

ДВС ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Всеукраинский научно-технический журнал

2'2006

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

И.В. Парсаданов, *д. т. н., проф.*

Н.К. Рязанцев, *д. т. н., проф.*

А.Ф. Шеховцов, *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.*

А.Л. Григорьев, *д. т. н., проф.*

Ю.Ф. Гутаревич, *д. т. н., проф.*

В.Г. Дьяченко, *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.*

В.И. Пелепейченко, *д. т. н., проф.*

В.А. Пылев, *д. т. н., проф.*

А.Н. Пойда, *д. т. н., проф.*

М.Г. Сандомирский, *к. т. н., проф.*

А.П. Строков, *д. т. н., проф.*

И.И. Тимченко, *к. т. н., проф.*

Н.А. Ткачук, *д. т. н., проф.*

СОДЕРЖАНИЕ

ОБЩИЕ ПРОБЛЕМЫ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ

А.П. Марченко

История кафедры ДВС НТУ "ХПИ" 4

И.В. Парсаданов

Создание и повышение технического уровня ДВС –
приоритетное направление научной деятельности ка-
федры ДВС НТУ «ХПИ» 10

И.Е. Александрова

Подготовка кадров в области отечественного танкового
дизелестроения (личности и персоны) 15

КОНСТРУКЦИЯ ДВС

А.В. Тринева, А.Н. Авраменко

Математическая модель теплонапряженного состояния
крышки цилиндра 18

Н.Д. Чайнов., С.Н. Сорокин, Л.Л. Мяжков

Статистическая оценка усталостной прочности деталей
ДВС 29

А.А. Лисовал

К вопросу о методике разработки микропроцессорного
регулятора 34

П.В. Пушкарь

Использование системы T-FLEX CAD 3D для трехмер-
ного моделирования автономных энергоцентров. 38

А.В. Белогуб, А.С. Стрибуль, А.А. Зотов, Н.Л. Сачич,

А.Г. Щербина

Новые поршни для семейства двигателей MeMЗ. 44

А.Н. Врублевский, А.М. Бовда, А.В. Денисов

Разработка магнотриктсионного привода для интел-
лектуальной дизельной форсунки 47

А.А. Зотов, Ю.А. Гусев, А.В. Белогуб

К вопросу о проектировании поршней двигателей внут-
реннего сгорания 51

Е. П. Воропаев

Трехмерная газодинамическая модель четырехтактного
четырёхцилиндрового поршневого ДВС 54

В.А. Шкабура, С.И. Пшеничных

Исследование вариантов применения турбокомпрессора
с общим рабочим колесом для турбонадува ДВС 60

АДРЕС РЕДКОЛЛЕГИИ

61002, г. Харьков, ул. Фрунзе, 21

Кафедра ДВС

Тел. (057)7076-848, 7076-314

E-mail: dvs@kpi.kharkov.ua

РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ В ДВС

<i>В.А. Звонов, А.П. Марченко, И.В. Парсаданов, А.П. Поливянчук</i>	
Оценка выброса твердых частиц с отработавшими газами автотракторного дизеля.	64
<i>Н.К. Шокотов, Е.И. Янтовский</i>	
Эффективность химически чистого автомобильного двигателя без наддува на различных топливах. .	67
<i>Ларби Мохаммед</i>	
Исследование процесса впрыскивания топливной аппаратурой с дополнительной прецизионной парой: втулка плунжера – корпус всасывающего клапана	76
<i>А.Н. Врублевский, А.В. Денисов, А.Л. Григорьев, А.В. Грицюк, Г.А. Щербаков</i>	
Оценка возможности ступенчатого впрыскивания топлива в цилиндр дизеля 4ДТНА с помощью двухпружинной форсунки.	79
<i>Ю.І. Горпинко</i>	
Вплив розподілу тепловмісту потоків за температурами на ефективність протиструмних теплообмінників .	85
<i>А.А. Прохоренко, Д.В. Мешков</i>	
Выбор рационального количества рабочих циклов для усреднения индикаторной диаграммы.	95
<i>А.Н. Врублевский, А.В. Грицюк, Г.А. Щербаков, А.В. Денисов</i>	
Разработка и исследование форсунки для двухфазного впрыскивания топлива в цилиндр высокооборотного дизеля.	97
<i>А.И. Крайнюк, С.В. Алексеев, М.А. Брянцев</i>	
Особенности рабочего процесса каскадного обменника давления	102
<i>А.Е. Свистула, Д.Д. Матиевский</i>	
Уточненный метод анализа индикаторного КПД рабочего цикла ДВС.	105
<i>Н.И. Мищенко, А.В. Химченко, С.Н. Крамарь</i>	
Влияние степени сжатия и разделенной топливоподачи на содержание СО и NO_x в отработавших газах двухтактного бензинового двигателя	109
<i>М.Р. Ткач, Б.Г. Тимошевский, Б.А. Тхы</i>	
Экспериментальное исследование работы судового ДВС на альтернативном топливе	114
<i>А.А. Сирота, Н.И. Радченко, А.И. Чураков</i>	
Оптимальные водородные добавки к топливу судовых ДВС	119
<i>А.А. Сирота, Б.Г. Тимошевский, Н.И. Радченко, А.И. Чураков</i>	
Испытания судового высокооборотного ДВС на топливоводородной смеси при разных температурах окружающего воздуха	122
<i>Е.В. Белоусов, Т.П. Белоусова</i>	
Моделирование процесса формирования слоя твердого топлива в реакторе твердотопливного поршневого двигателя со слоевым сжиганием	126

