). Индикаторная мощность ДС N_{ind} определялась как $L_{ind}n/60$, где n – средняя частота вращения коленчатого вала (мин^{-1}), а среднее индикаторное давление

$$p_{ind} = L_{ind}/V_s, \quad (1)$$

где $V_s = 3,8 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$ – рабочий объём ДС. Из (1) видно, что зависимости для p_{ind} качественно совпадают с таковыми для индикаторной работы; это же относится и к индикаторному моменту ДС. Поэтому ниже, кроме Q_h , проанализированы только зависимости для индикаторных работы, мощности и КПД двигателя УДС-1. Индикаторный коэффициент полезного действия (КПД) η_{ind} определялся как L_{ind}/Q_h .

Поскольку испытания ДС были бестормозными, работа рабочего газа L_{ind} полностью «погашалась» механическими потерями двигателя, работавшего с максимальной (для данных условий опытов) частотой вращения n_{max} . Показатели двигателя УДС-1, снабжённого опытными ОН, сравнивались с его показателями, полученными при использовании штатного неоребрённого нагревателя, переоборудованного под внешний электрический нагрев. Хотя внутренняя поверхность штатного нагревателя была примерно втрое меньше, чем у ОН, достоинством штатного нагревателя был меньший внутренний «мёртвый» объём. Вследствие этого, степень сжатия

ДС со штатным нагревателем ($\epsilon \approx 1,24$) была заметно больше, чем при использовании ОН ($\epsilon = 1,20 \dots 1,22$). Кроме того, штатный нагреватель имел более тонкую стенку, чем ОН, что снижало тепловые потери в направлении охладителя рабочего тела. Эти отличия конструкции нагревателя существенно повлияли на показатели ДС. При сопоставлении формы экспериментальных индикаторных диаграмм было установлено, что замена штатного нагревателя на ОН деформирует индикаторную диаграмму, смещая экстремумы давления и температуры РТ к меньшим углам поворота кривошипа на $20 \dots 40^\circ$, делая изменение температуры (при нагреве РТ) более резким, но при меньшей амплитуде, и несколько повышая максимальное давление РТ.

На рис. 2 – 5 показаны зависимости теплоты Q_h и индикаторных показателей цикла двигателя УДС-1 от частоты вращения коленчатого вала при бестормозных испытаниях ДС. На графиках все показанные точки соответствуют различным значениям n_{max} , а не каким-либо характеристикам двигателя УДС-1 ($n \leq n_{max}$). Поэтому регрессионные зависимости для L_{ind} , предложенные в статье [8], нельзя считать уравнениями характеристики этого двигателя.

Зависимости на рис. 2 – 4 показывают, что Q_h , индикаторная работа и мощность возрастают с увеличением частоты вращения n вала двигателя. При этом, поскольку более высокие обороты вала ДС обычно достигались со штатным нагревателем, они соответствовали и более высоким значениям Q_h , индикаторных работы и мощности. В свою очередь, последние были равны соответствующим показателям механических потерь ДС. Получается, что использование ОН снижает механические потери ДС, вследствие более низкой частоты вращения вала двигателя на холостом ходу. Однако, в ряде опытов при испытаниях ОН (особенно № 61) достигались почти те же значения Q_h и L_{ind} , что и при испытаниях ДС со штатным нагревателем.

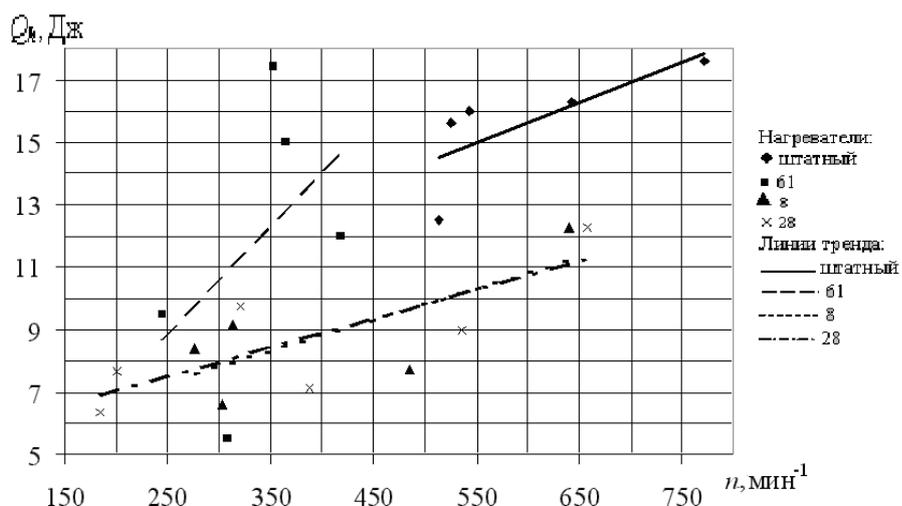


Рис. 2. Зависимость подведенной нагревателем теплоты от частоты вращения вала двигателя УДС – 1

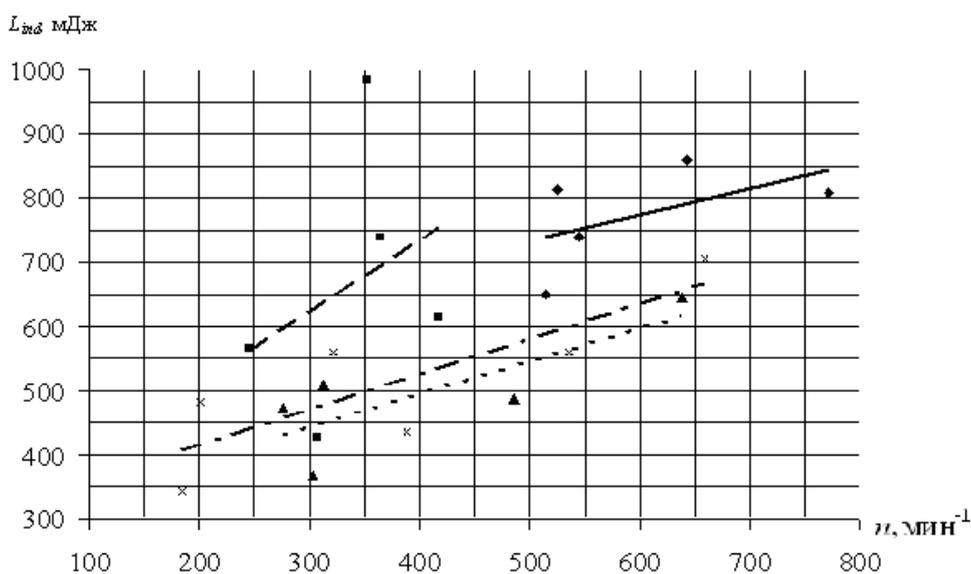


Рис. 3. Зависимость индикаторной работы от частоты вращения вала двигателя УДС – 1

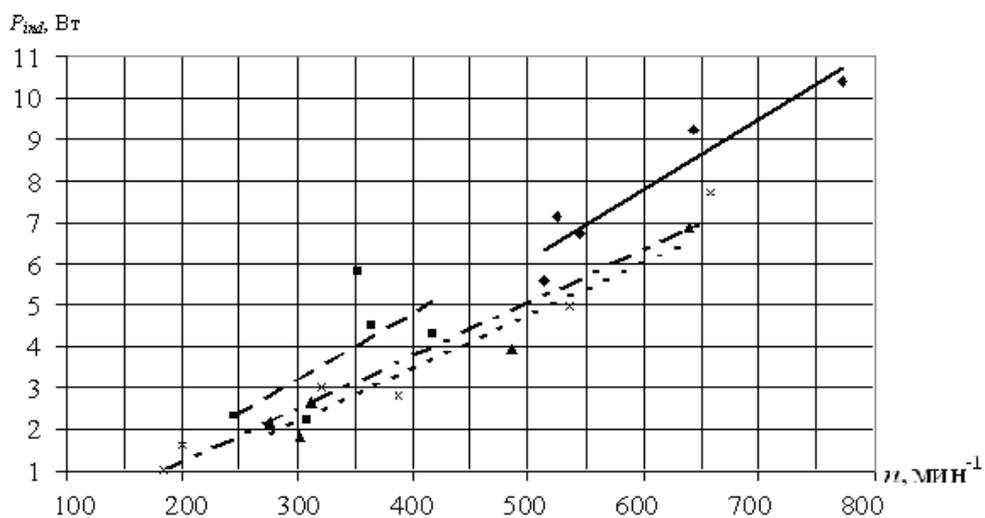


Рис. 4 Зависимость индикаторной мощности от частоты вращения вала двигателя УДС – 1

Зависимости на рис. 5 показывают, что индикаторный КПД, как правило, снижается при увеличении частоты вращения вала ДС. Это можно объяснить увеличением термодинамических потерь в цикле. Однако, указанное снижение было незначительным при испытаниях ОН № 8 и 28, снабжённых каналами с эквивалентным диаметром $d_{эк} = 4$ мм, в отличие от нагревателей № 61 и штатного ($d_{эк} \leq 2$ мм). Если при штатном нагревателе η_{ind} в среднем был близок к 0,05, то при испытаниях ОН № 8 и 28 индикаторный КПД достигал 0,06 (т.е. был на 10-20% больше), а при испытаниях ОН № 61 изменялся примерно от 0,05 до 0,08 (т.е. в одном из опытов достигнут прирост до 60%). В целом, такая закономерность изменения η_{ind} объясняется различной интенсивно-

стью влияния частоты вращения вала ДС на индикаторную работу и Q_h . Дополнительную информацию об этом можно найти на рис. 6 – 9.

При сравнении линий тренда на рис. 6 и 7 видно, что в целом влияние Q_h на индикаторный КПД более чётко выражено, чем влияние L_{ind} . Повышенные значения η_{ind} достигались при испытаниях ОН, как правило, при $Q_h < 10$ Дж. В свою очередь, этой области подведённой теплоты соответствовала индикаторная работа не более 0,6 Дж; вообще, эти показатели хорошо коррелированы (рис.8). На рис. 9 видно, что более высокие значения η_{ind} достигались при пониженных температурных напорах от нагревателя к охладителю ($T_H - T_O$), особенно меньших 400 К.

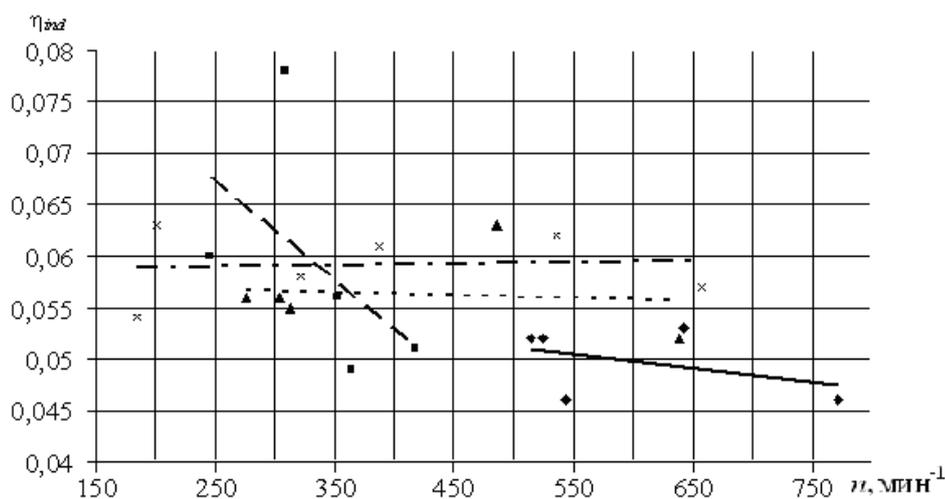


Рис. 5. Зависимость индикаторного КПД от частоты вращения вала двигателя УДС – 1

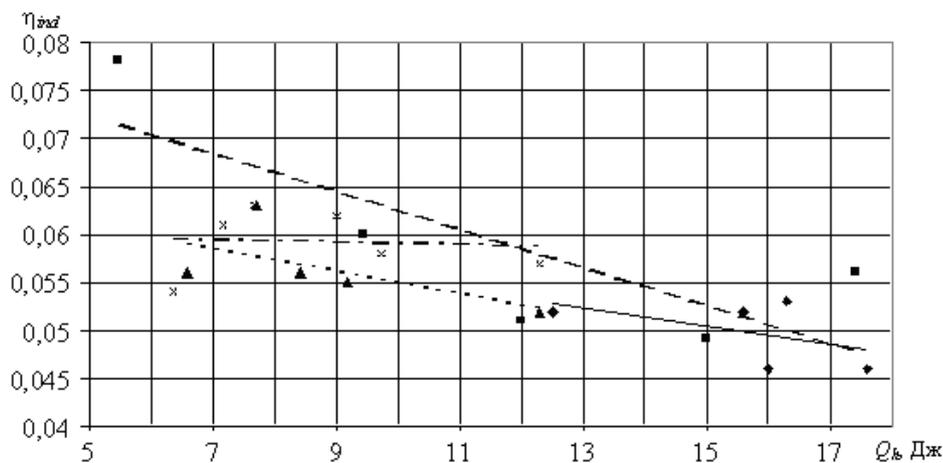


Рис. 6. Зависимость индикаторного КПД от подведённой нагревателем теплоты

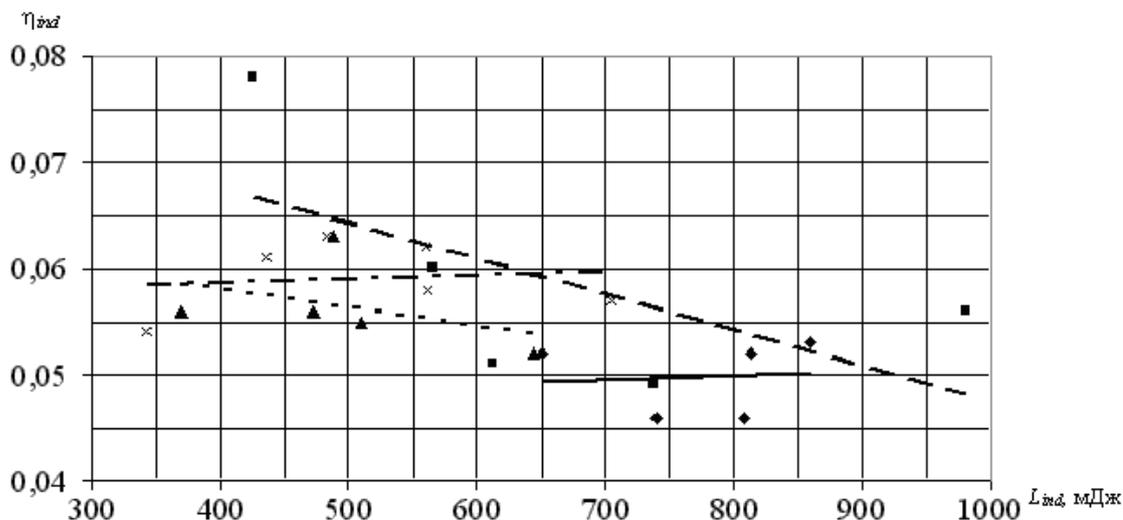


Рис. 7. Зависимость индикаторного КПД от индикаторной работы двигателя УДС – I

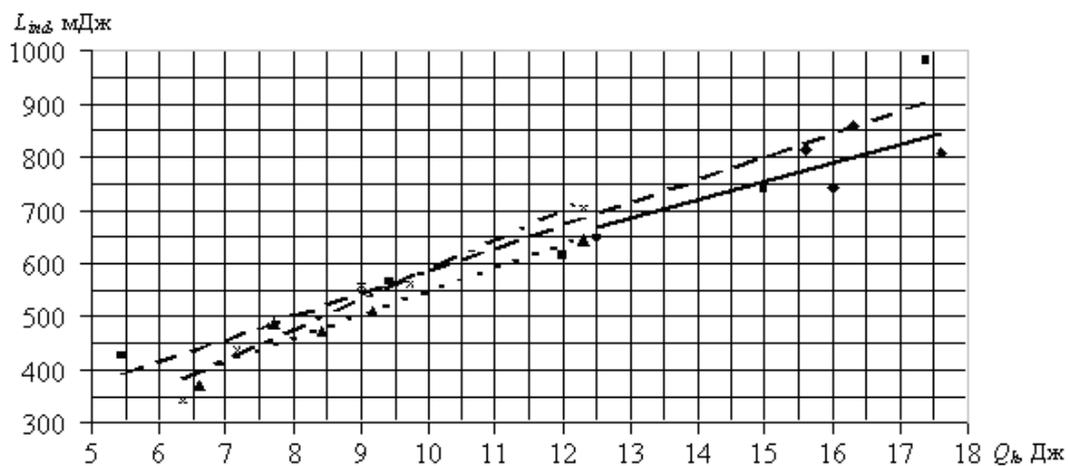


Рис. 8. Зависимость индикаторной работы от теплоты, подведённой к рабочему телу в течение цикла двигателя УДС – I

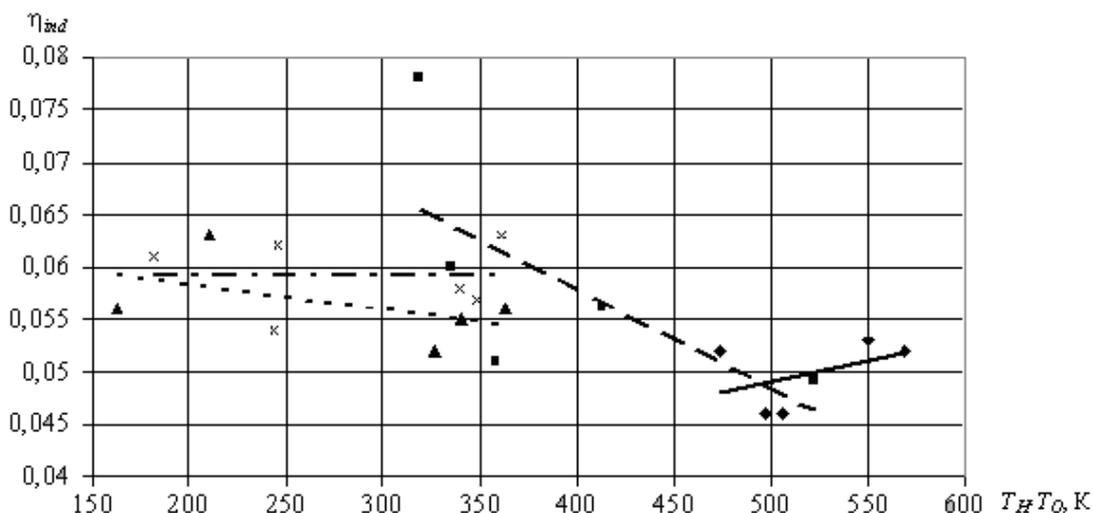


Рис. 9. Зависимость индикаторного КПД от температурного напора от нагревателя к охладителю двигателя УДС – I

Данные факты могут вызываться тем, что двигатель УДС-1, снабжённый штатным неоребрённым нагревателем, оребрённым, только снаружи, охладителем и не имеющий матрицы регенератора [4] – это достаточно хорошо «сбалансированная» машина. При увеличении Q_h путём повышения температуры нагревателя, охладитель двигателя УДС-1 отводит от РТ соответственно большее количество теплоты

$$Q_c = Q_h - L_{ind} \quad (2)$$

за цикл, за счёт роста собственной температуры. Это особенно проявляется при испытании ОН, имеющих более толстые стенки; при менее сильном нагреве стенки ОН охладитель ДС работал в режиме, по видимому, более близком к нормальному. Известно [5], что КПД обратимого цикла и индикаторный снижаются при увеличении минимальной температуры РТ. Этим объясняется положительное влияние снижения Q_h на индикаторный КПД цикла двигателя УДС-1.

Хотя при испытаниях ОН № 61 достигались значения $Q_h = 15...17$ Дж – такие же, как и со штатным нагревателем, при испытаниях других образцов ОН величины этой теплоты были меньшими. Поэтому само по себе увеличение внутренней площади нагревателя (в исследованных пределах) еще не гарантирует поступления соответственно большей теплоты в РТ, так как интенсивность конвективного теплообмена не остаётся при этом постоянной. Критериальные зависимости, наиболее корректно характеризующие эту интенсивность в каналах штатного и оребрённых нагревателей, представлены в работах [9; 10] и использованы в разработанном методе расчёта геометрических параметров нагревателей РТ ДС, подобных испытанным.