ТЕХНОЛОГИЯ ПРОИЗВОДСТВА ДВС

А.П. Марченко, А.Г. Кесарийский

Лазерно-интерференционные технологии в современных системах разработки ДВС. 131

ЭКСПЛУАТАЦИЯ ДВС

А.П. Марченко, С.А. Король, А.Л. Григорьев

О целесообразности применения комбинированного управления приводами вспомогательных систем дизеля. 136

И.В. Парсаданов, Е.А. Кунах

Топливо-экологическая оценка дизеля городского автобуса с учетом условий эксплуатации. 139

А.С. Кулик, В.И. Шевченко, О.В. Шевченко

Новый способ балансировки электромагнитных форсунок двигателя внутреннего сгорания при помощи компьютерного стенда 144

А.А. Андреев

Утилизация вторичных тепловых ресурсов судовых ДВС 149

П.М. Канило, М.В. Шадрин

Экологохимические показатели автомобильных ДВС с учетом канцерогенности отработавших газов. 154

И.И. Тимченко, П.В. Жадан, А.А. Ефремов, Д.И. Тимченко

Эффективное использование биотоплив как моторных. 159

Н.А. Крестлинг, В.В. Попов

Эффективность использования теплоты отработавших газов и охлаждающей воды дизеля 6ЧСП15/18 163

А.В. Еськов, А.Е. Свистула

Стенд оценки качества топливных распылителей на основе технологии оптического контроля 165

РЕФЕРАТЫ ОПУБЛИКОВАННЫХ СТАТЕЙ. 169

Двигатели внутреннего сгорания // Научно-технический журнал. Харьков: НТУ "ХПИ". – 2006, №2. –180 с.

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

Издается по решению Ученого совета НТУ "ХПИ" протокол № 8 от 30.06.2006.

© Национальный технический университет "Харьковский Политехнический Институт", 2006.

УДК 621.436

А.П. Марченко, д-р техн. наук

ІСТОРИЯ КАФЕДРИ ДВЗ НТУ „ХПІ”

Початок

Спеціальність „Двигуни внутрішнього згоряння” в ХТІ була організована при кафедрі теплових двигунів у 1918 р. Перший випуск моторобудівників відбувся в 1922 р. . Хоча за даними Державного архіву Харківської області викладання навчальних дисциплін у Харківському технологічному інституті з теорії, проектування і експлуатації ДВЗ граф Дорер розпочав у 1911 році.

З ініціативи В.Т. Цветкова в листопаді 1929 р. у ХТІ було створено лабораторію ДВЗ, яку до квітня 1931 р. очолював професор Я.М. Майер (учень В.Т. Цветкова, захистив дипломний проект у 1924 р. під його керівництвом; у 1928-1929 р.р. – ректор ХТІ).

З грудня 1929 р. Харківський технологічний інститут отримав назву Харківського політехнічного інституту ім. Леніна(Ул’янова), а в травні 1930 р. на його базі було створено сім самостійних вищих технічних закладів. На базі механічного факультету розпочав діяльність Механіко-Машинобудівельний Інститут (ХММІ). У липні 1930 р. в ХММІ створено кафедру „Двигуни внутрішнього згоряння”, а її першим завідувачем призначено професора Цветкова Василя Трохимовича.