Выводы

При использовании ОН на двигателе модели УДС-1 повышается индикаторный КПД (в среднем на 10-20%), чем со штатным неоребрённым нагрева-

телем. Указанное повышение индикаторного КПД особенно выражено, когда к рабочему телу в течение цикла подводится количество теплоты менее 10 Дж, а температурный напор от нагревателя к охладителю не превышает 400 К. Более высоких показателей двигателя УДС-1, снабжённого ОН, можно достичь, если увеличить степень сжатия и количество РТ (путем герметизации картера и повышения давления РТ).

Список литературы:

1. *Использование энергии горючих сельскохозяйственных отходов/ Б.С.Стефановский, А.Б.Стефановский, А.А.Зуев, Е.В.Снижко// Тракторы и сельскохозяйственные машины. 1997. №6. С.21-22.*
2. *Стефановский А.Б., Снижко Е.В. Условия сопоставимой эффективности оребрённых и трубчатых нагревателей рабочего тела двигателей с внешним подводом теплоты// Праці ТДАТА. Мелітополь, 1999. Вип.2, т.13. С.17-22.*
3. *Зуев А.А., Снижко Е.В. Установка для моделирования внутрицилиндрового теплообмена в ДВПТ// Труды ТГАТА. Мелітополь, 1997. Вып.1.Ресурсосберегающие устройства и технологии; т.1. С.26-29.*
4. *Андрусенко С.И., Долганов К.Е. Установка для проведения лабораторных работ по испытанию двигателя Стирлинга модели УДС-1/ Киевск. автомобільно-дор. ин-т. Киев, 1989. 15 с. Деп. в УкрНИИНТИ, № 604-ук89.*
5. *Ридер Г., Хупер Ч. Двигатели Стирлинга: Пер. с англ.- М.: Мир, 1986.- 464 с.*
6. *Результаты индексирования малогабаритного двигателя Стирлинга/ Стефановский Б.С., Стефановский А.Б., Байбиков В.Ю., Снижко Е.В.// Труды ТГАТА. Мелітополь, 1998. Вып.2.Отраслевое машиностроение; т.3. С.14-20.*
7. *Стефановский А.Б., Постол Ю.А., Снижко Е.В. Обобщённые зависимости, характеризующие нагревание рабочего газа учебно-демонстрационного двигателя Стирлинга УДС-1//*

Автомоб. техника. Науч. вестник/ ЧВАИ. Челябинск, 2001. Вып.14. С.126-131. 8. Stefanovskiy A.B., Snizhko Y.V. Peculiarities of the speed performance of a small gamma Stirling engine: Paper No. 2000-01-1023/ SAE. 2000. 10 p. 9. Стефановский А.Б., Постол Ю.А., Снижко Е.В. Влияние внутреннего объема малоомощного двигателя с внешним подогревом на характер нагревания рабочего газа // Актуальн. пробл. теории и практики соврем. двигателе-

строения: Тр. Междунар. науч.-практ. конф., 23-25 апр. 2003, г. Челябинск/ Южно-Уральск. гос. ун-т и др. Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2003. С.64-66. 10. Стефановський О.Б., Сніжко Є.В., Болтянський О.В. Узагальнення даних про теплообмін у каналах орбренних нагрівачів, випробуваних на малогабаритному двигуні моделі УДС-1// Праці ТДАТА. Мелітополь, 2004. Вип.23. С.21-26.

УДК 621.432.018.2

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

МНОГОФАКТОРНЫЙ АНАЛИЗ ПОТЕРЬ НА ТРЕНИЕ В БЫСТРОХОДНОМ ДИЗЕЛЕ С ГАЗОТУРБИНЫМ НАДДУВОМ

Постановка проблемы и ее связь с научными и практическими задачами

Потери на трение (p_{mp}) являются наиболее существенной составляющей суммарных механических потерь в двигателе внутреннего сгорания (ДВС). К p_{mp} относят потери в цилиндропоршневой группе, кривошипно-шатунном механизме, механизме газораспределения и потери на привод вспомогательных агрегатов систем двигателя. Эти потери зависят в первую очередь от частоты вращения коленчатого вала двигателя (n) и температуры смазочного масла (t_m), которая в свою очередь зависит от условий работы двигателя и температуры охлаждающей жидкости ($t_{ож}$). Кроме того, на p_{mp} влияет среднее давление газов в цилиндре (p_{cp}), являющееся функцией степени сжатия (ϵ) и параметров, определяющих наполнение цилиндра свежим зарядом (p_s, T_s, p_v). Основная доля потерь в цилиндропоршневой группе связана с трением поршневых колец, поэтому вместо частоты вращения коленчатого вала удобно рассматривать зависимость p_{mp} от скорости поршня (C_n). Таким образом, при исследовании и доводке ДВС с газотур-

бинным наддувом для оценки эффективности различных конструктивных элементов и регулировок, обобщения результатов опытов, проведенных с различными двигателями с целью выявления закономерностей изменения механические потерь, определения качества изготовления и сборки двигателей необходимо учитывать влияние на потери трения $C_n, t_m, t_{ож}, p_s, p_T, T_s, \epsilon$.

Нахождение зависимостей p_{mp} 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_{mp} одноцилиндрового дизеля будут отличаться от соответствующих потерь в многоцилиндровом только разницей потерь на привод вспомогательных агрегатов и систем. И если эта разница невелика, то относительно-

ное изменение p_{mp} от режимных факторов будет носить обобщенный характер, а том числе и для других дизелей, имеющих аналогичные конструкции цилиндропоршневой группы, кривошипно-шатунного механизма и механизма газораспределения.

Цель исследований

Получение исходных данных и проведение многофакторного анализа потерь на трение в быстрходном дизеле с газотурбинным наддувом в зависимости от скорости поршня, температур смазочного масла и охлаждающей жидкости, давления и температуры воздуха на впуске, противодействия на выпуске, степени сжатия.

Методика проведения исследований

Исходные зависимости $p_{mp} = f(C_n, t_m, t_{ож}, p_s, p_T, T_s, \varepsilon)$ с использованием рекомендаций по учету изменения потерь на трение от теплового состояния при прокручивании двигателя [1] определены для опытного одноцилиндрового дизеля, основные конструктивные элементы и регулировки которого, влияющие на потери трения и протекание рабочего процесса, соответствуют дизелю 6ЧН 13/11,5 (СМД-62). Для обобщения зависимостей p_{mp} от исследуемых параметров и проведения анализа применен многофакторный метод узловых точек [2].

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 функций 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

$$\bar{p}_{mp} = \prod_{i=1}^n \varphi_i(x_i), \quad (1)$$

где \bar{p}_{mp} – относительное изменение потерь на трение. Для того чтобы перейти от относительной величины \bar{p}_{mp} к общепринятой величине потерь на трение, достаточно правую часть выражения (1) умножить на численное значение параметра в узловой точке, т. е.

$$p_{mp} = p_{mp.0} \prod_{i=1}^n \varphi_i(x_i). \quad (2)$$

Основные результаты исследований

Зависимости относительных потерь на трение, полученные в результате обобщения данных исследований, проведенных на одноцилиндровом двигателе, приведены на рис. 1. Как видим из рисунка значения T_s и p_T не оказывают заметного влияния на p_{mp} , поэтому ориентированный граф многофакторной модели с учетом влияющих факторов будет выглядеть таким, каким он приведен на рис.2.

Пределы варьирования каждого из факторов были выбраны следующие: $t_m - 40 \dots 100$ °С; $t_в - 50 \dots 100$ °С; $\varepsilon - 13,5 \dots 15,5$; $C_n - 4,6 \dots 8,82$ м/с; $p_s, p_T - 0,1 - 0,24$ МПа; $t_s - 20 \dots 65$ °С.

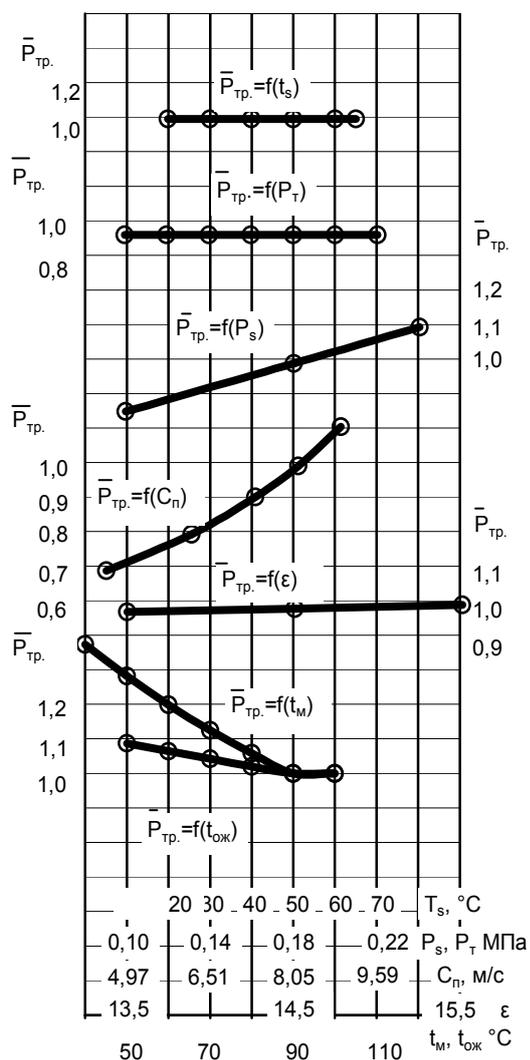
При прочих равных условиях с понижением температуры смазочного масла увеличиваются \bar{p}_{mp} .

При снижении t_m с 100 до 40 °С \bar{p}_{mp} возрастают в 1,38 раза. Аппроксимация опытных данных позволила получить аналитическую зависимость:

$$\bar{p}_{mp} = 1/(0,505+5,5 \cdot 10^{-3} \cdot t_m). \quad (3)$$

Влияние температуры охлаждающей жидкости на \bar{p}_{mp} менее значительно, чем t_m . С понижением $t_{ож}$ до 50°C \bar{p}_{mp} увеличиваются до 1,087. Аналитическое выражение данной зависимости, полученное в результате аппроксимации, имеет вид:

$$\bar{p}_{mp} = 1/(0,82+2 \cdot 10^{-3} \cdot t_{ож}). \quad (4)$$



Графическое изображение многофакторной модели представлено на рис. 3.

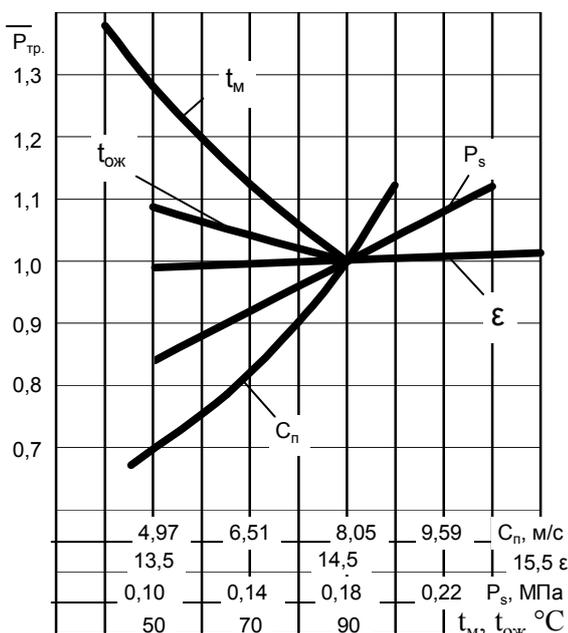


Рис. 3. Графическое изображение многофакторной

$$\text{модели } \bar{p}_{тр} = f(t_m, t_{ож}, \epsilon, p_s, C_n)$$

Аналитические выражения характеристик (3 – 7) и принятый метод обработки экспериментальных данных позволяют получить аналитическую многофакторную модель относительных потерь на трение дизеля при различных уровнях влияющих факторов:

$$\begin{aligned} \bar{p}_{тр} = & \frac{1}{(0,505 + 5,5 \cdot 10^{-3} t_m)} \times \frac{1}{(0,82 + 2 \cdot 10^{-3} t_{ож})} \times \\ & \times (1,16\epsilon + 83,18) \cdot 10^{-2} \times \frac{1}{(2,14 - 0,1416 C_n)} \times \\ & \times (0,64 + 2 p_s) \end{aligned} \quad (8)$$

Характерной особенностью выражения (8) и его графического отображения (рис. 3) является то, что в узловой точке при $t_m=90^\circ\text{C}$, $t_{ож}=90^\circ\text{C}$, $p_s=0,18$ МПа, $\epsilon=14,5$, $C_n=8,05$ м/с значение $\bar{p}_{тр} = 1$.

Численное значение $\bar{p}_{тр}$ в узловой точке по данным исследований на одноцилиндровом двигателе составило 0,229 МПа.

Пример практического применения предложен-

ной модели показан на рис. 4, где представлены нагрузочные характеристики дизеля 6ЧН 13/11,5 со степенью сжатия 14,5, при испытании которого индицированием определялись давление насосных потерь, как при прокручивании дизеля, так и при работе под нагрузкой.

Прокручиванием дизеля 6ЧН 13/11,5 определены условные механические потери на каждой из исследованных частот вращения коленчатого вала. Затем, используя опытные данные определения давления насосных потерь, определены потери на трение дизеля на режимах его прокрутки. Так как степень сжатия, температурный режим смазочного масла и охлаждающей жидкости соответствовали значениям узловой точки модели, на изменение потерь на трение при работе двигателя с нагрузкой будет влиять только величина давления наддувочного воздуха, что и было учтено расчетом. После этого были уточнены значения суммарных механических потерь и определены индикаторный, эффективный и механический КПД.

Нагрузочные характеристики дизеля 6ЧН 13/11,5 с уточненными значениями суммарных механических потерь, индикаторного, эффективного и механического КПД приведены на рис. 4.

В таблице 1 приведены данные, характеризующие механические потери, определенные опытным путем прокручивания двигателя и рассчитанного с использованием полученной модели.

Можно утверждать, что данные, полученные с использованием многофакторной модели, учитывающей в данном случае влияние на потери трения увеличение давления наддувочного воздуха, более точно представляют показатели механических потерь в двигателе.

Вывод

В результате проведенных исследований для дизеля 6ЧН 13/11,5 проведен многофакторный ана-

лиз потерь на трение и предложена аналитическая модель, позволяющая проводить сравнение потерь на трение для различных модификаций двигателей этого типа, уточнять значения $p_{тр}$ при различных сочетаниях режимных факторов.

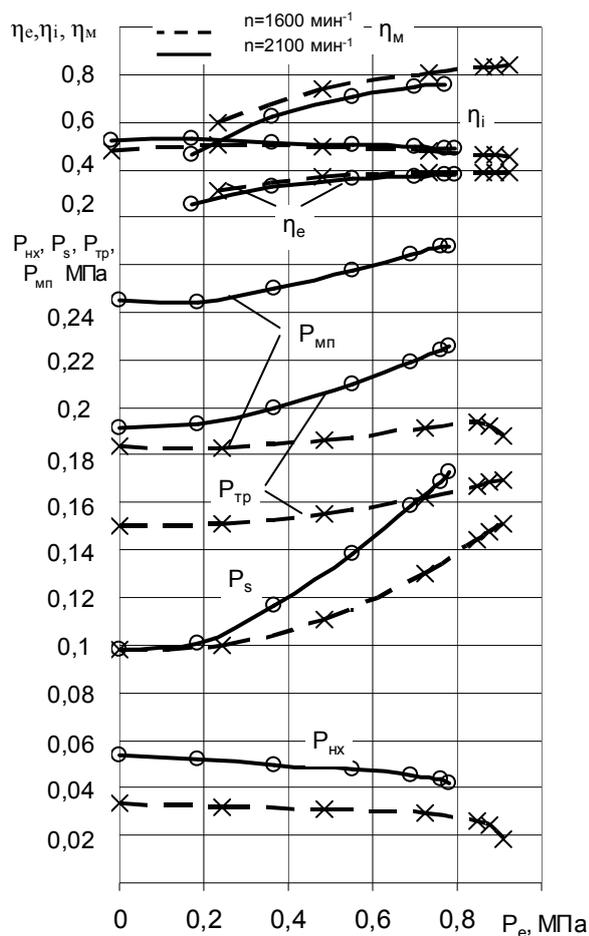


Рис. 4. Нагрузочные характеристики дизеля 6ЧН 13/11,5

Предложенная модель может быть применена и для других дизелей, имеющих аналогичные конструкции цилиндропоршневой группы, кривошипно-

шатунного механизма и механизма газораспределения.

Таблица 1. Сравнение опытных и расчетных данных

	Режим работы двигателя	Опыт	Опыт и расчета по модели
$p_{мп}$, МПа	$n=1600 \text{ мин}^{-1}$ $p_e=0,91 \text{ МПа}$	0,1743	0,1883
	$n=2100 \text{ мин}^{-1}$ $p_e=0,78 \text{ МПа}$	0,2325	0,2678
η_m	$n=1600 \text{ мин}^{-1}$ $p_e=0,91 \text{ МПа}$	0,838	0,827
	$n=2100 \text{ мин}^{-1}$ $p_e=0,78 \text{ МПа}$	0,771	0,745

Более широкое применение предложенный метод определения потерь на трение в дизеле может получить в случае разработки алогичной модели для давления насосных потерь. В этом случае по данным, полученным в результате испытаний дизеля, можно будет определять суммарные механические потери в быстроходном дизеле с газотурбинным наддувом.

Список литературы:

1. Парсаданов И.В., Белик С.Ю. Особенности определения потерь на трение в быстроходном дизеле методом прокручивания коленчатого вала / Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». Зб. наук. праць. Тем. випуск: Автомобіле- і тракторобудування.– Харків: НТУ «ХПІ», 2004.- № 24.– С. 69 – 74. 2. Федоре В.А., Парсаданов И.В. Многофакторный анализ коэффициента наполнения дизеля // Двигателестроение.- 1988.- № 1.- С. 3-5.

ГАЗОАНАЛИТИЧЕСКИЙ МИКРОПРОЦЕССОРНЫЙ КОМПЛЕКС КОНТРОЛЯ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ

Введение

Одной из наиболее актуальных экологических проблем современности является загрязнение атмосферы отработавшими газами (ОГ) транспортных средств: автомобилями, тепловозами, самолетами, теплоходами, мотоциклами, строительными и дорожными машинами, тракторами и т.д. Соблюдение требований природоохранных нормативных документов и контроль выбросов ОГ транспортных средств возможен при наличии средств измерения состава: газоанализаторами (ГА), газоаналитическими комплексами, дымомерами (опасиметрами) и др [1].

Международное сообщество, учитывая серьезность проблемы, разработало ряд международных стандартов — Правила Европейской Экономической Комиссии (ЕЭК) ООН для различных типов автомобилей, Правила МАРПОЛ для морских и речных теплоходов, Нормы ИКАО для самолетов. В этих стандартах регламентированы нормы выбросов, методы газового анализа, процедуры измерений, требования к техническим параметрам газоанализаторов, метрологическому обеспечению. Требования этих стандартов учтены при создании отечественных автоматических газоаналитических комплексов и систем.

Постановка задачи

В Украине с 2002 Правила ЕЭК ООН 49 и 83 с поправками имеют статус государственных стандартов — ДСТУ UN/ECE R49 и ДСТУ UN/ECE R49. Этими стандартами руководствуются изготовители автомобилей, а также органы сертификации при испытаниях двигателей и автотранспортных средств. С

2004 введены в действие национальные стандарты, регламентирующие выбросы вредных веществ с ОГ и дымность ОГ автомобилей при их экологическом контроле в процессе эксплуатации: ДСТУ 4277-04 “Норми вмісту оксиду вуглецю та вуглеводнів у відпрацьованих газах автомобілів” (вместо ГОСТ 17.2.2.03-87), ДСТУ 4276 “Норми і методи вимірювань димності автомобілів” (вместо ГОСТ 21393-75).