Василь Трохимович Цветков (1887 - 1954 р.р.) – видатний вчений-двигунобудівник та інженер-практик, талановитий педагог та організатор, засновник Харківської наукової школи з двигунобудування. В.Т. Цветков на відмінно закінчив наш інститут в 1911 р. і до 1932 р. плідно працював на Харківському паровозобудівному заводі (нині Завод імені Малішева). До 1914 р. він займав посаду конструктора по двигунах внутрішнього згоряння в конструкторському бюро теплових двигунів, де спроектував перший в Росії потужний двотактний двигун Дизеля (900

к.с.). З 1914 по 1920 р.р. В.Т. Цветков працює помічником начальника цеху. Під його керівництвом завершено доводку потужних газових двигунів для металургії (3500 к.с.), а також перших у Росії швидкохідних двотактних дизелів для підводних човнів. У 1920 – 1928 р.р. він працював помічником головного інженера й начальником машинобудівного відділу заводу, керував створенням серії нафтових двигунів.

З 1928 по 1932 р. В.Т. Цветков – технічний директор заводу. На цьому посту повністю розкрився талант В.Т. Цветкова як теоретика і практика двигунобудування. Під його безпосереднім керівництвом були спроектовані і доведені до серійного виробництва трактор «Комунар», перші радянські танки. Одночасно з плідною діяльністю в промисловості В.Т. Цветков приймає найактивнішу участь з підготовки фахівців по ДВЗ у стінах ХТІ. З 1921 р. він – завідувач кафедри теплових двигунів. У 1922 р. видає книгу «Теорія двотактних двигунів», де вперше запропоновано теорію продувки. В 1925 р. В.Т. Цветков затверджений у званні професора.

Водночас з 1930 по 1941 р. В.Т. Цветков працював завідувачем кафедрою авіаційних двигунів у ХАІ, також створеного на базі механічного факультету ХПІ.

В 1940р. В.Т. Цветкову присуджений учений ступінь доктора технічних наук. Цього ж року його призначено заступником директора ХММІ по науковій і навчальній роботі.

Професор Цветков В.Т. залучив до роботи на кафедрі багатьох молодих, талановитих вчених та інженерів. Серед них – Микола Матвійович Глаголев, що став одним з найвидатніших вчених в теорії ДВЗ; Олексій Олександрович Воронкін, який безпосередньо керував дослідженнями й проектними ро-

ботами по створенню потужних двотактних суднових швидкохідних дизелів. На кафедрі приходять також В.А. Константинов, Ю.Б. Моргуліс, Я.Е. Віхман, інші талановиті викладачі та науковці. Співробітники кафедри, її випускники К.Р.Чеплан, А.Г.Івченко, І.Я.Трашутін приймають саму активну участь у створенні дизеля В-2 для легендарного танка часів другої світової війни, різноманітних двигунів для народного господарства – судових 30Д, 37Д, тепловозних 40Д, 45Д тощо. Міцна співдружність вчених кафедри з промисловістю сприяла високому рівню підготовки інженерних кадрів, багато з яких стали відомими спеціалістами.

Все для фронту, все для перемоги !

Друга світова... Студенти, викладачі, співробітники ХММІ йдуть на фронт. Водночас навчальний заклад евакуюється до м. Красноуфімська, де не припиняється учбовий процес й наукова робота. Кафедра ДВЗ своєю самовідданою працею активно включилась в боротьбу за Перемогу: О.О.Воронкін виконує замовлення Міноборонпрома по створенню довершеної військової моторної техніки; А.Б.Ібрагімов проектує Н-образний дизель з оригінальною кінематикою для Військово-Морського флоту СРСР; Ільїним Г.В. було розпочато дослідження по створенню судового дизеля Д-2 – прототипу дизелів 37Д Коломенського заводу.

На фронтах Великої Вітчизняної війни захищали Вітчизну ці викладачі та співробітники кафедри ДВЗ:

Базавлук Юрій Іванович
Мищенко Петро Пантелєєвич
Борисенко Микола Семенович
Погарський Володимир Миколаєвич
Бугай Василь Миколайович
Суббота Петро Федосєєвич
Гудименко Василь Іванович
Фотенко Костянтин Костянтинівич

Дейкало Степан Андрійович
Цеслинський Олександр Сергійович
Єрко Григорій Трофимович
Шокотов Микола Костянтинівич
Казачков Ростислав Вікторович
Шульженко Микола Семенович
Коленов Григорій Леонт'євич
Шульман Авраам Євсєєвич
Кох Генадій Александрович

Доля розпорядилась так, що наші ветерани воювали в усіх родах військ. Так М.К.Шокотов був у піхоті, Р.В.Казачков – артилеристом, О.С.Цеслинський – льотчиком, М.С.Шульженко – танкістом, М.С.Борисенко служив у морфлоті. Усі вони прийшли до нашої кафедри й на протязі довгих років високо тримали марку двигунобудівників-політехніків.

Післявоєнна відбудова

1943-1950 роки стали періодом відбудови матеріальної бази лабораторії кафедри, відновлення міцних творчих зв'язків з промисловістю.

Восени 1943 року учбові корпуси навчального закладу стояли напівзруйновані, в приміщеннях відсутні теплопостачання та освітлення, обладнання розграбоване. Механіки, малочисельні викладачі та співробітники кафедри ДВЗ в перші дні після визволення Харкова від німецько-фашистських загарбників спромоглися відновити та запустити в своїй лабораторії дизель РК-30. Це дозволило електрифікувати інститут та частину Київського району міста.

В стислі строки було виконано необхідні роботи з відтворення лабораторної бази, посібників, відновлено курси лекцій, здійснено підготовку до нового навчального року. Першого вересня 1944 року розпочались заняття студентів-двигунобудівників, в основному повернувшись з фронту.

Студенти-двигунобудівники приймають активну участь у відбудові напівзруйнованих корпусів й

аудиторій, гуртожитків, спортивної бази. Викладачі, співробітники кафедри разом із студентами трудяться на відновленні житла та інших життєво-необхідних об'єктів Київського району й міста, у тому числі, Південного вокзалу, ХТЗ; працюють по виявленню та устрою дітей-сиріт, які загубили батьків у роки війни.

Колектив кафедри бере активну участь у відновленні промисловості Харкова, становленні виробництва тепловозних і суднових двигунів Д50 і Д100 на ХЗТМ (Завод імені Малишева), в організації моторного виробництва на ХТЗ, заводі „Серп і Молот”, в ремонті дизельних електростанцій підприємств. На відновленому обладнанні ведуться значні наукові дослідження по судновим дизелям 37Д, ДН23/30 для Коломенського заводу, для заводу „Русский дизель” (м. Ленінград).

У 1949 році М.М.Глаголев з успіхом захищає докторську дисертацію, присвячену розробці нового методу розрахунку робочих процесів двигунів внутрішнього згорання.

Головне – реконструкція промисловості

Під керівництвом професора В.Т.Цветкова, а з 1954 р. по 1970 р. – нового завідувача – професора Н.М.Глаголева викладачі та вчені кафедри наполегливо докладають зусиль щодо науково-обґрунтованого технічного переоснащення моторобудівної промисловості.

В ці часи з особливою яскравістю розгорнулася творча діяльність Н.М.Глаголева. В 1950 р. виходить в світ його книга, в якій викладається новий метод розрахунку робочого процесу ДВЗ. В слід за цим вчений видає 11 книг і монографій, частина з яких перекладається іноземними мовами. Професор М.М.Глаголев приділяє велику увагу підготовці науково-педагогічних кадрів. Безпосередньо під його науковим захищається понад 40 кандидатів технічних наук. Наукова школа з двигунобудування, яку

очолює в цей час професор Н.М.Глаголев, отримує широке визнання.

Розвиваючи зв'язки з промисловістю, в 1956 р. на кафедрі ДВЗ створюється галузева лабораторія тепловозних і суднових дизелів (ЛТСД), а в 1957 р. – галузева лабораторія тракторних і комбайнових дизелів (ЛТКД).

Наприкінці 50-х років сумісно з ХЗТМ ім.Малишева вченими кафедри створено новий тепловозний дизель Д70. На відсіках і розгорнутих машинах було показано, що цей дизель перевершує кращі світові аналоги.