С учетом требований Правил 49 и 83 ЕЭК ООН, а также разработанных на их основе нормативов Евро - II, III, IV каждая страна должна иметь необходимые средства контроля отработавших газов автомобилей, соответствующие требованиям упомянутых международных норм и правил.

Газоаналитический микропроцессорный комплекс

“Укрналит” разработал газоаналитический комплекс с микропроцессорной системой — ГКМП (рис.1), соответствующий международным стандартам. Газоаналитический комплекс предназначен для одновременного параллельного измерения концентрации CO , C_nH_m , NO_x , (NO , NO_2 , NO_x) в ОГ двигателей транспортных средств с возможностью дополнительных каналов для измерения CO_2 , O_2 и определения расчетной величины λ (соотношение воздух/топливо).

ГКМП построен на основе трех уровней иерархического функционирования [2].

Первый уровень. Выполнение измерений с помощью каждого из газоанализаторов: 344ХЛ14 (NO_x), 334КПИ1 (C_nH_m), 121ФА14 (CO) автономно и независимо один от другого. Все газоанализаторы имеют свою систему питания, фильтрации газовой пробы, цифровую индикацию результатов измерений. Каждый газоанализатор используется для измерения только “своего” газа.



Рис.1. Газоаналитический комплекс с микропроцессорной системой

Второй уровень. Все газоанализаторы komponуются в передвижную стойку и работают через общий блок подготовки пробы. Результаты измерений фиксируются на индикаторе каждого ГА, а также передаются и распечатываются на принтере.

Третий уровень — более полный функциональный вариант второго уровня за счет применения ПЭВМ. При этом печатается не только протокол результатов измерений нескольких видов, но и управления ГКМП (выбор диапазонов и режимов работы, калибровка, самодиагностика и т.д.) проводится архивация накопленной информации, определение погрешности измерений, формирование графического и табличного представления информации; определение максимальных и минимальных значений по каждому каналу измерений и т.п.

На рис. 2 представлена общая функциональная схема ГКМП третьего уровня. В соответствии с требованиями Правил 49 и 83 ЕЭК ООН газоанализаторы комплекса реализуют для измерений concentra-

ций компонентов следующие методы: инфракрасный абсорбционный – измерение CO, пламенно-ионизационный – измерение C_nH_m, хемиллюминесцентный – измерение NO_x.

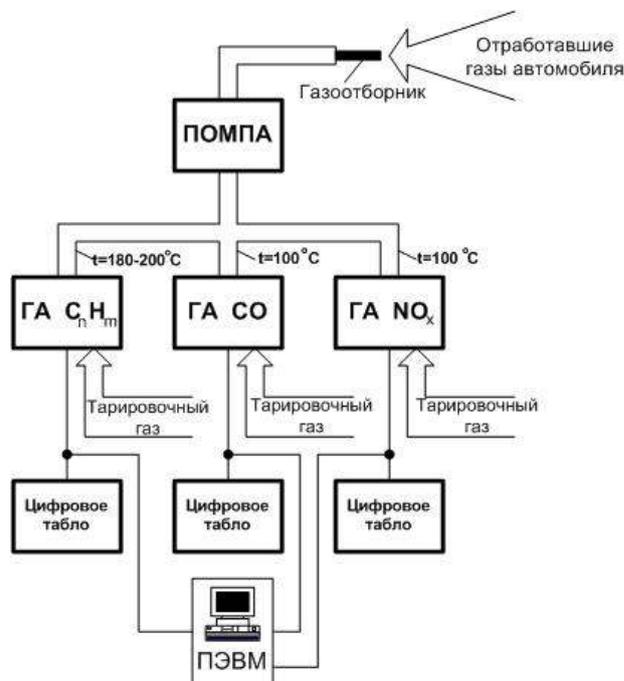


Рис. 2. Функциональная схема ГКМП

Большое внимание при разработке комплекса уделялось встроенным устройствам пробоотбора и пробоподготовки, которые обеспечивают удаление влаги, твердых частиц, а также осуществляют автоматическую регулировку расхода и давления газовой пробы перед подачей на вход газоанализаторов. Гибкие, обогреваемые газовые трубки (шланги) автоматически поддерживают заданный температурный режим газовой пробы: 200 °С для пламенно-ионизационного ГА 334КПИ14 и 100 °С для хемиллюминесцентного ГА 344ХЛ14 и тем самым предотвращают образование и выпадение конденсата из пробы.

Основные технические характеристики ГКМП приведены в таблице 1.

Особенности методов газового анализа приме-

ненных в ГКМП.

Инфракрасный метод (NDIR-метод) основан на измерении величины ослабления интенсивности потока инфракрасного (ИК) излучения или поглощения его газовым компонентом при прохождении этого потока через газовую смесь. Метод инфракрасной спектроскопии является наиболее селективным для определения концентрации оксида углерода (CO), углеводородов (C_nH_m), диоксида углерода (CO₂) в составе сложных газовых смесей и описывается законом Ламберта-Бугера-Бера:

$$\Phi = \Phi_0 e^{-\lambda \cdot c \cdot D} = \Phi_0 \cdot C^D$$

где: Φ_0 — интенсивность светового потока; Φ

Таблица 1. Основные технические характеристики ГКМП

Тип ГА, измеряемый газ	Метод газового анализа	Инструментальная погрешность измерения	Диапазон измерений	Габариты, мм вес, кг
121ФА14 оксид углерода (CO)	Инфракрасный абсорбционный NDIR	± 3	0-0,5 % 0-1 % 0-5 % 0-1 %	450x400x200, 12
344ХЛ14 оксид азота (NO _x)	Хемилюминесцентный GLD	± 3	0-100 ppm 0-500 ppm 0-2000 ppm 0-5000 ppm NO ₂ =0-200 ppm	450x400x200, 12
334КПИ14 углеводороды (C _n H _m)	Пламенно-ионизационный FID	± 3	0-200 ppm 0-500 ppm 0-1000 ppm 0-5000 ppm	450x400x200, 12
Интерфейс			RS 232	
Обогреваемая (до 200 °С) пробоподготовка с гибкими шлангами длиной 6-10 м.				

Пламенно-ионизационный метод (FID-метод) используется для измерения концентрации суммы углеводородов C_nH_m. Суть метода заключается в том, что газ, подлежащий анализу, направляется в водородное пламя. При температуре 2000 °С происходит диссоциация молекул углеводородов на СН-группы, их окисление с освобождением электронов и положительных ионов СНО*. Если к зоне водородного горения приложить электрическое напряжение, возникает ионизационный ток, пропорциональный количеству СН-групп в молекуле углеводородов.

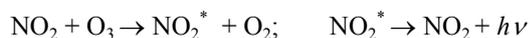
— интенсивность светового потока после прохождения через слой газа; λ — коэффициент поглощения; c — концентрация газа; e — толщина слоя поглощения; D — оптическая плотность газа.

Основным диапазоном анализа является инфракрасная область спектра с длиной волны до 15 мкм. Для выделения узких участков спектра, которые характерны CO, CO₂, CH применяют интерференционные оптические фильтры с минимальным коэффициентом поглощения, а также надежные источники инфракрасного излучения и приемники излучения с высокой чувствительностью [3].

Пламенно-ионизационный преобразователь, принятый как стандартный для измерений суммарного количества углеводородов. К особенностям метода FID, который используется в ГКМП, можно отнести необходимость создания трех газовых потоков (анализируемого газа, водорода и воздуха для горения), а также изменение выходного сигнала сенсора при колебаниях содержания кислорода в анализируемом газе [4]. Линейность выходной характеристики FID – детектора, высокая чувствительность, стабильность и надежность в работе обеспечивают безотказность и

длительную эксплуатацию пламенно-ионизационного газоанализатора 334КПИ14. В комплект поставки 334КПИ14 входит также генератор водорода 111ГС03, работающий на электролизе воды с применением твердополимерной электролизной ячейки [5, 6]

Хемиллюминесцентный метод (GLD –метод) используется для измерения концентраций NO. Принцип хемиллюминесценции заключается в том, что вследствие реакции оксида азота (NO) с озоном (O_3) образуется диоксид азота (NO_2) с определенной частью молекул (NO_2^*) в возбужденном состоянии, которые довольно быстро излучают инфракрасный квант и возвращаются в нормальное состояние:



Данные исследований показали, что в процессе создания диоксида азота с помощью озона только около 10 % молекул диоксида азота находятся в возбужденном состоянии. При возвращении возбужденных молекул NO_2^* в нормальное состояние NO_2 излучаются кванты $h\nu$ с длиной волны 590-2500 нм в близкой инфракрасной области с максимальной интенсивностью около 1200 нм. Интенсивность излучения, пропорциональная концентрации NO, воспринимается фотоэлектронным множителем [7, 8].

Микропроцессорная система управления и обработки результатов измерений

Отличительной особенностью ГКМП является наличие микропроцессорной системы контроля и самодиагностики. Система обеспечивает ежедневный контроль герметичности газоанализаторов, введение автоматической поправки на атмосферное давление, информацию о времени, оставшемся до очередной метрологической аттестации, диагностику работоспособности основных электронных узлов комплекса.

Объектами системной организации ГКМП являются газоанализаторы для измерения концентра-

ции CO, C_nH_m и NO_x . Общей особенностью структурной схемы каждого газоанализатора является аналоговая форма преобразования и обработки измерительных сигналов и двухканальная схема их дальнейшего преобразования в цифровой код. Далее код стыкуется с автономными и периферийными средствами отображения, регистрации и обработки информации (персональная ЭВМ, принтер). Первый канал предназначен для формирования и отображения результатов измерения на цифровом индикаторе, второй — для организации стыковки газоанализатора с периферийными устройствами (автономный вариант) или для комплексной стыковки газоанализаторов и системной связи ГКМП с периферийными устройствами (системный вариант).

Для реализации указанных задач второй канал газоанализаторов содержит многофункциональный контроллер, структура и функции которого определяются электрическими, информационными, метрологическими особенностями газоанализаторов, а также условиями интерфейсной организации ГКМП и периферийных устройств.

Газоанализатор для измерения CO характеризуется наличием одного измерительного сигнала, связанного с концентрацией CO линейной функциональной зависимостью: $C_{CO} = K_{CO} \cdot U_{CO}$, где C_{CO} — концентрация CO, % об.; U_{CO} — напряжение нормализованного электрического измерительного сигнала, В; K_{CO} — коэффициент преобразования напряжения измерительного сигнала в концентрацию CO, % об/В.

Интервал измерения концентрации CO от 0 до 10% об. Изменение напряжения электрического измерительного сигнала в заданном интервале составляет от 0 до 4 В. Основная относительная приведенная погрешность измерения концентрации CO не больше 0,5 %.

В газоанализаторе измерения концентрации C_nH_m формируется измерительный сигнал, связанный с концентрацией C_nH_m функциональной зависи-

мостью: $C_{\text{CH}} = K_{\theta(\text{CH})} \cdot K_{\text{CH}} \cdot U_{\text{CH}}$, где C_{CH} — концентрация CH, ppm; U_{CH} — напряжение нормализованного электрического измерительного сигнала, В; K_{CH} — коэффициент преобразования напряжения измерительного сигнала к концентрации CH в интервале измерения от 0 до 150 ppm (I диапазон), ppm/В; $K_{\theta(\text{CH})}$ — коэффициент диапазона измерений концентрации CH. Интервал измерения концентрации CH в зависимости от диапазонов:

- от 0 до 50 ppm — I диапазон;
- от 0 до 200 ppm — II диапазон;
- от 0 до 1000 ppm — III диапазон;
- от 0 до 5000 ppm — IV диапазон

Для идентификации диапазона измерений в газоанализаторе формируется второй электрический измерительный сигнал со следующими дискретными значениями напряжения:

- от 0,9 до 1,3 В — I диапазон;
- от 1,9 до 2,3 В — II диапазон;
- от 2,9 до 3,3 В — III диапазон;
- от 3,9 до 4,3 В — IV диапазон.

Интервалы изменения напряжения электрического измерительного сигнала на любом диапазоне от 0 до 4 В. Основная приведенная погрешность измерения концентрации CH не больше 5,0%.

В газоанализаторе измерения концентрации NO формируется измеренный сигнал, связанный с концентрацией NO функциональной зависимостью:

$C_{\text{NO}} = K_{\theta(\text{NO})} \cdot K_{\text{NO}} \cdot U_{\text{NO}}$, где C_{NO} — концентрация NO, ppm; U_{NO} — напряжение нормализованного электрического измеренного сигнала, В; K_{NO} — коэффициент преобразования напряжения измерительного сигнала к концентрации NO с интервалами измерения от 0 до 100 ppm (I диапазон), ppm/В; $K_{\theta(\text{NO})}$ — коэффициент диапазона измерения концентрации NO.

Для идентификации диапазона измерений в газоанализаторе формируется второй электрический измерительный сигнал со следующими дискретными

значениями напряжения:

- от 0,9 до 1,3 В — I диапазон;
- от 1,9 до 2,3 В — II диапазон;
- от 2,9 до 3,3 В — III диапазон;
- от 3,9 до 4,3 В — IV диапазон.

Интервалы изменения напряжения электрического измерительного сигнала на любом из диапазонов измерения от 0 до 4 В.

Газоанализатор имеет два режима измерения, помимо канала NO, имеется канал измерения $\text{NO}_x = \text{NO} + \text{NO}_2$. При режиме измерения NO_2 происходит восстановление NO_2 до NO, на катализаторе, нагревом до 300⁰ С. Коэффициент восстановления NO_2 до NO не ниже 0,95. Предусмотрена высокоэффективная трехступенчатая система уничтожения (утилизации) остатков озона и оксидов азота, выводимых из газоанализатора после анализа. Основная приведенная погрешность измерения концентрации NO не больше 5 %.

В настоящее время применяются три основных структуры интерфейсов, которые различаются топологией шин: кольцевая, радиальная и магистральная. Используются также комбинированные структуры, в которых конфигурация части шин отвечает одной, а другой части — другой структуре [9].

В системе, которая выполнена по кольцевой структуре (рис. 3), каждая пара функциональных устройств “источник-приемник” связываются парами соединительных линий, а обмен данными происходит непосредственно между функциональными устройствами. Управляющие функции распределены между этими устройствами. Однако в некоторых случаях для управления обменом данными выделяют самостоятельное устройство (контроллер).

В системе с радиальной структурой (рис. 4) выделено центральное устройство (контроллер), с которым каждое из устройств – источников сигналов, соединено с помощью индивидуальной группы шин. Обмен данными происходит непосредственно между

каждым устройством и контроллером под управлением контроллера.



Рис. 3. Кольцевая структура интерфейса



Рис. 4. Радиальная структура интерфейса

В системах с магистральной структурой (рис. 5) вместо группы индивидуальных шин используются коллективные шины, с которыми соединены все источники, приемники сигналов и контроллер. Для магистральной структуры характерным является то, что все сигналы, поступающие в шины интерфейса

доступны для всех функциональных устройств, которые присоединены к интерфейсу. Однако в каждый момент времени только один из источников и только один из приемников могут быть связаны с интерфейсом, выдавать сигналы и реагировать на них.

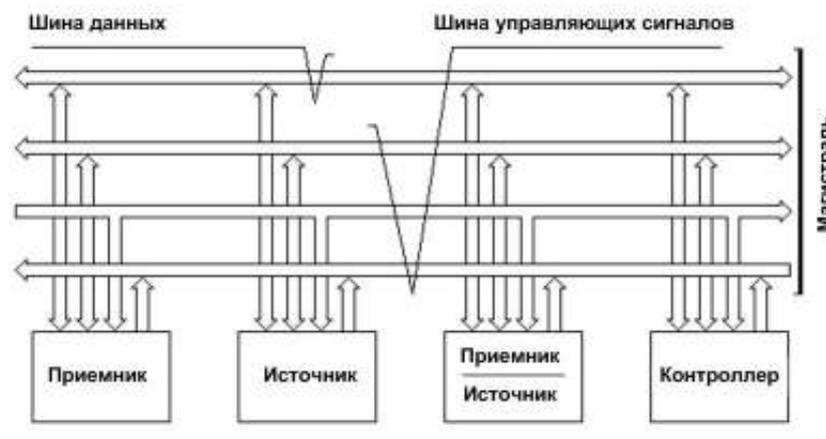


Рис. 5. Магистральная структура интерфейса

Несмотря на то, что кольцевая структура интерфейсов в настоящее время используется относительно редко и в несложных системах, которые содержат несколько функциональных устройств, для системной организации ГКМП она является наиболее пригодной.

Это обусловлено наличием в ГКМП трех-четырёх газоанализаторов и потому создание радиальной или магистральной структуры интерфейса потребовало бы внедрения дополнительных системных контроллерных устройств, что усложнило конфигурацию информационно-управляющих шин, и в этой связи, экономически не оправданно. Для обеспечения автономности любого из газоанализаторов по отношению к периферийным устройствам уместным был бы универсальный подход, как автономного, так и системного интерфейса. Таким условиям удовлетворяет стандартный последовательный интерфейс RS-232C, на базе которого и разработана оптимальная организация кольцевой структуры интерфейса ГКМП, приведенная на рисунке 3.

Внутренняя кольцевая структура стыковки газоанализаторов выполнена на основе автономных интерфейсов RS-232C любого из газоанализаторов, а приемо-передающие линии автономных интерфейсов RS-232C “крайних” газоанализаторов и параллельные управляющие линии всех автономных интерфейсов образуют полный системный (внешний) интерфейс RS-232C ГКМП.

Автономный интерфейс RS-232C входит в состав контроллера в структуре каждого из газоанализаторов.

Контроллер обеспечивает управление процессами ввода, преобразование и обработки входных аналоговых измерительных сигналов со стороны газоанализатора, а также обслуживает взаимодействие с периферийными устройствами при работе газоанализатора в автономном режиме или через кольцевой интерфейс — в системном режиме.

Заключение

Разработанный ГКМП прошел Государственные испытания и успешно эксплуатируется в головном научном центре Минтранса Украины – Госавто-трансНИИпроекте при проведении сертификационных исследований отечественных и зарубежных автомобилей и различных типов двигателей внутреннего сгорания на соответствие экологическим стандартам. Комплекс и его составные газоанализаторы могут быть использованы при проведении научно-исследовательских и конструкторских работ на других предприятиях Украины в сфере авто- и моторостроения. С помощью ГКМП возможно осуществление экологического контроля автомобилей украинских автоперевозчиков при поездках в Западную Европу.

Список литературы:

1. Амрацумян В.В., Носов В.Б., Тагасов В.Г. Экологическая безопасность автомобильного транспорта. - М.; «Научтехлитиздат», 1999,- 45с.
2. Приміський В.П. Сучасні засоби інструментального контролю (газоаналізатори і газоаналітичні системи) відпрацьованих газів автомобілів //Автошляховик України, Київ. Окремий випуск .(жовтень) 2003 р., С 53-57.
3. Богданов В.В., Візнюк А.А., Приміський В.П., Чермерис І.В. Багатоканальний інфрачервоний газоаналізатор, Патент України 65504А, Опубл. Бюл. № 33, 2004 р.
4. Приміський В.Ф. Пламенно-ионизаційний газоаналізатор. Патент Росії 2140648. Опубл. Бюл. № 6., 2000 г.
5. Шаталов М.Г., Коссонович Ф.Ю., Приміський В.П., Цуканова Л. Система генерування чистого водню. Патент України 70050А, Опубл. Бюл. №9, 2004 р.
6. Шаталов М.Г., Приміський В.П., Коссонович Ф.Ю., Цуканова Л.А. Автоматична система виробництва чистого водню. Патент України 62544А, Опубл. Бюл. №12, 2003 р.
7. Приміський В.П. Хемілюмінесцентний га-

зоанализатор оксидів азоту. Патент України 9825, Опубл. Бюл. № 3, 1996 р. 8. Приміський В.П., Міхальчевський В.Г., Цуканова Л.А. Автоматичний хемілюмінесцентний газоанализатор. Патент України № 27680, Опубл. Бюл., № 4, 2000 р. 9. Визнюк А.А., Без-

рук З.Д., Чемерис И.В. Тезисы доклада: Компьютерные технологии в ИК-газоанализаторах// Сборник научных работ III научно-технической конференции "Приборостроение 2004: состояние и перспективы", Киев, ПСФ НТУУ «КПИ». – 2004. С. 114-115.

УДК 621.892

В.З. Бычков, инж., А.В. Грицюк, канд. техн. наук, А.В. Зайцев, инж., Н.В. Клименко, инж., Г.В. Щербаненко, инж.

МЕТОД УСКОРЕННОЙ ОЦЕНКИ МОЮЩИХ И АНТИНАГАРНЫХ СВОЙСТВ МОТОРНЫХ МАСЕЛ В ДВУХТАКТНОМ ФОРСИРОВАННОМ ДИЗЕЛЬНОМ ДВИГАТЕЛЕ

Тяжелые условия эксплуатации высокофорсированных двухтактных дизельных двигателей с литровой мощностью более 45 кВт (температура окружающей среды – до 55 °С, охлаждающей жидкости и масла – 130 °С) предъявляют повышенные требования не только к надежности конструкции, но и к качеству моторного масла.

Моторные масла для дизелей такого класса должны обладать высокой термоокислительной стабильностью и достаточным запасом моюще-диспергирующих и антинагарных свойств для предотвращения нагарообразования на окнах цилиндров, в поршневых канавках и выпускных коллекторах и, тем самым, способствовать стабильности мощностных и экономических показателей двигателя при длительной работе.

В связи с тем, что оценка моторно-эксплуатационных свойств опытных образцов масел требует больших затрат времени и средств на проведение длительных испытаний в полноразмерных двигателях, Казённое предприятие "Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению" разработало метод ускоренной оценки моющих и анти-

нагарных свойств в танковом двигателе 5ТДФ [1].

Задача решалась путем подбора научно обоснованных напряженных режимов работы двигателя и условий испытаний [2], позволяющих интенсифицировать процессы старения масла в камере двигателя, а также лако-, нагарообразования в продувочных отверстиях, выхлопных окнах цилиндров, в канавках и на юбке поршней. Предусматривалось, что отложения на деталях при ускоренных и длительных испытаниях должны быть идентичными по характеру и абсолютной величине.

Испытания масла для ускоренной оценки моюще-диспергирующих и антинагарных свойств проводили в двигателе 5ТДФ на режиме максимального крутящего момента (частота вращения $n=2000 \text{ мин}^{-1}$) с отключенным масляным центробежным фильтром и подогревом воздуха, поступающего в двигатель, до 40 °С, в течение 50 часов. Для интенсификации процесса нагарообразования в продувочных отверстиях цилиндров был увеличен заброс газа в продувочный ресивер за счет более раннего (на 7 град.пкв) их открытия. В ходе испытаний коэффициент избытка воздуха выдерживали постоянным (за счет регулиро-

вания давления наддува) независимо от количества нагара, образовавшегося в газоздушном тракте.

Результаты испытаний оценивали по суммарному показателю лако-, нагароотложений на деталях цилиндра-поршневой группы (ЦПГ), максимальное значение которого принято за 100 баллов.

Для i -го цилиндрического комплекта суммарная оценка (A_i) лако-, нагароотложений на деталях ЦПГ определялась по уравнению (1).

$$A_i = (\Delta f_i)_1 K_1 + (\Delta f_i)_2 K_2 + K_3 \sum_{r=1}^n h_r \frac{l_r}{l} + K_4 \sum_{r=1}^n K_s \frac{S_r}{S} + B. \quad (1)$$

где $(\Delta f_i)_1$, $(\Delta f_i)_2$ - потеря площади проходных сечений соответственно продувочных отверстий и выпускных окон, %. Площади проходных сечений определялись по результатам планиметрирования отпечатков отверстий и окон цилиндра, снятых на бумагу.

h_r - толщина нагара в первой поршневой канавке на длине дуги l_r , мм;

S_r - площадь боковой поверхности юбки поршня одного цвета, см²;

B_n - показатель, характеризующий подвижность поршневых колец в баллах. $B_n=0$, если все поршневые кольца после испытаний подвижны. $B_n=20$ баллов - в случае потери подвижности хотя бы одного кольца;

K_y - коэффициент цвета отложений на поршне по эталонной шкале ГОСТ 5726-53;

K_1 , K_2 , K_3 , K_4 - коэффициенты значимости, вычисленные по уравнению (2) с учетом предельно-допустимых величин для каждого оценочного показателя.

$$A = Q_i K_i \quad (2)$$

где Q_i - допустимая величина оценочного показателя по экспериментальным данным;

A - 20 баллов для каждого оценочного показателя.

Таблица 1

Коэффициенты K_1 и K_2 (балл/%) были определены, исходя из допустимых значений потери площади продувочных отверстий (10%) и выпускных окон (30%), которые ограничивают устойчивую безпомпажа работу компрессора наддувочного воздуха.

При расчете коэффициента K_3 (балл/мм) предельно допустимую толщину нагара в первой поршневой канавке принимали равной радиальному зазору кольца в канавке (0,72 мм), так как большая толщина нагара приводит к потере подвижности кольца и его заклиниванию.

Коэффициент K_4 (баллы) учитывает цвет отложений на юбке поршня. Величина этого коэффициента вычислена, исходя из предельного состояния поршня, когда юбка покрыта отложениями черного цвета, что соответствует 1,0 по шкале эталонов.

Ниже рассмотрены результаты ускоренных испытаний танковых моторных масел групп В₂ и Г₂ с композицией барийсодержащих присадок, которые обеспечивают достаточно высокий запас моющих и антинагарных свойств и не приводят к образованию твердых зольных отложений на накладках поршней.

Результаты проведенных испытаний показали, что моторные масла на выбранном режиме претерпевают значительные изменения физико-химических свойств за счет накопления продуктов неполного сгорания топлива (сажистых частиц) и продуктов термического воздействия вследствие окисления, полимеризации и коксования углеводородов масла. В ходе испытаний наблюдается рост вязкости, кислотного числа и снижение (до 50%) щелочного числа, характеризующего срабатывание присадок масла.

Концентрация нерастворимых в бензине веществ работавшего масла к концу ускоренных испытаний достигает 2%. Количество и характер лако-, нагароотложений на деталях ЦПГ такие же, как и после длительной наработки двигателя 5ТДФ в течение моторесурса, таблица 1.

Испытания ДВС

Моторное масло	Вид испытаний	Уменьшение площади проходных сечений, %		Чистота корпусов поршней, баллы
		продувочных отверстий	выпускных окон	
М-16 ИХП-3	ускоренные	4,6	12,8	3,6
	длительные	4,8	18,0	2,4
М-8В ₂ С	ускоренные	3,3	12,4	2,3
	длительные	0,5	11,0	2,3
М-12Г ₂	ускоренные	1,8	10,2	3,7
	длительные	0	11,8	2,4

Испытания показали, что сходимость результатов параллельных определений по данному методу не более 15 % отн.

Отложения нагара в продувочных отверстиях и

выпускных окнах цилиндров двигателя 5ТДФ после длительной работы на режимах внешней характеристики показаны на рис. 1.

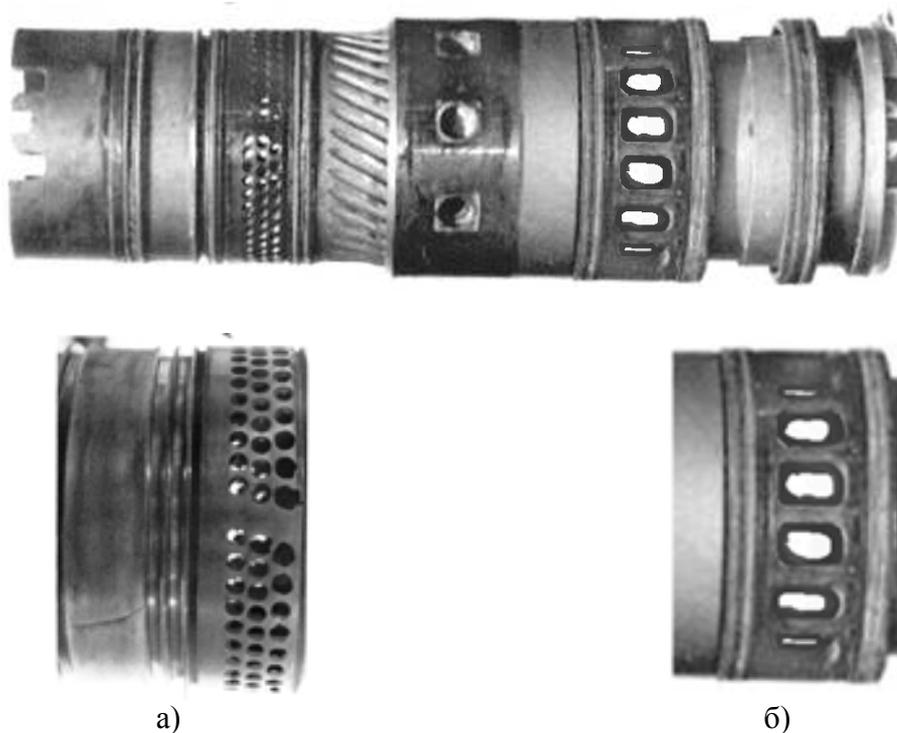


Рис. 1. Цилиндр двигателя 5ТДФ после длительных испытаний на моторном масле М-16 ИХП-3:
а) продувочный пояс цилиндра с закоксованными отверстиями; б) выпускной пояс цилиндра с закоксованными окнами.

В таблице 2, в качестве примера, приводятся основные показатели и результаты ускоренных испытаний ряда моторных масел.

Всесезонные масла МТ-16П, М-16 ИХП-3 и Галол М-4042 ТД изготавливаются на минеральной основе, зимнее масло М-8В₂С является синтетическим, имеет пологую вязкостно-температурную характеристику и обеспечивает пуск двигателя при

температуре окружающей среды -25 °С.

Разработанное в последнее время масло Галол М-4042 ТД содержит высокоэффективные присадки и имеет высокий уровень моющих и антинагарных свойств (13,5 баллов по 100 бальной системе отсчета). Это масло прошло с положительными результатами полный комплекс ускоренных и длительных испытаний в двигателях 5ТДФ, 6ТД и В-46-6 и

было допущено к применению в 2-х и 4-х тактных танковых двигателях.

Таблица 2

Наименование показателей	Моторные масла			
	МТ-16П	М-16 ИХП-3	М-8В ₂ С	Галол М-4042 ТД
Вязкость кинематическая при 100 °С, мм ² /с	16	16	8	16
Индекс вязкости	85	90	115	95
Щелочность, мг КОН/г	2,0	4,0	4,2	4,5
Зольность сульфатная, %	1,08	1,25	1,4	1,25
Температура застывания, °С	-25	-25	-50	-25
Антиагарные и моющие свойства масла по разработанному методу, балл	34	27,5	20,5	13,5

Выбранный режим и условия проведения ускоренных испытаний масел в двигателе 5ТДФ позволяют в 8 раз сократить время по оценке эксплуатационных свойств масел, обеспечить высокую надежность и достоверность результатов определения моюще-диспергирующих и антиагарных свойств при отборочных и квалификационных испытаниях

моторных масел, разрабатываемых для форсированных транспортных дизелей.

Список литературы:

1. Авторское свидетельство №296690 (СССР).
2. Дерябин А.А. Смазка и износ дизелей. Л., Машиностроение, 1974г, с 54-56

УДК.621.1.018

А.П. Поливянчук, канд. техн. наук

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ОХЛАЖДЕНИЯ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ В РАЗБАВЛЯЮЩЕМ ТУННЕЛЕ

Постановка задачи

Одним из наиболее опасных загрязняющих веществ, содержащихся в отработавших газах (ОГ) дизельного двигателя, являются твердые частицы (ТЧ). Под ТЧ понимают весь материал, собранный на фильтрах после пропускания через них ОГ дизеля, предварительно разбавленных атмосферным воздухом до температуры, не превышающей 52 °С [1]. Вместе с оксидами азота, углеводородами и монооксидом углерода ТЧ являются веществом, выбросы

которых с ОГ дизелей подлежат контролю и ограничению.

Для измерения выбросов ТЧ применяется специальное оборудование - разбавляющие туннели. В состав такого оборудования входят: непосредственно туннель – трубопровод, в котором ОГ разбавляются воздухом; линия отбора проб ТЧ (ЛО) – трубопровод, в котором установлены фильтры для сбора ТЧ из разбавленных ОГ. В зависимости от количества разбавляемых ОГ туннели делятся на полнопоточные

(разбавляются все ОГ дизеля) и частичнопоточные – мини- и микротуннели (разбавляется только часть от полного потока ОГ) (рис. 1).

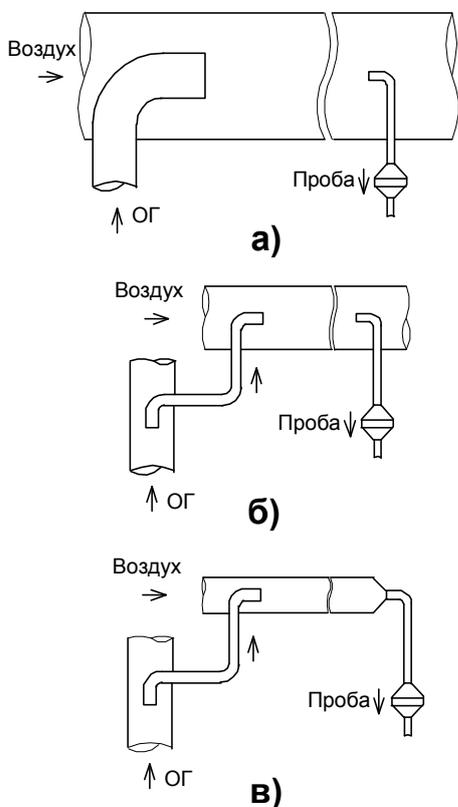


Рис. 1. Типы разбавляющих туннелей:
 а) полнопоточный (эталонный);
 б) минитуннель;
 в) микротуннель.

Полнопоточные туннели являются эталонным оборудованием для контроля выбросов ТЧ дизелей – результаты частичнопоточных туннелей не должны отличаться более, чем на $\pm 5\%$ от результатов полнопоточной системы [1]. Однако, использование эталонных туннелей затрудняется их высокой стоимостью, громоздкостью и неудобством в эксплуатации [2]. Значительно более экономичными, компактными, мобильными, и в связи с этим, более предпочтительными являются мини- и микротуннели. Одним из основных требований, предъявляемых к частичнопоточным системам, является обеспечение в них таких условий разбавления ОГ, которые поддерживаются в полнопоточном туннеле [2-4]. В случае не-

выполнения данного требования (из-за влияния условий разбавления ОГ на измеряемые выбросы ТЧ) мини- и микротуннели не обеспечивают требуемой точности измерений. С целью определения условий разбавления ОГ, соответствующитх эталонной системе контроля выбросов ТЧ автором разработана и проверена на адекватность математическая модель процесса охлаждения ОГ дизеля в туннеле, а также даны рекомендации по практическому использованию данной модели.

Математическая модель процесса охлаждения ОГ дизеля в туннеле

Данная модель – S связывает между собой параметры, определяющие процесс охлаждения ОГ в туннеле и ЛО (входные параметры) с параметрами, характеризующими условия разбавления ОГ (выходными параметрами) (рис. 2). В число входных параметров модели входят: геометрические размеры (диаметр, длина): туннеля – d_t, L_t и ЛО – d_{sam}, L_{sam} ; массовые расходы: ОГ, поступающих в туннель – G_{exh} , разбавленных ОГ в туннеле (суммарного потока) – G_t , разбавленных ОГ в ЛО – G_{sam} ; температуры: ОГ – t_{exh} и воздуха – t_{dil} . Выходными параметрами модели являются: коэффициент разбавления ОГ (равен отношению величин G_t и G_{exh}) – q и температура пробы перед фильтрами – t_f .

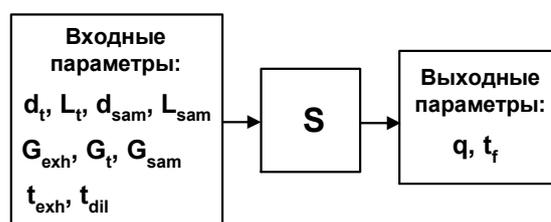


Рис. 2. Структура математической модели

Модель S представляет собой систему 2-х уравнений:

$$\left. \begin{aligned} q &= \frac{G_t}{G_{exh}} \\ t_f &= t_t^b - \Delta t_t^w - \Delta t_{sam}^w - \Delta t_{sam}^{aix} \end{aligned} \right\}, \quad (1)$$

где t_t^b – среднemasовая температура потока разбавленных ОГ в начальном сечении туннеля, в котором начинается смешивание ОГ и воздуха;

Δt_t^w – величина снижения температуры разбавленных ОГ, протекающих в туннеле, обусловленного теплопередачей через стенку туннеля;

Δt_{sam}^w – величина снижения температуры, разбавленных ОГ, протекающих в ЛО, обусловленного теплопередачей через стенку ЛО;

Δt_{sam}^{aux} – величина снижения температуры разбавленных ОГ, протекающих в ЛО, обусловленного тепловыми потерями на вспомогательных элементах ЛО (фланцах, тройниках, шаровых кранах и др.).

Величина t_t^b определяется с помощью выражения:

$$t_t^b = \frac{G_{exh}t_{exh} + (G_t - G_{exh})t_{dil}}{G_t} = \frac{t_{exh} - t_{dil}}{q} + t_{dil} \quad (2)$$

Для определения величин Δt_t^w и Δt_{sam}^w используются формулы, полученные в результате совместного решения уравнений теплового баланса и теплопередачи, описывающих процессы теплообмена с окружающей средой потоков, протекающих в туннеле и ЛО:

$$\Delta t_t^w = \frac{\pi d_t L_t k_t (t_{t(m)} - t_{dil})}{c_p G_t} \quad (3)$$

$$\Delta t_{sam}^w = \frac{\pi d_{sam} L_{sam} k_{sam} (t_{sam(m)} - t_{dil})}{c_p G_{sam}} \quad (4)$$

где k_t , k_{sam} – коэффициенты теплопередачи стенок трубопроводов туннеля и ЛО, определяемые по методике, изложенной в работе [5];

$t_{t(m)}$, $t_{sam(m)}$ – средние температуры потоков разбавленных ОГ, протекающих в туннеле и ЛО: $t_{t(m)} = t_t^b - \Delta t_t^w / 2$ и $t_{sam(m)} = t_t^b - \Delta t_t^w - \Delta t_{sam}^w / 2$;

c_p – удельная теплоемкость разбавленных ОГ.

Величина Δt_{sam}^{aux} , входящая во 2-е уравнение системы (1), определяется на основе допущения о пропорциональности величины тепловых потерь на

вспомогательных элементах ЛО – ΔQ_{sam}^{aux} и количества тепла, подводимого с ОГ в туннель – ΔQ_t^{in} :

$$\Delta Q_{sam}^{aux} = \varepsilon_G c_p G_t \Delta t_{sam}^{aux} \sim \Delta Q_t^{in} = c_p G_t \vartheta_t^b,$$

где $\varepsilon_G = G_{sam} / G_t$ – безразмерный коэффициент;

$\vartheta_t^b = t_t^b - t_{dil}$ – температурный напор потока

разбавленных ОГ в начальном сечении туннеля, °С.

Следствием данного допущения является выражение для определения величины Δt_{sam}^{aux} :

$$\Delta t_{sam}^{aux} = a \vartheta_t^b \quad (5)$$

где a – коэффициент пропорциональности, зависящий от конструктивных особенностей ЛО и определяемый экспериментально.

С помощью системы (1) определяются условия разбавления ОГ в любом туннеле при различных условиях (режимах) работы двигателя.

Проверка адекватности математической модели

Адекватность модели S проверялась в ходе испытаний дизеля Д65М по 5-ступенчатому тепловозному циклу ГСТУ 32.001-94 [6]. В качестве системы разбавления ОГ использовался микротуннель МКТ-1, разработанный в ВНУ им. В. Даля [7] и характеризуемый следующими параметрами: $d_t = 30$ мм; $L_t = 350$ мм; $d_{sam} = 18$ мм; $L_{sam} = 850$ мм; $G_t = G_{sam} = 2,5$ г/с.