За створення дизеля Д70 Н.М.Глаголев був удостоєний золотої медалі ВДНГ у Москві. Колектив співробітників кафедри отримав срібні і бронзові медалі. В роботах по Д70 активну участь приймали: А.Б.Ібрагимов, Н.К.Шокотов, А.Я.Щеголь, Б.Д.Шинкаренко, Ю.І.Базавлук, Г.І.Крушедольський, П.П.Міщенко, Н.Л.Зельдес, Г.А.Кох, Г.М.Неміровська, Л.Н.Єремєєва, І.В.Бершова, Р.В.Казачков, С.Л.Левкович, А.Н.Булгаков та ін. За великі заслуги в підготовці кадрів і плідну наукову роботу Н.М.Глаголев у 1960 р. був нагороджений орденом Леніна.

В 1961-1970 р.р. під керівництвом доц. О.О.Воронкіна на кафедрі були розроблені, виготовлені та з успіхом пройшли випробування роторно-поршневі двигуни потужністю від 15 до 75 к.с. Зразки цих двигунів передані промисловості.

З 1965 р. кафедра розпочинає випуск республіканського збірника наукових праць „Двигуни внутрішнього згорання”. Високий науковий авторитет кафедри забезпечив приток публікацій з усіх провідних двигунобудівних центрів країни, прискорив впровадження передової наукової думки в навчальний процес.

На кафедрі удосконалюється якість підготовки випускників. На новій науковій основі підготовлено базові курси лекцій. З 1950 по 1970 р.р. написано 18

навчальних посібників, поставлено 50 нових лабораторних задач. Проведено роботи з підготовки широкого загалу баз практик: ХЗТМ, „Серп і Молот”, „Русский Дизель”, Брянський машзавод, депо „Основа”, Одеське морське, Волжське, Північно-Західне річні пароплавства. Великої уваги приділяється підготовці інженерів для соціалістичних країн. Серед випускників – болгари, поляки, німці, угорці, чехи, в'єтнамці, китайці.

НТР – нові задачі

З 1970 по 2001 роки кафедрою завідував Заслужений діяч науки УРСР, лауреат Нагороди Ярослава Мудрого Академії наук Вищої школи України, академік ВШ України, професор, доктор технічних наук, Анатолій Федорович Шеховцов. Професор А.Ф.Шеховцов в цей час очолює наукову школу, діяльність якої характеризується новими вагомими досягненнями в теорії і практиці двигунобудування.

За нових умов колектив кафедри був спрямований на впровадження новітніх технічних засобів навчання, у тому числі електронно-цифрової обчислювальної техніки, подальшої фундаменталізації спекурсів, навчання студентів основам наукових досліджень, впровадження реального дипломного проектування, підвищення ролі важливішої народногосподарської тематики в наукових дослідженнях, підвищення ефективності НДР, капітальної реконструкції навчальної та наукової бази, забезпечення підготовки науково-педагогічних кадрів.

Силами співробітників, викладачів і студентів кафедри створені класи технічних засобів навчання, ЕОМ, самостійної роботи, обладнано клас дипломного проектування, створена нова учбова моторна лабораторія, де змонтовано п'ять працюючих двигунів різних типів та два макети. Побудовано новий корпус НДЧ з обчислювальним центром, аспірантською на 10 здобувачів, паливною лабораторією, компресорною станцією.

Концентрація сил вчених була зосереджена на новітній тематиці. У 1973-1978 роках на кафедрі проводились дослідження відповідно до Координаційного плану ДКНТ СРСР по створенню сумісно з ХЗТМ ім Малишева дизель-турбінної установки с форсажною камерою потужністю 6000 к.с. (керівник – доц. Шокотов М.К.). У 1977-1980 роках в ЛТСД виконуються НДР по Комплексним Програмам ДКНТ щодо створення тепловозного перспективного дизеля ЧН32/32 для БАМу (керівник – Филипповський А.І.) та суднового дизеля з високим наддувом ЧН26/34 (керівник – к.т.н. Гоцкало Б.Л.). За галузевим планом Мінтракторосільгоспмаша СРСР співробітники ЛТКД (керівник – к.т.н. Волошин Ю.П.) приймають активну участь в роботах ГСКБД по створенню перспективних двигунів типу СМД з літровою потужністю 27-30 к.с./л.

НДР кафедри координуються з ЦНІДІ, НАТІ, КТЗ, ГСКБД, ХЗТМ, ПМЗ. Вони залучені до Комплексної Програми Мінвуза УРСР „Удосконалення і створення нових ДВЗ з перспективними показниками”, головною організацією з цієї програми затверджено кафедру ДВЗ ХПІ.