На каждом режиме работы дизеля при заданных значениях параметра q измерялись фактические значения температуры t_f (проводилось по 2 замера), которые сравнивались с рассчитанными с помощью модели S значениями – $t_{f(cal)}$. По результатам испытаний (табл. 1) вычислялось значение критерия Фишера – F с использованием следующей формулы [8]:

$$F = \frac{S_s^2}{S_{t_f}^2} = \frac{1}{N-1} \cdot \frac{\sum_{i=1}^N (t_{f(m)i} - t_{f(m)i}^{cal})^2}{\frac{2}{N} \cdot \sum_{i=1}^N (\Delta t_{f_i}^{rep})^2}$$

где S_s^2 – дисперсия адекватности модели S;

$S_{t_f}^2$ - дисперсия воспроизводимости результатов эксперимента;

$N=5$ - число режимов работы дизельной установки;

$t_{f(m)i}, t_{f(m)i}^{cal}$ - среднее измеренное и среднее рассчитанное (с помощью модели S) значения температуры пробы перед фильтрами на i -м режиме испытаний, °С;

Δt_{fi}^{rep} - отклонения измеренных на i -м режиме испытаний значений температуры пробы перед фильтрами от среднего измеренного значения на данном режиме, °С.

а) при проведении сравнительного анализа условий разбавления ОГ в частичнопоточной и полнопоточной системах с целью оценки степени их несоответствия;

б) при проведении исследований влияния температуры разбавляющего воздуха t_{dil} (может изменяться в диапазоне 20 ... 30 °С) на изменение условий разбавлений ОГ в эталонных туннелях, что приводит к снижению точности измерений удельных выбросов ТЧ дизелей;

в) при разработке частичнопоточных систем контроля выбросов ТЧ дизелей с целью обеспечения условий разбавления ОГ, соответствующих эталонным туннелям.

Таблица 1. Результаты экспериментальных исследований

Но- мер опыта	Результаты наблюдений		Результаты вычислений		
	q	t_f , °С	$t_{f(m)}^{cal}$, °С	$\Delta t_{f(m)}$, °С	Δt_f^{rep} , °С
1	15,7 15,1	49,4 51,0	50,0	+ 0,2	± 0,3
2	16,3 15,4	47,3 45,8	46,8	- 0,2	± 0,8
3	16,4 15,4	40,7 39,6	40,5	- 0,3	± 0,6
4	16,5 15,7	35,5 34,9	34,8	+ 0,4	± 0,3
5	21,0 18,4	26,6 26,5	26,7	- 0,1	± 0,1

Примечание В таблице обозначено: $\Delta t_{f(m)} = t_{f(m)} - t_{f(m)}^{cal}$.

Исследования показали, что вычисленное по формуле (6) значение критерия Фишера – $F = 0,48$ не превышает табличного значения $F_{табл} = 5,18$, что свидетельствует об адекватности модели S [5].

Рекомендации по использованию математической модели

Математическая модель процесса охлаждения ОГ дизеля в туннеле имеет как теоретическую, так и практическую ценность, и может использоваться:

Выводы

1. При разработке наиболее эффективных систем контроля выбросов ТЧ с ОГ дизелей - мини- и микротуннелей необходимо решать задачу обеспечения в данных системах условий разбавления ОГ, соответствующих эталонному оборудованию – полнопоточному туннелю.

2. Разработана математическая модель процесса охлаждения ОГ дизеля в туннеле, с помощью которой могут определяться для любого типа туннеля параметры, характеризующие условия разбавления ОГ на различных режимах работы двигателя – коэффициенты разбавления и температуры пробы перед фильтрами. Экспериментально подтверждена адекватность данной модели.

3. Разработанная модель может использоваться при создании частичнопоточных туннелей, а также при проведении научных исследований с целью усовершенствования оборудования для контроля выбросов ТЧ дизелей.

Список литературы:

1. Regulation № 49. Revision 2. Uniform provision concerning the approval of compression ignition (C.I.) en-

gines and vehicles equipped with C.I. engines with the regard to the emission of pollutants by the engine. Geneva, 1992. - 114 p. 2. N. Hirakouchi, I. Fukano, T. Shoji. Measurement of Diesel Exhaust Emissions with Mini-Dilution Tunnel. SAE Technical Paper Series 890181, 1989.-11p. 3. K. Engeljehring, W. Schindler, Sulzer. Meeting ISO 8178 Requirements for the Measurement of Diesel Particulates with Partial-Flow Dilution Systems. SAE Technical Paper Series 932466, 1993. - 10 p. 4. Smart Sampler PC SPC 472. Operating Manual. Diesel particulate dilution and sampling equipment. AVL, Austria, 1993. – 69 p. 5. Полив'янчук А.П. Удосконалення способу контролю викидів твердих частинок від тепловозів: Дис. к-та техн. наук: 05.22.07/

Східноукр. націон. ун-т ім. В. Даля. - Луганськ, 2004. – 190 с. 6. ГСТУ 32.001-94. Выбросы загрязняющих веществ с отработавшими газами тепловозных дизелей. Нормы и методы определения.-К.: Изд-во стандартов, 1994.-14 с.7. Поливянчук А.П. Микротуннель для измерения массовых выбросов твердых частиц от дизельных двигателей локомотивов. // Авиационно-космическая техника и технология. Тепловые двигатели и энергоустановки. Сб. науч. тр. /ХАИ. -Х., 2001.-Вып. 26.-С. 195-198. 8. Адлер Ю.П., Маркова Е.В., Грановский Ю.В. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий. – М., изд-во «Наука», 1976.– 280с.

УДК 621.436.004.6

А. Н. Пойда, д-р техн. наук, Д. Г. Сивых, асп.

АВТОМАТИЗИРОВАННАЯ СИСТЕМА ИССЛЕДОВАНИЯ И ДИАГНОСТИРОВАНИЯ АВТОТРАКТОРНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Общая постановка проблемы и её связь с научно-практическими задачами.

В Украине эксплуатируется значительная часть транспортных и рабочих машин с дизельными двигателями, которые имеют как традиционные гидромеханические системы топливоподачи, так и топливные системы с микропроцессорным управлением. Причем, современные автотракторные дизели с микропроцессорными системами управления (МПСУ), имеют встроенные программные модули для самодиагностики систем. Технология строится на измерении величин сигналов датчиков, характеризующих диагностические параметры, в контрольных точках и сравнении измеренных величин с пороговыми значениями. При отклонении какого-либо параметра от

порогового значения в специально отведенную область памяти записывается код ошибки. Сами данные в МПСУ не сохраняются. На комбинации приборов загорается сигнальная лампа, сообщающая о необходимости диагностирования двигателя. Известно, что бортовая диагностика лишь помогает опытному диагносту быстрее локализовать дефект. Для окончательного обнаружения отказавшего узла необходимо провести углублённое диагностирование. Учитывая, что эксплуатируемые в Украине дизели имеют существенные отличия в конструкции и комплектации, возникает проблема в проведении углублённого их диагностирования.

Кроме того, существует острая необходимость совершенствования дизелей отечественного произ-

водства путем установки на них МПСУ [1]. Адаптация МПСУ к конкретным дизелям потребует проведения большого объема работ по отработке алгоритмов управления, методов диагностирования, исследованию и доводке принятых технических решений. Использование традиционных методов исследования растянет решение указанной проблемы на многие годы. Эффективным средством для ускорения таких работ могут служить автоматизированные системы исследования и диагностирования (АСИД).

Обзор публикаций и анализ нерешённых проблем.

В работе [2] предложено разделить программно-аппаратный комплекс, выполняющий функции мониторинга рабочего процесса судового дизеля, на два модуля: измерительный и аналитический. Причиной, побудившей появление такой идеи, явилось то, что из-за интеграции измерительных и вычислительных модулей в единую систему, образовалась избыточность аппаратных средств и, как результат, высокая стоимость системы.

В работе [3] изложена концепция, согласно которой с учетом общности информационного обеспечения ряда задач предлагается строить технологии мониторинга и диагностирования двигателей транспортных машин на основе системного подхода. Предложено использовать встроенные технические средства – бортовые системы мониторинга (БСМ). В памяти БСМ накапливаются результаты контрольных измерений диагностических параметров, которые передаются в АСИД посредством промежуточных носителей (FLASH - карт).

Вопросы построения автоматизированных систем диагностирования с учётом специфики обработки быстродействующих процессов поршневых двигателей проработаны в работе [4]. Предложено строить АСИД на базе персональных компьютеров (ПК) и специальных модулей аналогового ввода – анало-

го-цифровых преобразователей (АЦП).

Компания Bosch – лидер в производстве гаражного и диагностического оборудования также приступила к производству систем анализа автомобиля FSA 720 на базе ПК. На первой странице каталога компании Bosch [5] сказано:

«Новое поколение систем анализа автомобиля FSA 720/740.

Причины, по которым компания BOSCH создала новое поколение систем анализа автомобилей, просты и очевидны:

– диагностировать только бортовые автомобильные компьютеры недостаточно для точного определения отказавшего компонента;

– дополнительные, прямые замеры различных компонентов на борту автомобиля должны быть проведены и обязательно сохранены;

– для точного определений отказавшего компонента обязательно проводить полный системный тест двигателя».

Анализ публикаций показал, что существует устойчивая тенденция построения диагностических систем на базе персональных компьютеров.

Цель и задачи работы

В данной работе поставлена задача более глубоко проработать вопросы, поставленные в [3, 4]. Целью исследования является дальнейшее развитие концепции системного мониторинга применительно автотракторным дизелям, разработка и реализация программно-аппаратных средств АСИД на базе ПК и АЦП.

Формирование структуры АСИД

Для системного мониторинга между БСМ и АСИД обеспечивается информационный обмен (рис. 1) и они образуют комплекс программно-технических средств (КПТС).

Согласно рекомендациям, изложенным в ра-

ботах [3, 4], КПТС выполняется по модульному принципу. Аппаратные и программные средства состоят из отдельных модулей, интегрированных в структуру КПТС, что обеспечивает ему гибкость, уменьшает избыточность аппаратных средств, но сохраняет универсальность комплекса, так как при открытой конфигурации есть возможность наращивания аппаратно- программных средств, в зависимости от решаемых задач. Именно применение ПК в составе АСИД даёт ей дополнительные преимущества:

- 1) доступ к бортовым системам диагностирования, сбор, обработку и хранение информации;
- 2) считывание кодов неисправностей при непосредственной связи АСИД с объектом диагностирования;
- 3) формирование и накопление базы данных;
- 4) функциональное диагностирование двигателя глубиной до узла;
- 5) применение информационных технологий при обработке информации и постановке диагноза;
- 6) применение диагностических моделей;
- 7) использование в процессе диагностирования информации о предыстории технического состояния объекта и симптомах в работе двигателя;

- 8) автоматизацию диагностических процедур;
- 9) использование рациональных алгоритмов диагностирования;
- 10) через интернет доступ к серверам, предоставляющим услуги по экспертным оценкам, моделированию и расчетному исследованию рабочих процессов ДВС.

Синтез диагностической системы на базе ПК

Задачей синтеза является формирование структуры технических средств диагностирования автомобильных и тракторных двигателей, как с гидромеханическими системами топливоподачи, так и с микропроцессорным управлением, удовлетворяющим определенным требованиям. Основными можно считать следующие: система не должна оказывать влияние на процессы в двигателе, иметь небольшое число подключаемых единиц средств измерения к объекту диагностирования, обеспечивать функциональное диагностирование двигателя глубиной до узла.

Часть требований удовлетворяются выбором методов измерения, компоновкой и конструкцией датчиков в виде измерительных модулей, что уменьшает число единиц, подключаемых к объекту.

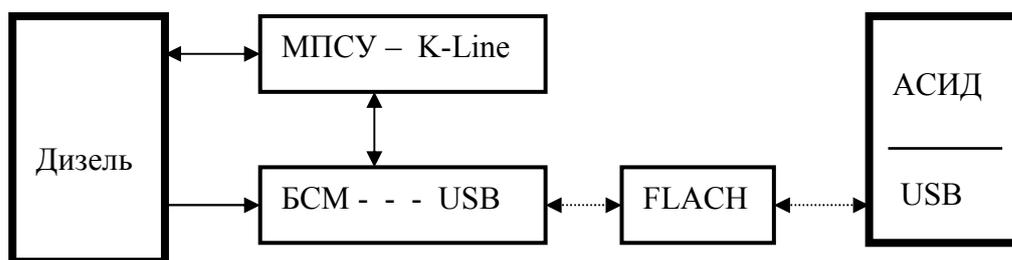


Рис. 1. Схема информационного обмена между БСМ и АСИД

Для удовлетворения требования обеспечивать функциональное диагностирование двигателя глубиной до узла необходимо выполнить декомпозицию объекта диагностирования. Например, в комбинированном двигателе с микропроцессорным управлением можно выделить следующие системы:

- системы впуска и турбокомпрессор;
- система топливоподачи;
- цилиндропоршневая группа;
- механизм газораспределения;
- коленчатый вал и система смазки;
- система охлаждения;

- картерное пространство и система вентиляции;

- микропроцессорная система управления.

Для обеспечения заявленных возможностей АСИД, кроме выбора достаточно большого числа диагностических параметров при синтезе системы в её состав необходимо интегрировать дополнительные узлы. Это многоканальный цифровой осциллограф, позволяющий одновременно с диагностическими параметрами, воспроизводить процессы, происходящие в электронных узлах микропроцессорной системы управления двигателем, например, просматривать сигналы на выводах датчиков и исполнительных устройств.

Для считывания кодов ошибок, хранящихся в ОЗУ штатного контроллера диагностируемой системы двигателя, в состав комплекса интегрирован адаптер интерфейса последовательного обмена. Он позволяет превратить АСИД в сканер и использовать информационные технологии при диагностировании. Этому способствуют также программное обеспечение и база данных (БД).

На рис. 2 приведена структурная схема АСИД, ориентированная на диагностирование процессов комбинированного дизеля при стендовых испытаниях.

Модули АЦП, сопрягаемые с ЭВМ, выпускаются различными фирмами разной структуры, быстродействия и числа каналов. Согласно [3] при синтезе системы важно правильно определить структуру и технические характеристики модуля, чтобы из числа, имеющихся на рынке, выбрать необходимый модуль.

В соответствии с принципами, изложенными в работе [3] при разработке схемы диагностической системы в соответствии с указанной структурой и требованиями, изложенными выше, был выбран ПК типа «Pentium III» и модуль АЦП типа SDI-AD12-128Н, предназначенный для работы в ПЭВМ типа IBM PC/AT с ISA-шиной. В схеме, приведенной на рисунке 2, модуль АЦП представлен аналоговым коммутатором 32 канала, программируемым усилителем, 12-битным АЦП, двухпортовым оперативным

запоминающим устройством емкостью 2к слов (типа FIFO) и схемой управления АЦП.

М1 – модуль регистрации параметров системы топливоподачи дизеля: Д1.1 – стробоскоп ручного определения момента начала подачи; Д1.2 – датчик давления топлива перед форсункой; Д1.3 – датчик подъема иглы форсунки; Д1.4 – датчик угла поворота коленчатого вала; Д1.5 – датчик отметки ВМТ; Д1.6 – датчик вибросигнала от посадки иглы; Д1.7 – датчик признака движения топливной струи.

М2 – модуль регистрации статических параметров топлива: Д2.1 – датчик давления топлива в магистрали низкого давления; Д2.2 – датчик температуры топлива; Д2.3 – датчик расхода топлива.

М3 – модуль регистрации параметров системы воздухообеспечения (измерение параметров на впуске в двигатель или после компрессора): Д3.1 – датчик давления воздуха; Д3.2 – датчик расхода воздуха; Д3.3 – датчик температуры воздуха.

М4 – модуль теплового состояния двигателя: Д4.1 – датчик температуры масла; Д4.2 – датчик температуры охлаждающей жидкости; Д4.3 – датчик температуры отработавших газов.

М5 – модуль регистрации параметров цилиндропоршневой группы: Д5.1 – датчик давления в цилиндре (в конце такта сжатия); Д5.2 – датчик давления в картерном пространстве; Д5.3 – датчик расхода картерных газов.

Технические характеристики модуля АЦП SDI-AD12-128Н:

–Число входных каналов – 32;

–Число разрядов выходного кода – 12 двоичных разрядов;

–Время преобразования – 1,4 мкс;

–ОЗУ – FIFO 2к × 16 бит;

–Базовый диапазон входного напряжения – от –5 В до +5 В.

Модуль АЦП позволяет:

1) Измерять значения напряжения по 32-м каналам с общим проводом в произвольном порядке с электронным переключением коэффициента усиления

ния.

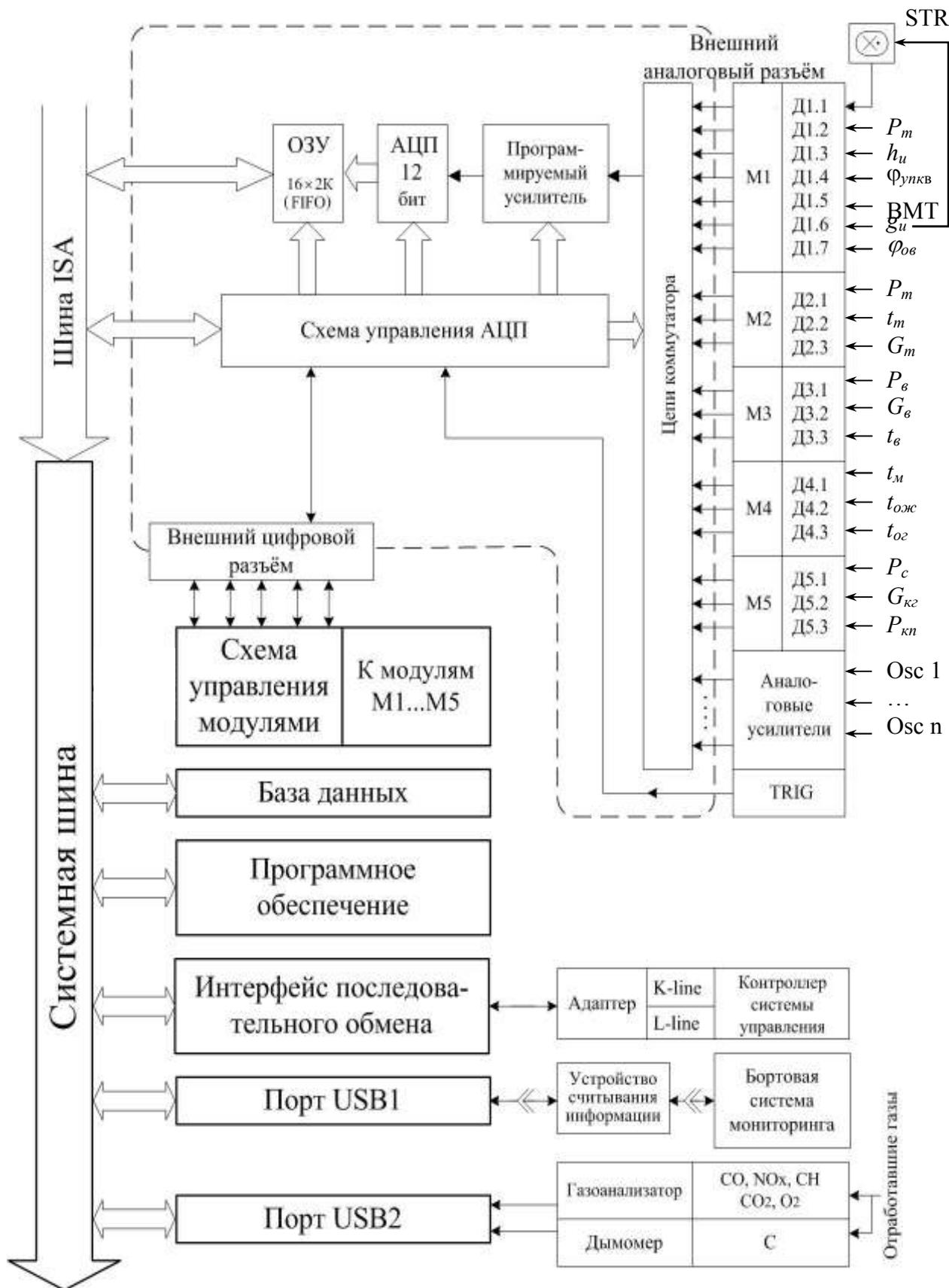


Рис. 2. Структурная схема диагностической системы на основе ПК и модуля SDI-AD12-128HL

2) Осуществлять программный опрос заданного числа каналов по сигналам встроенного таймера с записью-чтением результатов с использованием установленной на модуле двухпортовой памяти типа FIFO. В таком режиме обеспечивается непрерывность оцифровки входного сигнала продолжительное время без проявления временной нестабильности момента запуска. Это позволяет формировать выборки больших объемов, что особенно важно при выявлении неисправностей и статистической обработке индикаторных диаграмм. Перечисленные операции осуществляются под программным управлением через схему управления модулем АЦП.