На кафедрі ведуться інтенсивні теоретичні розробки з шести наукових напрямів: оптимізація характеристик дизель-турбінних установок (доц. Шокотов М.К.); оптимізація сумішоутворення і згоряння (доц. Разлейцев М.Ф.); регулювання теплообміну в ДВЗ (доц. Шеховцов А.Ф.); оптимізація процесів тертя в елементах ДВЗ (к.т.н. Рик Г.М.); удосконалення робочих процесів бензинових ДВЗ (доц. Дяченко В.Г.); розробка основ АСУ ТПД для галузі Мінважмаш сумісно з ЦНІДІ (доц. Пойда А.М.).

Вчені кафедри приймають активну участь в роботі Всесоюзних координаційних органів: Комісії по ДВЗ Мінвуза СРСР; Міжвідомчої ради при ЦНІДІ; Проблемної ради по ДВЗ при ДКНТ СРСР з науки і техніки. Кафедра є організатором ряду Пленумів та НТС з координації НДР по ДВЗ.

У червні 1979 р. в ХІІІ ім. В.І.Леніна проводиться Всесоюзна наукова Конференція „Проблеми створення і використання двигунів з високим наддувом”, в якій приймає участь понад 400 вчених і виробників.

З 1980 по 1990 р.р. кафедра стає провідною з напрямку наукових досліджень з так званих „керамічних” або „адіабатних” ДВЗ. Створюються спеціальні стенди, виготовляються деталі ДВЗ зі спеціальної кераміки та керамічними покриттями, розробляються та виготовляються макетні зразки турбокомпаундних ДВЗ з силовими газовими та паровими турбінами, проводяться експериментальні та теоретичні дослідження таких ДВЗ. Відповідальними виконавцями та активними учасниками з цього напрямку наукових досліджень були професори А.Ф.Шеховцов, М.К.Шокотов, М.Ф.Разлейцев, доценти, кандидати наук Ю.П.Волошин, І.В.Севрук, А.Ф.Мінак, І.Я.Тухман, М.Л.Копилов, Ф.І.Абрамчук, Є.І.Третьак, В.О.Пильов, Р.В.Казачков, А.М.Пойда, В.Т.Коваленко, О.В.Нікітін, А.П.Марченко.

В цей час під керівництвом професора В.Г.Дяченка активно проводяться наукові дослідження з проблем поліпшення технічних характеристик ДВЗ з примусовим запалюванням шляхом розширення паливно повітряної суміші та продовженого розширення. Розробляються та виготовляються паливна апаратура для впорскування бензину в циліндри ДВЗ, нові деталі та вузли, проводяться теоретичні та експериментальні дослідження. В цих наукових дослідженнях активну участь приймають кандидати наук І.Г.Шержуков, В.О.Астахов, О.В.Мотлохов, В.О.Корогодський, О.І.Савінов.

Кафедра зміцнює зв'язки з Магдебурзьською вищою технічною школою ім. О.Ф.Геріке. Відбувається обмін результатами НДР, публікаціями навчальною літературою. Щорічно здійснюється обмін викладачами та студентами-практикантами. До баз практик долучаються потужні двигунобудівні та

експлуатаційні підприємства Тол'ятті, Мелітополя, Токмака, Первомайська, Єлгави, Дніпровське річне пароплавство.

До навчального процесу залучаються нові фундаментальні дисципліни: механіка рідини та газу, теплопередача в ДВЗ, теорія горіння, термодинаміка, надійність ДВЗ, основи наукових досліджень, електроніка в ДВЗ, системи наддуву комбінованих ДВЗ. Викладачами кафедри розроблено понад 70 нових лабораторних задач. Видається нової навчальної літератури обсягом біля 100 друкарських аркушів, у тому числі посібники по математичному моделюванню процесів ДВЗ на ЕОМ. Усі дипломні проекти виконуються з використанням ЕОМ.

Гордістю кафедри стає її філія в ХКБД, яку очолює генеральний конструктор сучасних танкових дизелів проф. Рязанцев М.К.