Управляющие воздействия на измерительные модули М1 - М5 осуществляются с помощью схемы управления модулями. Она позволяет включать и выключать преобразователь напряжения ПН стробоскопического фонаря, в требуемые моменты времени включать запись процессов и т. д.

Программное обеспечение выполняют по модульному принципу. Каждый программный модуль, описывающий тест или отдельную диагностическую процедуру, имеет свой ярлык и может быть приведен в действие с помощью манипулятора из базового меню. Базовое меню состоит из ярлыков-кнопок, которые соответствуют следующим диагностическим процедурам:

- выбор типа двигателя в информационном поле;
- обзорная тестовая процедура;
- контроль системы топливоподачи;
- контроль системы впуска и турбокомпрессора;
- контроль цилиндропоршневой группы;
- контроль механизма газораспределения;
- контроль равномерности распределения мощности по цилиндрам;
- считывание кодов ошибок из контроллера;
- проверка датчиков и исполнительных механизмов;
- диагностирование по симптомам и диагностическим моделям.

В каждой процедуре имеются функции, обозначенные соответствующими кнопками, с помощью которых выбирается место проверки, режим работы, рабочее поле экрана, вывод дополнительной (справочной) информации, сохранение результатов на диск, выход и др.

В БД целесообразно включить:

- технические характеристики двигателей автомобилей различных марок и моделей (диаметр цилиндра, ход поршня, число цилиндров, степень сжатия, литраж, номинальная мощность, частота вращения, расход топлива, фазы газораспределения, давления сжатия и др.);
- электрические схемы систем управления двигателями различных марок;
- справочную информацию о технических характеристиках компонентов систем управления;
- примеры диаграмм и графики аномальных явлений в системах управления двигателями;
- коды ошибок для различных типов систем управления, информацию о размещении на автомобиле диагностического разъема.

Результаты измерения диагностических параметров в графическом и цифровом виде выводятся на экран для анализа оператором. При наличии достаточного количества справочной информации процесс диагностирования можно автоматизировать вплоть до постановки диагноза и рекомендаций по устранению неисправностей.

Проверку функционирования АСИД, выполненную по приведенной схеме, осуществили при стендовых испытаниях дизеля СМД 18 в штатной комплектации, препарированного перечисленными выше модулями. Для индицирования дизеля в четвертом цилиндре выполнен индикаторный канал, в котором установлен тензорезистивный датчик давления с непосредственным охлаждением тензостакана. Форсунка ФД 22 четвертого цилиндра оснащена оптоэлектронным датчиком подъема иглы, пьезоэлектрическим датчиком давления и пьезоэлектрическим датчиком вибрации. На носке коленчатого вала установлены индукционные датчики отметки

ВМТ и УПКВ. На рис. 3 приведены диаграммы, запи-

санные в АСИД с помощью перечисленных датчиков.

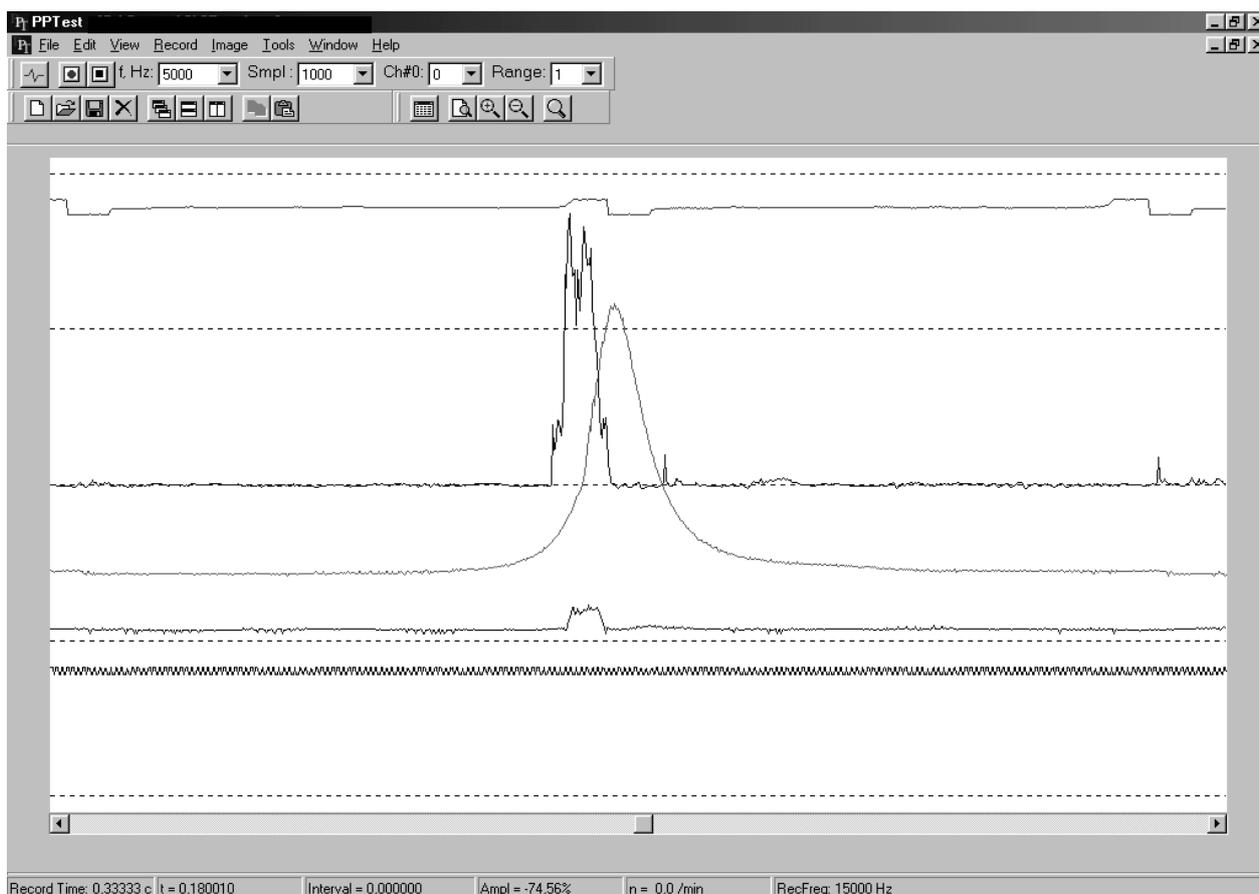


Рис. 3. Копия экрана монитора АСИД; параметры процессов в цилиндре и топливной системе дизеля СМД 18: (сверху вниз) отметка ВМТ; давление топлива в штуцере форсунки; индикаторная диаграмма; подъем иглы форсунки; отметки УПКВ

Выводы

Предложенный подход позволяет в кратчайшие сроки синтезировать АСИД с заданными характеристиками и эффективно решать задачи мониторинга и диагностирования двигателей отечественного и зарубежного производства. Он ориентирован на комплексное решение задач, связанных с эксплуатацией автотракторных дизелей, применение информационных технологий и позволит создавать системы, сбалансированные по составу технических средств, информационному и методическому обеспечению.

Список литературы

1. Быков В. И., Долганов К. Е., Лисовал А. А. Дизели СМД для автобусов / Двигатели внутреннего сгорания // Научно-технический журнал. Харьков: НТУ «ХПИ». - 2004, №1.-с. 13-17. 2. Ивановский В.Г., Вар-

ганец Р.А. Мониторинг рабочего процесса судовых дизелей в эксплуатации / Двигатели внутреннего сгорания // Научно-технический журнал. Харьков: НТУ «ХПИ». - 2004, №2.-с. 138 – 141. 3. Системный подход к управлению рабочими процессами, мониторингу и диагностированию транспортных машин / А.Н. Пойда, Е.Е. Гужва, А.В. Проскурин, Д.Г. Сивых// Автомобильный транспорт. Сб. научн. трудов, вып. 16. Харьков: ХНАДУ, 2005.- с. 22 – 24. 4. Пойда А.Н., Палий А. В., Сивых Д. Г. Основные принципы автоматизации исследования и диагностирования поршневых двигателей/ Авіаційно-космічна техніка і технологія. Харків: "ХАІ".- 2003, випуск 42/7.-с. 93-95. 5. Каталог оборудования BOSCH/ Автомобильное диагностическое и гаражное оборудование. Киев: «Роберт Бош, Лтд», 2004.- 60 с. |

УДК 621.43

А.В. Белогуб, канд. техн. наук, А.С. Стрибуль, инж.

ПРОГРЕССИВНЫЕ РЕШЕНИЯ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ И ПРОИЗВОДСТВЕ ПОРШНЕЙ ДЛЯ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Введение

Назревшая необходимость оптимизации основных параметров автомобильных поршней следует из оценки требований, предъявляемых к поршням участниками процесса, причем для разных категорий участвующих эти требования могут, как совпадать, так и различаться.

Участники процесса:

- производитель отливки или заготовки поршня;
- производитель поршня;
- потребитель первичный (конвейер);
- потребитель вторичный (рынок запасных частей);

Поскольку ОАО «АВТРАМАТ» является производителем полного цикла – от сплава до готового поршня, мы будем рассматривать производителя двух переделов сразу.

Формулирование проблемы

В таблице 1 представлены основные требования к поршню перечисленных участников.

Совпадающие требования – минимальная стоимость и репутация. Несовпадающие – экология, экономичность, т.е. то, что относится исключительно к техническим требованиям. Однако, учитывая неизбежное падение спроса на рынке запасных частей СНГ в связи с мировыми тенденциями снижения календарных сроков эксплуатации легкового транспорта и увеличения общего ресурса их двигателей, особенно актуальным является удовлетворение первичного, конвейерного, потребителя, где технические требования выходят на первое место.

Таблица 1.

Производитель	Потребитель первичный	Потребитель вторичный
1. Минимальная производственная стоимость; 2. Высокая репутация производителя (бренда); 3. Минимальные издержки при реализации	1. Удовлетворение техническим требованиям (экология, ресурс, экономичность ДВС); 2. Надежность поставок; 3. Минимальная цена; 4. Высокая репутация производителя (бренда);	1. Высокая репутация производителя (бренда); 2. Специфические технические требования – повышение экономичности «на доверии»; 3. Конкурентная цена

К параметрам двигателя, на которые может повлиять конструкция поршня, относятся:

- механические потери (потери на трение);
- расход топлива;
- выбросы вредных компонентов с отработавшими газами;
- шум и вибрации.

При этом снижение расхода топлива и выбросов CO₂ являются прямым следствием снижения потерь на трение.

Решение проблемы

В продолжение 6-ти лет сначала АОЗТ «Украинские моторы», а затем и их правопреемник ОАО «АВТРАМАТ» занимаются разработками и производством поршней с новыми техническими параметрами, удовлетворяющими возрастающим требованиям производителей автомобильных двигателей. Для успешного решения задач по повышению параметров двигателей за счет оптимизации конструкции поршня без значительного увеличения его стоимости в ОАО «АВТРАМАТ» была создана система сквоз-

ного проектирования, которая дала возможность в достаточно сжатые сроки вывести на рынок ряд новых конструкций. Технология проектирования защищена патентом.

В плане разработок решались следующие задачи:

- минимизация трения;
- минимизация установочного зазора

В свою очередь минимизация потерь на трение разделяется на 2 задачи – минимизация массы с сохранением или увеличением базовых прочностных характеристик и оптимизация формы и площадей соприкасающихся поверхностей.

Под минимизацией установочного зазора понимается уменьшение величины бочкообразности и, где это целесообразно эллипсности поршня, что приводит к увеличению пятна контакта, как следствие снижению давления в местах контакта и, как мы предполагаем следствием чего будет уменьшение износа и увеличение ресурса. Этому предположению есть подтверждение – поршни, прошедшие полный цикл ресурсных испытаний имеют достаточно незначительный для такого срока работы износ и могут эксплуатироваться дальше. Кроме того, уменьшение зазора приводит к уменьшению шумов при перекладке поршня.

Была произведена оценка потерь трения в зависимости от конструктивных параметров, показавшее, что 10% -е уменьшение массы на распространенном двигателе ВАЗ-21083 может привести к увеличению макс. мощности и момента на 150...300 Вт и 0.25...0.5 Нм соответственно. Это эквивалентно повышению экономичности и снижению выбросов CO₂ при испытаниях по ездовым циклам.

При оценке учитывалось только трение в паре юбка поршень-гильза без учета изменения трения в узлах кривошипно-шатунного механизма. Кроме того, в большинстве поршней была уменьшена величина смещения пальцевого отверстия, что также спо-

собствует снижению потерь трения. В результате реальные величины повышения мощности и момента оказались значительно выше. Коэффициент трения в расчете принят 0,04...0,08. Как пример на рис.1 и 2 показаны мощности трения юбка поршня - цилиндр в зависимости от смещения пальцевого отверстия и массы поршня соответственно.

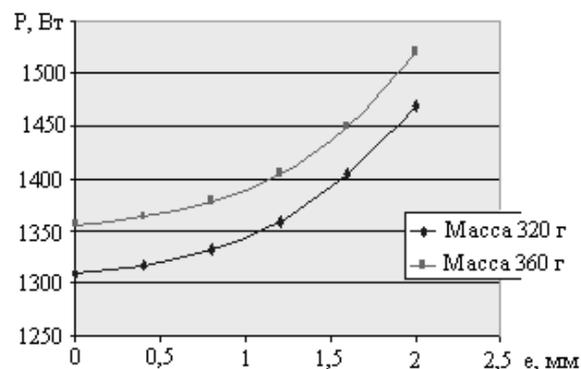


Рис. 1. Зависимость мощности трения юбка поршня – гильза от смещения пальцевого отверстия в расчете на 1 поршень. Частота вращения $n=5500 \text{ мин}^{-1}$

Новые разработки в обязательном порядке проходят испытания на моторных стендах по стандартным методикам ресурсных испытаний. На рис.3 представлены испытательные стенды, использующиеся при доводке поршней.

В настоящее время в ОАО «АВТРАМАТ» разработаны, испытаны и производится ряд поршней, обладающих техническими характеристиками, превосходящими прототипы (рис.4).

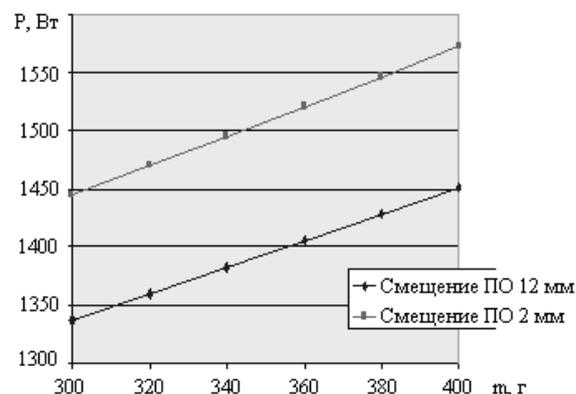
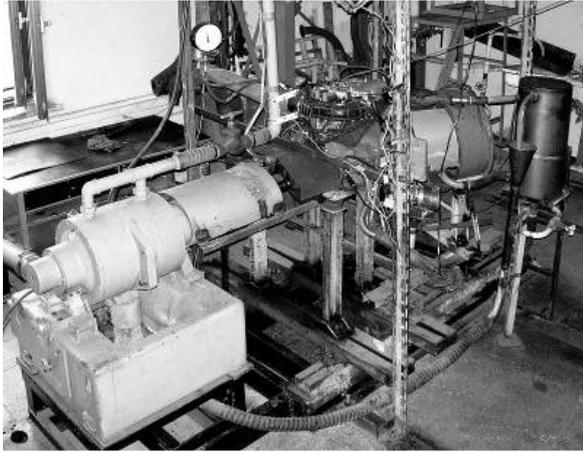
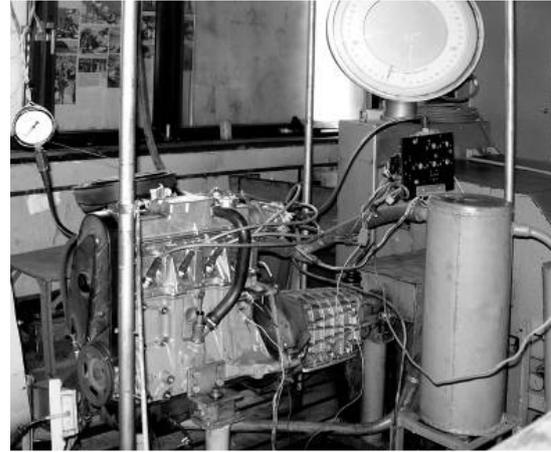


Рис. 2. Зависимость мощности трения юбка поршня – гильза массы поршня в расчете на 1 поршень. Частота вращения $n=5500 \text{ мин}^{-1}$



а) с гидротормозом SHENK



б) с электротормозом VSETIN

Рис. 3.



ZM3-406 (406.1004015H)
Ø92; 92,5; 93мм.
Масса - 431г



УМ3-421 (421.1004015M)
Ø100; 100,1; 100,5; 101мм.
Масса - 545 г



ВА3-21213H
(21213.1004015H)
Ø82,0; 82,4; 82,8мм.
Масса 322 г.



ВА3-2112H
(212.1004015H)
Ø82,0; 82,4; 82,8мм.
Масса 312 г.



MeM3-307
(307.1004015H)
Ø75,0; 75,25; 75,5мм.
Масса - 250 г



ВА3-2105H
Ø79,0; 79,4; 79,8мм.
Масса 300 г.



ВА3-21083M
Ø82,0; 82,4; 82,8мм.
Масса 322 г.



ВА3-21118M
Ø82,5мм.
Масса 235 г.
(поршень не испытан в двигателе)

Рис. 4. Новые поршни ОАО «АВТРАМАТ». Масса соответствует номинальному размеру

Таблица 2.

Двигатель	Масса, г (новый/ старый, %снижения)	Момент, Нм (новый/ старый, %повышения)	Мощность, кВт (новый/ старый, %повышения)
ZM3-406	431/455 5	190/188 1,1	97,2/96,6 0,6
ВА3-2105	300/375 20	96,8/94,1 2,9	53/50,7 4,5
ВА3-21083	322/345 7	108,8/106,2 4,3	54,2/52,6 3,0
ВА3-21213	322/347 7,2	136/131 3,8	60/58 3,4
ВА3-2112	304/365 17	133/129 3,1	70,7/68,8 2,7
MeM3-307	250/285 12	108,1/106,5 1,5	49,6/49,0 1,2

По результатам испытаний получено стабильное снижение механических потерь, приведенное в таблице 2.

Выводы:

Анализ таблицы 2 показывает, что применение поршней новых конструкций для всех участников процесса может быть целесообразным: для производителя снижение материалоемкости; для первичного

потребителя – улучшение экологических параметров двигателя (CO₂ и вибрации); для вторичного рынка –

повышение момента и мощности.

УДК 621.43.001.4

А.М. Левтеров, канд. техн. наук, А.В. Белогуб, канд. техн. наук

КОНТРОЛЬ КАЧЕСТВА ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПОРШНЯ БЫСТРОХОДНОГО АВТОМОБИЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ

За последние годы заметно сократились инновационные циклы в автомобильной промышленности и можно предположить, что при растущей сложности изделий и требований к ним отрасль ждет драматическое будущее. Ответом на такой вызов времени может стать сокращение затрат на развитие. Учитывая, что основу эксплуатируемого автомобильного парка Украины составляют автомобили с моторами моделей 30–50-летней давности, уже оснащенных модернизированными системами питания, зажигания, регулирования, а создание двигателей новых современных конструкций для экономики Украины в настоящее время нереально, целесообразно пойти по пути технически и экономически доступного углубления модернизации двигателей, заменяя элементы его конструкции на более совершенные.

В частности, одним из главных функциональных элементов двигателя, определяющих показатели его экономичности, надежности и токсичности, является цилиндропоршневая группа.

Статья предлагает результаты оценки качества проектирования модернизированного на ОАО «Автрамат» поршня 21083–М двигателя ВАЗ(4С 82/71), полученного при совместных исследованиях с отде-

лом поршневых энергоустановок ИПМаш НАН Украины.

Конструктивная модернизация базового поршня двигателя ВАЗ– 2108 выполнена по критериям, обеспечивающим технологичность изготовления, функциональность, экономичность и уменьшение массы.

Вот перечень конструктивных изменений и их следствие:

- отсутствует термовставка, возможное уменьшение жесткости и ухудшение структуры температурного поля компенсируется использованием более прочного алюминиевого сплава АЛ–25;
- уменьшена высота поршня на 5,5мм и составляет 60,4мм;
- оптимизирован профиль юбки, благодаря чему обеспечено нормальное распределение и уровень контактных давлений в паре стенка цилиндра – юбка поршня;
- использована оригинальная литейная оснастка, образующая геометрию внутренней поверхности поршня, обеспечивающую лучшее его охлаждение и оптимальную структуру температурного поля;
- бобышки с отверстиями под поршневой палец выполнены с двойным углом наклона, что обеспечи-

вает легкое извлечение отливки и снижение массы поршня;

– специально выполнены канавки в зоне холодильника, в результате чего масло из канавки масляного кольца стекает в поддон.

Получение качественной конструкции поршня опирается на проектно–конструкторское моделирование и серию испытаний, позволяющих до серийного выпуска выявить и устранить недостатки проектируемого изделия, сокращая, таким образом, до минимума изменения в готовой продукции.

Проектно–конструкторское моделирование включает в себя собственно конструирование тела поршня, расчетные работы по оптимизации конструкции и профилированию внешней и внутренней поверхности [1,2], основанные на расчетных методиках получения параметров рабочего процесса, вычисления напряженно-деформированного состояния в критических фазах по повороту коленчатого вала и параметров двигателя.

Серия численных итераций с промежуточным анализом конструкции на технологичность завершается выпуском рабочей документации и рекомендациями по изготовлению опытного образца с последующими испытаниями на моторном стенде в соответствии с предъявляемыми требованиями и рабочими режимами мотора, нагрузкой и частотой вращения.

Цель испытаний — оценка одного из важнейших показателей надежности — ресурса модернизируемого поршня 21083–М при соблюдении ограничений (требований на величину расхода топлива, максимальной мощности и максимального крутящего момента).

Испытания проводились на моторном испытательном стенде. В качестве нагружающего устройства использовалась асинхронная машина постоянного тока DS 926–4/V, максимальная тормозная мощность которой 200 кВт, максимальный тормозной момент

348 Н·м, максимальная частота вращения 5500 мин.⁻¹. Испытываемый двигатель – четырехтактный, карбюраторный, с рабочим объемом 1,5л, номинальной мощностью 51,5 кВт при 5600 мин.⁻¹ и максимальным крутящим моментом 106,4 Н·м при 3400 мин.⁻¹. Двигатель соединен с нагрузочным устройством через 4-х ступенчатую механическую коробку передач, что позволяет в процессе испытаний обеспечить максимальную частоту вращения коленчатого вала двигателя, более высокую, чем это может обеспечить нагрузочное устройство.

300-часовые ресурсные испытания осуществлялись по разработанной в соответствии с государственными стандартами программой и, кроме того, по специальной программе 3-часовых ускоренных испытаний, в соответствии с которой после прогрева двигателя он последовательно нагружался режимами максимального крутящего момента, максимальной мощности и режимом, на 20% превышающим частоту вращения, соответствующую максимальной мощности при полностью открытой дроссельной заслонке.

Таким образом, контроль качества проектирования модернизируемого поршня представляет собой совокупность этапов, чередующихся в зависимости от результатов анализа после завершения каждого этапа (рис.1).

Завершенные испытания модернизированного поршня с изменениями конструкции, заявленными выше, показали обнадеживающие результаты.

При удовлетворении цилиндропоршневой группы запасам прочности ограничения (требования на технико-экономические показатели: сохранение неизменными расхода топлива, мощности и максимального крутящего момента) не только выдержаны, но улучшены. Максимальный крутящий момент выше паспортного на 2,5 – 3%, максимальная мощность – на 0,6 – 2%. Кроме того, удельный эффективный расход топлива уменьшился на 1,5–2% (рис.2).

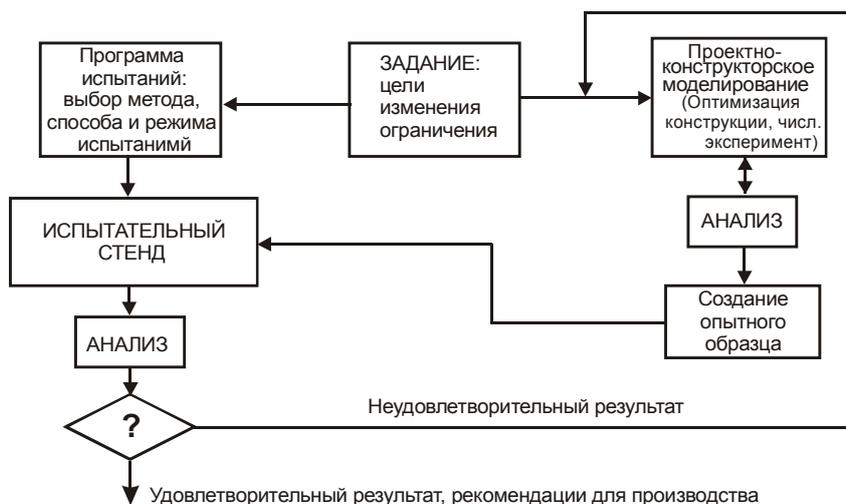


Рис. 1. Этапы контроля качества проектирования

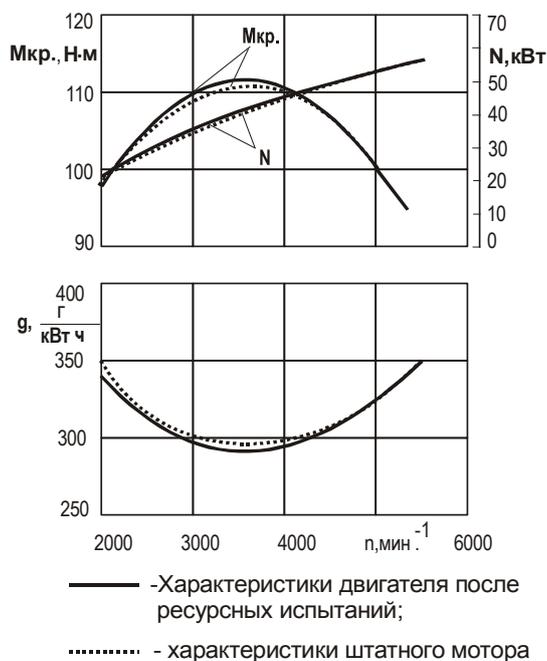


Рис. 2. Внешние скоростные характеристики двигателя VAZ 21083

Резюме

Модернизация поршней VAZ 21083–М двигателя VAZ 21083 средствами раннего контроля качества проектирования и изготовления, изложенными в статье, позволила получить пригодный к серийному производству поршень с меньшими временными и материальными затратами, а оснащение двигателя такими поршнями дает возможность улучшения его технико-экономических характеристик в среднем на 1,5 – 3%.

Список литературы:

1. А.В. Белогуб. Новые подходы к конструированию поршней// *Авиационная техника и технология: Сб. науч. тр.- Харьков: ХАИ, 2001.-Вып.19. Тепловые двигатели и энергоустановки.-с. 201-206.* 2. А.В. Белогуб, А.С. Стрибуль. Методика расчета переменного напряженно-деформированного состояния поршня в цикле для различных режимов работы двигателя. *Авиационная техника и технология: Сб. науч. тр.- Харьков: Нац. Аэрокосмический ун-т «Харьк. авиац. ин-т», 2002.-Вып.30. Двигатели и энергоустановки.-с. 124-126.*

УДК 621.431.72-545.74

А.Б. Богаевский, канд. техн. наук

ВЫБОР ЗАКОНА НАГРУЖЕНИЯ ДЛЯ ДИЗЕЛЬ - ГЕНЕРАТОРА 588ДА ДИЗЕЛЬ-ПОЕЗДА ДЭЛ - 01

Дизели транспортного назначения работают в широком диапазоне скоростных и нагрузочных режимов. Современные транспортные дизели, в том числе и для железнодорожного транспорта, представляют собой комбинированную установку, в состав которой входят несколько разнородных подсистем, которые взаимодействуют между собой в процессе работы. Важнейшими являются подсистемы топливоподачи, воздухообеспечения и охлаждения. При создании такой комбинированной установки индивидуальные характеристики подсистем удается согласовать лишь на каком-то одном режиме, чаще всего на номинальном.

Если же режим работы отличен от номинального, то согласованность подсистем нарушается, что приводит к ухудшению качества рабочего процесса дизеля и к снижению его экономических и экологических характеристик. Обеспечить поднастройку характеристик подсистем дизеля в процессе работы на различных режимах и изменении условий эксплуатации возможно при применении современных микроконтроллерных систем автоматического управления.

Наиболее простым и эффективным средством воздействия на рабочий процесс дизеля является управление процессом топливоподачи.

Современные микроконтроллерные системы управления дизелями (системы типа PPN, Common Rail) с целью обеспечения наибольшей эффективности осуществляют управление цикловой подачей топлива, моментом начала впрыска топлива (углом опережения впрыском топлива), формируют закон подачи топлива в зависимости от частоты и нагрузки, формируют закон изменения давления впрыска

топлива и ряд других характеристик топливоподачи. Однако из-за значительной стоимости указанные выше системы реализованы в зарубежных автомобильных дизелях и частично в дизелях для железнодорожного транспорта зарубежных фирм, таких как MTU, Caterpillar.

Отечественные дизелестроители в настоящее время одним из основных направлений совершенствования топливной эффективности избрали внедрение электронных регуляторов, которые являются мощным средством совершенствования дизелей, при этом их стоимость существенно ниже, нежели ранее указанных систем управления впрыском.

Одним из первых в государствах СНГ промышленным опытом применения микроконтроллерных регуляторов для силового агрегата дизель-поезда, являются электронные регуляторы, разработанные и изготовленные совместно специалистами научно-производственного предприятия "ТОР" и Казённого предприятия "Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению" (КП ХКБД) для дизель-поезда ДЭЛ-01 компании "Луганск тепловоз" [1-3].

Эффективность применения микроконтроллерных регуляторов на силовом агрегате дизель-поезда во многом определяется алгоритмами управления, исходные данные для которых были получены экспериментальным путем на моторных стендах КП ХКБД.

Силовой дизель-агрегат представляет собой нелинейный объект и его исследование может быть произведено тремя путями:

- экспериментально на натурном объекте,
- экспериментально на модели той же самой физической природы, что и натурный объект (физи-

ческое моделирование),

- с помощью математического моделирования.

Стоимость затрат на эти виды исследований убывает в порядке их перечисления выше. Причем, чем мощнее дизель, тем стоимость экспериментальных исследований выше. По этой причине основные усилия разработчиков и исследователей должны быть направлены на максимальное использование этапов математического и физического моделирования, а экспериментальные исследования на натурном объекте целесообразно проводить по сокращенной методике для проверки выборочных наиболее важных с эксплуатационной точки режимов.

Так как настоящая работа посвящена математическому моделированию, то экспериментальные исследования в ней используются для подтверждения результатов математического моделирования.

При математическом моделировании решение задач управления неразрывно связано с реализацией математических моделей исследуемого объекта. Одним из наиболее распространенных при моделировании нелинейных объектов являются методы дискретизации математической модели путем пространственного и (или) временного квантования. К таким методам принадлежит метод сеток, который основан на замене непрерывной функции (или ее производной) ее значениями в отдельных дискретных точках - узлах сетки. Данный метод широко применяется для решения сложных многомерных и многофакторных оптимальных задач и задач управления.

В настоящей работе задачей авторов является выбор закона управления мощностью нагружения дизель-агрегата для дизель-поезда на основе математического сеточного моделирования процессов в дизеле. В качестве исходных данных были взяты следующие характеристики о дизеле:

- тип дизеля (двухтактный шестицилиндровый со встречным ходом поршней, 6ДН),
- тип воздухооборудования - приводной компрессор,
- экспериментальные характеристики топливных насосов,
- мощность дизеля 588 кВт при частоте вращения коленчатого вала 2200 мин⁻¹.

Расчет рабочего цикла дизельного двигателя выполнен по методу, подробно изложенному в [5] с уточнениями для выбранного дизеля, приведенными в [6].

В данной работе будут представлены лишь некоторые промежуточные значения параметров, которые демонстрируют возможности метода сеточных моделей.

С использованием методики [4] была определена зависимость коэффициента избытка воздуха от положения рейки топливных насосов и частоты вращения коленчатого вала дизеля 6ДН. Значения коэффициента $\alpha(n, h)$ приведены в таблице 1, а на рис. 1 зависимость $\alpha(n, h)$ представлена в графической сеточной форме.

Таблица 1. Значение коэффициента избытка воздуха α

h , мм	Частота вращения, мин ⁻¹							
	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200
5,5	13,15	7,94	6,21	5,22	5,02	4,9	5,03	5,22
6,5	6,15	4,54	3,77	3,6	3,56	3,67	3,82	3,99
7,5	3,68	3,07	2,84	2,78	2,83	2,94	3,15	3,39
8,5	2,63	2,32	2,26	2,27	2,35	2,5	2,68	2,88
9,5	2,09	1,89	1,87	1,91	2,0	2,13	2,33	2,55
10,5	1,6	1,53	1,55	1,58	1,75	1,89	2,06	2,22
11,5	1,31	1,28	1,32	1,44	1,53	1,68	1,82	1,99
14	0,97	0,97	1,01	1,08	1,18	1,29	1,43	1,57
15,5	0,83	0,83	0,86	0,92	1,00	1,11	1,21	1,37
15,5	0,83	0,83	0,86	0,92	1,00	1,11	1,21	1,37

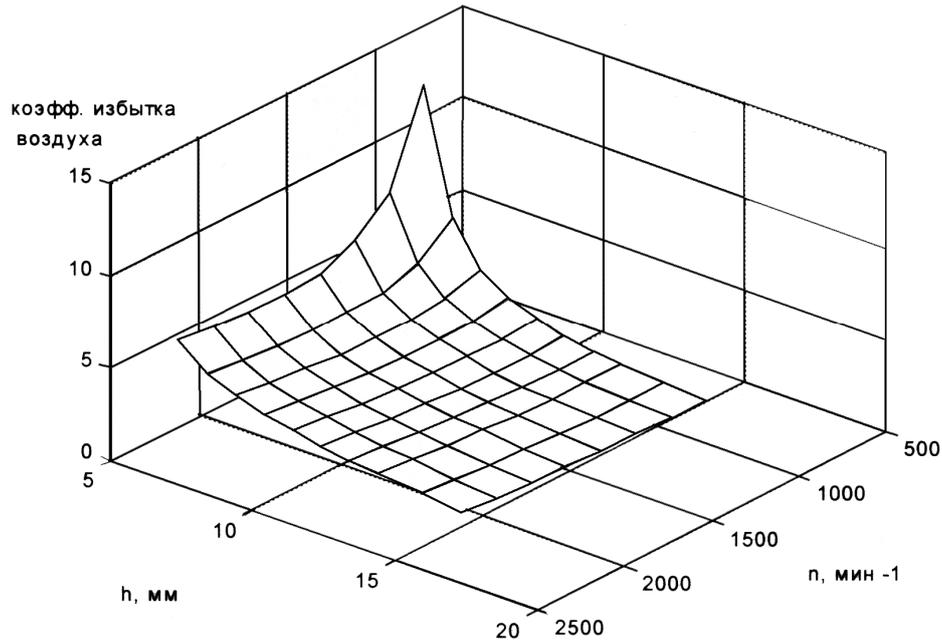


Рис. 1. Зависимость коэффициента избытка воздуха от частоты вращения и положения рейки топливного насоса.

Параметры процесса газообмена определяются согласно методике [5] с использованием расчетных выражений, приведенных в [4].

Давление в выходном патрубке компрессора определялось с учетом сопротивления воздушного фильтра (по опытным данным сопротивление составляет $0,06 \text{ кг/см}^2$ на максимальной частоте 2200 мин^{-1}).

Температура воздуха во впускном патрубке двигателя практически равна температуре воздуха в выходном патрубке компрессора, т.к. холодильник в исследуемом двигателе отсутствует.

Давление в начале сжатия практически равно давлению в выходном патрубке компрессора, коэффициент наполнения по опытным данным составляет для исследуемого двигателя величину $0,72$, коэффициент остаточных газов по опытным данным составляет для исследуемого двигателя величину $0,06$.

При определении ряда показателей таких, как показатель адиабаты сжатия, политропы расширения и связанных с ними, использовалась табличная зависимость внутренней энергии газов U и U_0 от темпе-

ратуры (таблица 6 в [5]), которая аппроксимировалась согласно рекомендациям [7] полиномами 3-го порядка

$$U = a_1 + a_2 t + a_3 t^2 + a_4 t^3$$

$$U_0 = a_{10} + a_{20} t + a_{30} t^2 + a_{40} t^3$$

где: $a_1 = 1,167$, $a_2 = 4,8081$, $a_3 = 8,7723e^{-0,04}$, $a_4 = -1,2770e^{-0,07}$,
 $a_{10} = -5,3788$, $a_{20} = 5,2493$, $a_{30} = 1,2034e^{-0,03}$, $a_{40} = -1,7443e^{-0,07}$

Результаты вычисления показателя политропы расширения n_2 при значении относительных потерь теплоты $W=0,16$ приведены в таблице 2 и на рис. 2.

Результаты расчетов эффективного КПД двигателя приведены в таблице 3 и на рис. 3.

Из таблицы 3 и рисунка 3 следует, что эффективный КПД имеет экстремум - максимум по рейке топливных насосов на каждой частоте вращения. Пространственная линия, соединяющая точки экстремумов эффективного КПД, представляет собой искомый закон нагружения с точки зрения топливной экономичности конкретного двигателя, который вносится в программное обеспечение электронной системы управления [1, 2].