За результатами комплексу наукових досліджень на кафедрі ДВЗ захищено дев'ять докторських дисертацій: доц. Дяченко В.Г. – 1974 р., доц. Шокотов М.К. – 1978 р., доц. Шеховцов А.Ф. – 1979 р., доц. Разлейцев М.Ф. – 1981 р., доц. Пойда А.М. – 1990 р., доц. Третьак Є.І. – 1992 р., доц. Абрамчук Ф.І. – 1993 р., доц. Абдулгасіс У.А. – 1994 р. доц. Марченко А.П. – 1994 р. Потужна наукова школа кафедри дозволила на протязі 30 років підготувати 67 кандидатів технічних наук, опублікувати 5 монографій, отримати близько двохсот авторських свідоцтв та патентів на винаходи. Викладачі, наукові співробітники кафедри, аспіранти опублікували сотні статей, приймають активну участь в науково-технічних конференціях з проблем двигунобудування. З 1996 р. кафедра сумісно з ХАІ проводить міжнародний Конгрес двигунобудівників, який в подальшому стає щорічним. З 1997 р. кафедра розпочала підготовку магістрів.

Сьогодні

На сьогодні кафедра є провідною серед україн-

ських вищих навчальних закладів. У її складі працює 5 штатних докторів технічних наук, професорів, 14 кандидатів технічних наук, 8 доцентів. У проблемній науково-дослідній лабораторії трудяться 16 наукових співробітників, у тому числі доктор наук та п'ять кандидатів наук, два докторанти, аспіранти. За останні роки захищено три докторські дисертації: доц. Пильов В.О. – 2002 р., доц. Парсаданов І.В. – 2003 р., доц. Григор'єв О.Л. – 2004 р., підготовлено 8 кандидатів технічних наук.

Матеріальна база кафедри включає виробничі площі обсягом 1700 кв.м, у тому числі два моторні зали, клас ЕОМ, аудиторії технічних засобів навчання, дипломного і курсового проектування, лабораторії вимірювань і паливної апаратури.

Використовується унікальне обладнання, у тому числі для наукових досліджень робочих процесів ДВЗ та удосконаленню конструкції. Сьогодні наукові роботи професорів Шеховцова А.Ф., Дяченка В.Г., Парсаданова І.В., Пильова В.О., Марченка А.П. широко визнані своїми досягненнями в напрямках роботи ДВЗ на альтернативних паливах, термодинамічної оптимізації ДВЗ, кінетики згорання й токсичності відпрацьованих газів, вторинного тепловикористання, тривалої міцності деталей, багатопаливності ДВЗ, комп'ютеризації систем управління ДВЗ, розшарування паливно повітряної суміші бензинових ДВЗ, використання альтернативних матеріалів, технології мікродугового оксидування тощо. Тільки з 2000 року за актуальними напрямками наукових дослід-

жень опубліковано чотири фундаментальні монографії.

До семидесятип'ятиріччя з дня заснування кафедри ДВЗ на кафедрі видано шеститомний підручник „Двигуни внутрішнього згорання”.

Колектив кафедри впевнено дивиться в майбутнє, на новий високий рівень підносить викладацькі та наукові розробки, творчі зв'язки з вченими Росії, Литви, Польщі, Чехії, Німеччини, США, Китаю, інших країн світу.

Вже п'ять років прийом на спеціальність „Двигуни внутрішнього згорання” збільшено на третину, щорічно кафедра приймає 60 першокурсників, випускає бакалаврів, спеціалістів, магістрів. Саме їм належить майбутнє і саме їм передаються знання, досвід, традиції, історична пам'ять, мрії та щирі найкращі побажання.

Кафедра пишається своїми випускниками. Вони мають вагомий вклад в інженерне і науково-технічне забезпечення галузі двигунобудування. За час існування кафедри понад 3500 випускників отримали інженерні дипломи, захищено 130 кандидатських та 19 докторських дисертацій. Багато із випускників стали керівниками підприємств, завідувачами кафедр у вищих навчальних закладах, відповідальними працівниками міністерств та інших владних установ. Перерахувати прізвища усіх видатних випускників просто неможливо. Тому приводимо лише прізвища випускників, що займали і займають високу посаду генерального конструктора, своєю сумлінною працею, талантом, науковою ерудицією досягли широкого визнання та найвагоміших лідерських позицій.

Випускники кафедри ДВЗ – генеральні конструктори

1. *Трашутін Іван Якович* – випускник 1930 року, учасник створення танкового дизеля В-2, магістр Массачусетського технологічного інституту,

генеральный конструктор Челябинского завода специальных двигунів.