Таблица 2. Результаты расчетов показателя политропы расширения при $W=0,16$

h , мм	Частота вращения, мин ⁻¹							
	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200
5,5	1,3337	1,3236	1,3169	1,3111	1,3097	1,3087	1,3095	1,3104
6,5	1,3161	1,3057	1,2979	1,2957	1,2952	1,2965	1,2979	1,2994
7,5	1,2967	1,2879	1,2836	1,2825	1,2833	1,2851	1,2884	1,2916
8,5	1,2794	1,2720	1,2701	1,2703	1,2722	1,2758	1,2794	1,2830
9,5	1,2654	1,2585	1,2576	1,2589	1,2619	1,2658	1,2709	1,2760
10,5	1,2464	1,2431	1,2437	1,2449	1,2523	1,2575	1,2629	1,2671
11,5	1,2308	1,2200	1,2309	1,2374	1,2420	1,2486	1,2541	1,2597
12,5	1,2163	1,2159	1,2192	1,2262	1,2336	1,2402	1,2469	1,2536
14	1,2040	1,2040	1,2075	1,2134	1,2207	1,2274	1,2353	1,2421
15,5	1,1903	1,1898	1,1926	1,1984	1,2056	1,2140	1,2210	1,2306

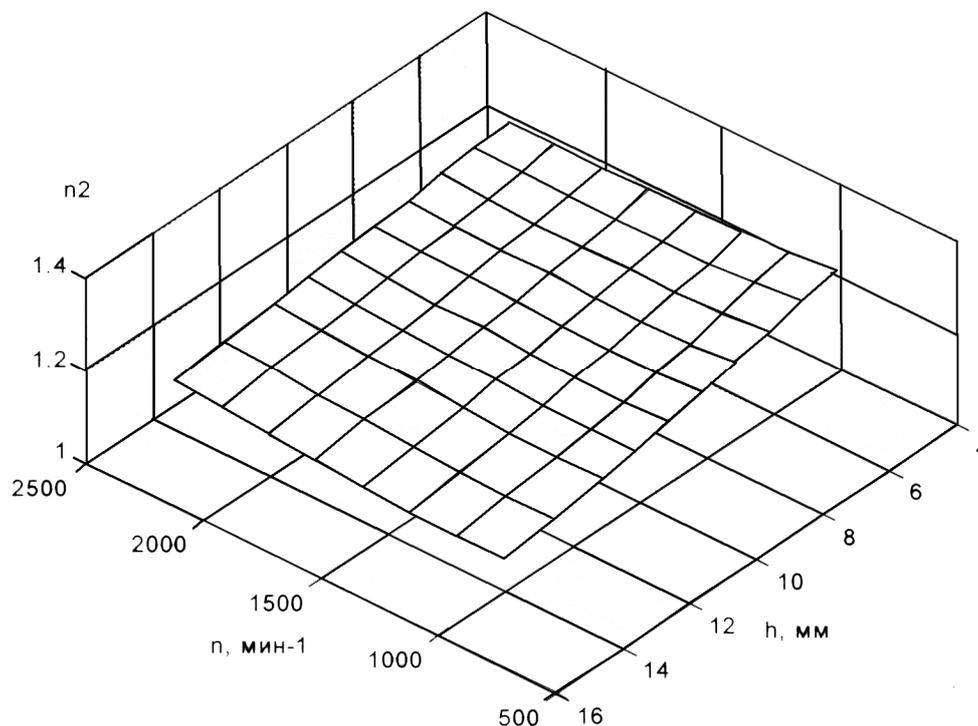


Рис. 2. Зависимость показателя политропы расширения при $W=0,16$ от частоты вращения и положения рейки топливного насоса.

Таблица 3. Результаты расчетов эффективного КПД

h , мм	Частота вращения, мин ⁻¹							
	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200
5,5	0,1678	0,2914	0,3281	0,3479	0,3470	0,3445	0,3349	0,3222
6,5	0,3504	0,3793	0,3902	0,3886	0,3841	0,3762	0,3670	0,3559
7,5	0,4049	0,4096	0,4083	0,4044	0,3989	0,3920	0,3823	0,3705
8,5	0,4211	0,4191	0,4154	0,4110	0,4058	0,3991	0,3910	0,3808
9,5	0,4247	0,4206	0,4167	0,4128	0,4084	0,4029	0,3957	0,3861
10,5	0,4222	0,4177	0,4144	0,4110	0,4082	0,4038	0,3978	0,3901
11,5	0,4159	0,4119	0,4096	0,4088	0,4063	0,4032	0,3983	0,3915
12,5	0,4075	0,4045	0,4035	0,4040	0,4033	0,4011	0,3979	0,3917
14	0,3991	0,3965	0,3960	0,3967	0,3973	0,3963	0,3943	0,3900
15,5	0,3880	0,3853	0,3848	0,3864	0,3879	0,3892	0,3879	0,3862

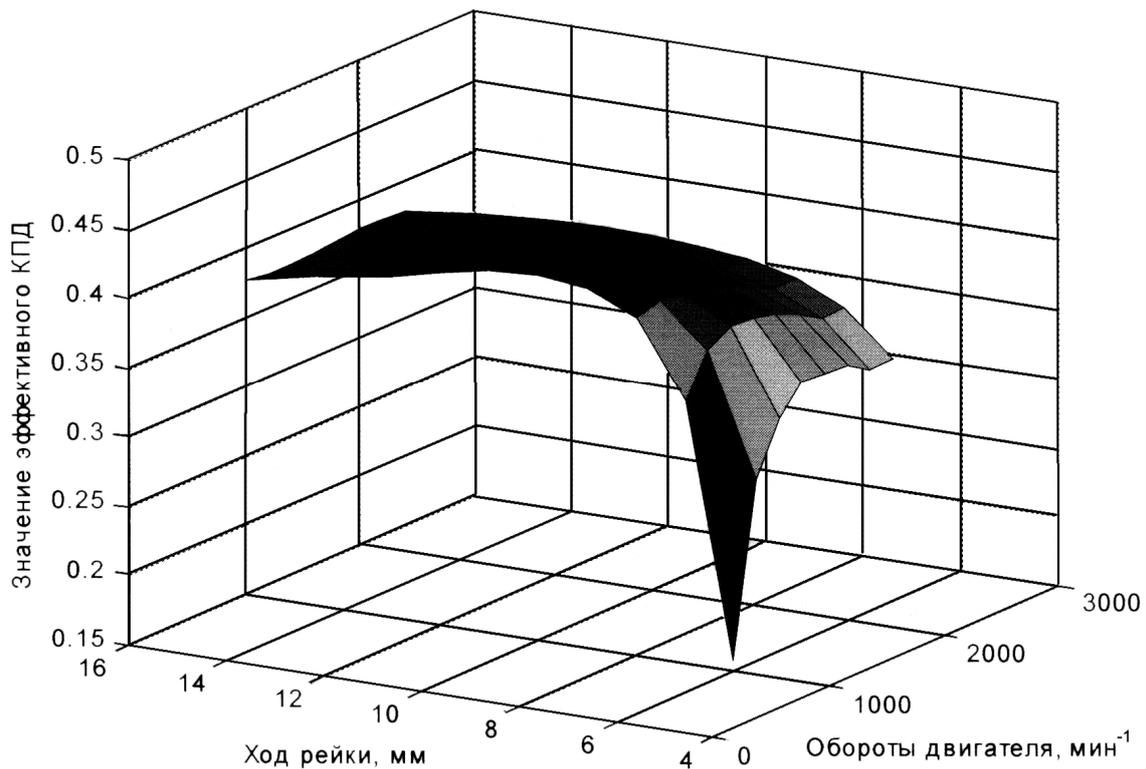


Рис. 3. Зависимость эффективного КПД от частоты вращения и положения рейки топливного насоса

Взаимное расположение полученной расчетным путем характеристики и зоны наилучшей экономичности дизель-агрегата 588ДА, полученной экспериментально на стенде КП ХКБД, позволяет сделать вывод о хорошем совпадении теоретических и экспериментальных результатов. Некоторое расхождение в области низких частот вращения можно объяснить как относительно широким шагом сеточной

модели, так и неполным соответствием расчетных выражений и моделей в [5] применительно к данному дизелю в области частот вращения, составляющих 30-40 % от максимального значения. Кроме того, основная работа дизель-агрегата протекает в диапазоне частот выше 1000 мин⁻¹, следовательно, показатели экономичности изменятся несущественно.

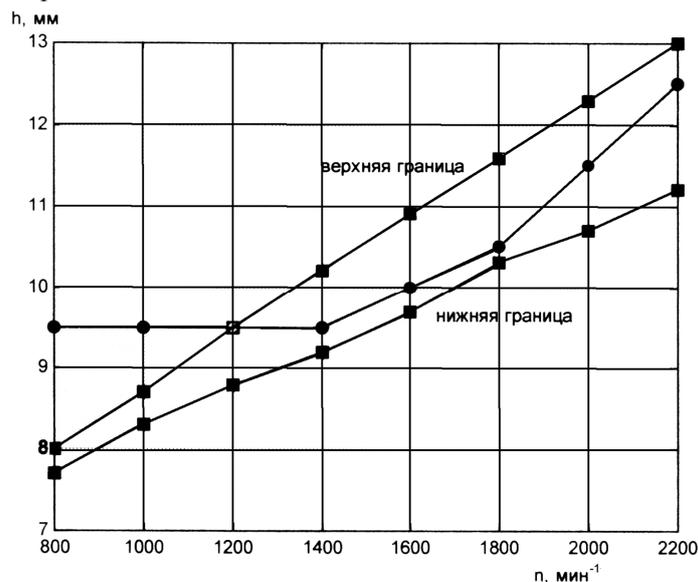


Рис. 4. Взаимное расположение оптимальных законов нагружения - расчетного (линия с кругами) и экспериментального (линии с квадратами).

Таким образом, без длительного и дорогостоящего эксперимента представляется возможным определить оптимальное значение рейки топливных насосов при работе дизель-агрегата под нагрузкой при различных частотах вращения коленчатого вала (рис. 4).

Список литературы:

1. Богаевский А.Б., Басов А.В., Синельникова Л.Б. и др. Микропроцессорная система управления частотой вращения и мощностью дизель-генераторной установки // Вестник ХПИ/ Сб. науч. трудов вып. Харьков: ХГПУ. - 2001, № 26 // тем. вып. ДВС. - с.64-68. 2. Рязанцев Н.К., Богаевский А.Б., Басов А.В. и др. Улучшение технико-экономических показателей дизель-агрегата дизель-поезда на основе микропроцессорной системы управления // Науч.-техн. журн. ДВС :двигатели внутр. сгор. Харьков: НТУ-ХПИ, №1, 2002 г., с.55-57. 3. Богаевский А.Б., Смир-

нов О.П., Бороденко В.Ю. Исследование переходных процессов дизель-генераторной транспортной установки // Автомобильный транспорт / Сб. науч. тр. Харьков: РИО ХНАДУ. - 2002. Вып. 10 - С. 101-104. 4. Рязанцев Н.К., Богаевский А.Б., Перерва П.Я. Выбор закона подачи топлива для дизеля 588ДА дизель-поезда ДЭЛ-01. // Науч.-техн. журн. ДВС: двигатели внутр. сгор. Харьков: НТУ-ХПИ, №1, 2004 г., с.24 -26. 5. Орлин А.С., Вырубов Д.Н., Ивин В.И. и др. Теория рабочих процессов поршневых и комбинированных двигателей. - М.: Машиностроение, 1971.- 400 с. 6. Методика расчетного исследования рабочего процесса двухтактного трехцилиндрового и шестицилиндрового (с отдельным выхлопом) двигателей с противоположно-движущимися поршнями на ЭЦВМ. -Научно-технический отчет ХКБД № 1617, 1973 г. - 31 с. 7. Крутов В.И. Двигатель внутреннего сгорания как регулируемый объект. - М.: Машиностроение, 1978. - 472 с.

УДК 629.424:621.433

А.И. Крайнюк, д-р техн. наук, К.А. Луников, асп.

КОМПЛЕКС БЕЗДРЕНАЖНОГО ХРАНЕНИЯ СЖИЖЕННОГО ПРИРОДНОГО ГАЗА СИСТЕМЫ ПИТАНИЯ ТЕПЛОВОЗНОГО ДИЗЕЛЯ

Отсутствие крупных нефтяных месторождений в Украине обуславливает привлекательность использования в качестве топлива для собственного транспорта природного газа (ПГ).

Экономическая целесообразность более широкого применения газового топлива связана не только со значительными разведанными мировыми запасами, оцениваемыми на уровне 145 трлн.м³ [1], в том числе в Украине по прогнозам специалистов - от 12 до 17трлн.м³ [2,3], но и более низкой, уже на сего-

дняшний день, стоимостью теплового эквивалента газа относительно светлых нефтепродуктов. Так, при сгорании 1м³ ПГ находящегося при нормальных условиях, выделяется теплота эквивалентная сжиганию 1,25л бензина А-80 или 1,15л дизельного топлива (ДТ) [4,5]. С учетом настоящих цен (ПГ – 1,10грн/м³, А-80 – 2,80грн/л, ДТ – 2,90грн/л) и реальных расходов транспортным средством, затраты на топливо на единицу пути при работе ДВС на бензине А-80 увеличатся в 3,8 раза, а на ДТ - приблизительно в 3,6

раза по сравнению с ПГ [4,5].

Важным экологическим аспектом применения ПГ является возможность снижения токсичности отработавших газов (ОГ) двигателя даже без предварительной химической обработки сырья.

Первые попытки использования газа на тепловозе предпринимались еще в 30-х годах прошлого столетия. Уже в 80-х годах на территории стран СНГ и США были созданы полноразмерные образцы тепловозов с системой питания, адаптированной для работы на сжатом до 20МПа ПГ. Одной из проблем, вероятно, препятствовавшей внедрению тепловозов, работающих на сжатом газе, являются большие массо-габаритные размеры заправочных емкостей и связанные с этим ограничения по запасу хода на одной заправке.

В этой связи активизируются попытки использования сжиженного природного газа (СЖПГ) в качестве основного топлива тепловозного двигателя. Хранение СЖПГ при температуре -162°C позволяет уменьшить его первоначальный объем при нормальных условиях в 600 раз [6]. Кроме того, в процессе сжижения газа легко удаляются многие вредные примеси, благодаря чему появляется возможность снижения токсичности ОГ до уровня норм EURO [4, 5, 7].

Основная проблема эксплуатации систем питания такого двигателя связана с хранением СЖПГ на тепловозе и необходимостью периодического сбрасывания паров газа в атмосферу с целью предотвращения аварийного повышения давления в резервуаре, вследствие теплообмена с окружающей средой. При среднесуточных потерях СЖПГ по объему 1% магистральный тепловоз 2ТЭ116Г с тендером на 17000 кг теряет 170кг сжиженного газа, что эквивалентно 250нм^3 газа.

Снижение потерь испаренного газа, путем дальнейшего повышения уровня теплоизоляции, сопряжено с возрастающими техническими трудностями и является экономически нецелесообразным.

На кафедре ДВС ВНУ им. В.Даля рассматривается возможность утилизации выбросов паров СЖПГ

применением двухконтурной системы питания дизеля с дополнительным резервуаром накопления испаренного газа и последующим использованием их по прямому назначению.

Принципиальная схема системы питания тепловозного двигателя с комплексом бездренажного хранения СЖПГ показана на рисунке 1.

Основным узлом комплекса является устройство автоматического нагнетания испаренного газа в резервуар высокого давления.

Принцип действия разработанного устройства основан на использовании эффекта периодического расширения легкокипящей жидкости при ее кратковременном нагревании.

Испарившийся в процессе хранения газ перепускается из резервуара 1 через клапан 10 в компрессорную полость 4, где, расширяясь, смещает мембрану 5 и связанную с ней штоком мембрану 7 вправо. Вследствие этого легкокипящая жидкость в полости 8 сжимается. В момент максимального заполнения испарившимся газом компрессорной полости 4 по сигналу контактного датчика 12 осуществляется подключение нагревательного элемента 9 к электрической сети.

В результате повышения температуры давление легкокипящей жидкости в полости 8 заметно повышается, что приводит к обратному перемещению мембран 7 и 5 и нагнетанию паров газа в баллон 2.

При полном вытеснении СЖПГ из полости 4 блок автоматического управления 15 формирует сигнал отключения нагревателя, температура легкокипящей жидкости постепенно снижается - процесс перепуска возобновляется.

Выводы:

1. Применение двухконтурной системы питания с рассмотренной системой утилизации паров газа позволяет полностью исключить непроизводительные выбросы ценного топлива в атмосферу, загрязняющего окружающую среду.

2. Автоматический режим управления и отсутствие приводных нагнетателей обуславливают высоко-

кую автономность комплекса и дают основания его обслуживание.
предположить относительно невысокие затраты на

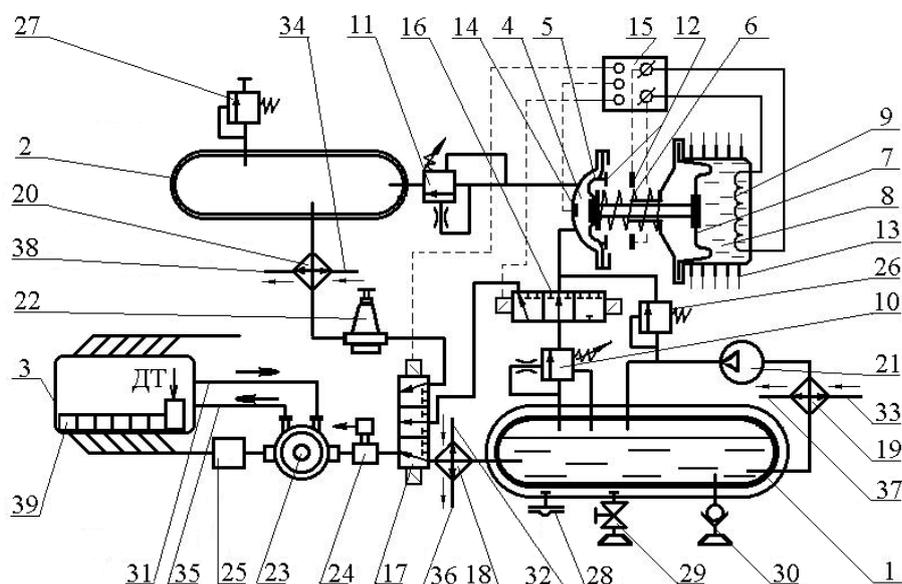


Рис.1. Схема системы питания тепловозного двигателя с комплексом бездренажного хранения сжиженного природного газа:

----- - электрическая связь;

- 1 - резервуар СжПГ; 2 - баллон со сжатым газом; 3 - ДВС; 4 - компрессорная полость; 5 - основная мембрана; 6 - пружина; 7 - мембрана полости легкокипящей жидкости; 8 - полость с легкокипящей жидкостью; 9 - нагревательный элемент; 10 - дренажный клапан; 11 - перепускной клапан; 12 - контакты датчика максимального заполнения компрессорной полости; 13 - ребра охлаждения; 14 - датчик полного вытеснения паров газа из компрессорной полости; 15 - блок автоматического управления; 16, 17 - трехпозиционные распределители; 18, 19, 20 - теплообменники; 21 - насос-компрессор; 22 - редуктор высокого давления; 23 - редуктор низкого давления; 24 - электромагнитный запорный клапан; 25 - смеситель-дозатор; 26, 27 - предохранительные клапаны; 28 - предохранительная вакуумная мембрана; 29 - вакуумный вентиль; 30 - заправочное устройство; 31, 32, 33, 34 - каналы подвода воды из системы охлаждения; 35, 36, 37, 38 - каналы отвода воды из системы охлаждения; 39 - топливный насос высокого давления

Список литературы:

1. Хачиян А.С. Использование природного газа в качестве топлива для автомобильного транспорта // Двигателестроение.- СПб, 2002.- №1.- С. 34-36.
2. Метан угольных месторождений Украины: производственный и инвестиционный потенциал шахт Донбасса: Пер.с англ. / Партнерство по энергетической и экологической реформе / Джерри Рэй Триплетт (сост.). — К. : Логос, 2000. — 132с.
3. Карп И.Н., Шелковский Б.И., Кутынский Я.М., Говдяк Р.М., Калапунь И.М. Использование горючих газов в качестве моторного топлива // Экотехнологии и ресурсосбережение.- К., 2000. - №1.- С. 19 - 21.
4. Состояние и перспективы использования природного газа в качестве моторного топлива / Открытое акционерное общество "Газпром". Информационно-рекламный центр газовой промышленности (ООО "ИРЦ Газпром"). — М., 2000. — 108 с.: рис. — (Газовая промышленность).
5. Васильев Ю.И., Гриценко А.И., Чириков К.Ю. Газозаправка транспорта.- М. : Недра, 1995. — 445с.
6. Иванцов О., Двойрис А. Твердый шаг жидкого газа // Наука и жизнь.- М., 1988.- №. 7.- С. 79 - 83.
7. Лютко В. Застосування альтернативних палив у дизельних двигунах / Посіб. для студентів вищих навчальних закладів, що навчаються по спеціальності "Екологія та нетрадиційні джерела енергії".- Івано-Франківськ : Полум'я, 2000.- 238 с.