2. *Івченко Олександр Георгійович* – випускник 1935 року, учасник створення танкового дизеля В-2, засновник і генеральний конструктор Запорізького машинобудівного КБ „Прогрес” з розробки авіаційних поршневих і газотурбінних двигунів.

3. *Кваша Микола Йосипович* – випускник 1954 року, генеральний конструктор Росії з підводних човнів середнього класу.

4. *Рязанцев Микола Карпович* – випускник 1959 року, генеральний конструктор Харківського конструкторського бюро з двигунобудування, генеральний конструктор України з ДВЗ спеціального призначення.

5. *Пархоменко Микола Давидович* – випуск-

ник 1958 року, генеральний конструктор ДВЗ Горьківського автомобільного заводу.

6. *Самусь Микола Іванович* – випускник 1958 року, головний конструктор Чугуївського заводу паливної апаратури.

7. *Коржов Михайло Олексійович* – випускник 1958 року, генеральний конструктор ДВЗ корпорації „АвтоВАЗ”.

8. *Волошин Юрій Петрович* – випускник 1964 року, генеральний конструктор Чебоксарського заводу промислових тракторів.

9. *Строков Олександр Петрович* – випускник 1971 року, генеральний конструктор Головного конструкторського бюро з двигунобудування (м.Харків).

УДК 621.436

И.В. Парсаданов, д-р техн. наук

СОЗДАНИЕ И ПОВЫШЕНИЕ ТЕХНИЧЕСКОГО УРОВНЯ ДВС – ПРИОРИТЕТНОЕ НАПРАВЛЕНИЕ НАУЧНОЙ ДЕЯТЕЛЬНОСТИ КАФЕДРЫ

Начало научной деятельности кафедры можно отсчитывать с 1929 года, когда по инициативе проф. В.Т. Цветкова, имеющего к этому моменту громаднейший опыт по созданию исследовательской базы дизелей на Харьковском паровозостроительном заводе, было положено начало создания лаборатории ДВС в ХПИ. Еще в довоенный период сотрудники кафедры и лаборатории под руководством В.Т. Цветкова приняли участие в конструкторских разработках, исследованиях рабочего процесса и доводках судовых и танковых дизелей. В это время на кафедру приходят молодые талантливые ученые и инженеры: Глаголев Н.М., Воронкин А.А., Константинов Ю.Б., Моргулис Ю.Б., Вихман Я.Е. и другие.

Послевоенный период стал для Харькова периодом бурного развития двигателестроения. Коллектив кафедры ДВС, восстановив материальную базу лаборатории, поддерживая прочные творческие связи с промышленностью, активно участвует в становлении производства тепловозных и судовых дизелей Д50 и Д100, в организации моторного производства на ХТЗ, а затем на заводе «Серп и молот».

Большую известность приобретают работы, посвященные теоретическим методам расчета рабочего процесса четырехтактных двигателей видного ученого проф. Н.М. Глаголева, возглавившего кафедру в 1954 году. На кафедре создаются две отраслевые лаборатории. Одна из них – тепловозных двигателей,

руководство которой осуществляет проф. Н.М. Глаголев, совместно с ХЗТМ им. В.А. Малышева создаст тепловозный дизель, превосходящий по своим показателям мировые образцы. Другая лаборатория –

тракторных и комбайновых двигателей, под руководством известного ученого проф. Я.М. Майера способствует обеспечению массового выпуска дизелей для народного хозяйства страны.



Начало создания лаборатории ДВС

В 60 – 80-е годы стремительное ускорение научно-технического прогресса и рост производства ДВС потребовали значительного развития фундаментальных исследований, повышения эффективности НИР. Усилия ученых кафедры в этот период сконцентрированы на выполнение важнейших народнохозяйственных задач по совершенствованию и созданию новых двигателей внутреннего сгорания, обеспечивающих заданные ресурс и уровень экономических показателей. Для расширения возможности проведения исследований на высоком научном уровне на кафедре создаются универсальные отсеки тепловозных, судовых и тракторных дизелей, организована лаборатория автоматизации научных исследований, приобретается новое оборудование, капитально реконструируется моторная лаборатория, строится новое здание НИЧ.

В 1970 году коллектив кафедры возглавил талантливый организатор и ученый проф. А.Ф. Шеховцов.

Основными научными направлениями кафедры в этот период становятся:

- исследования длительной прочности деталей камер сгорания двигателей внутреннего сгорания и оптимизация теплообмена (руководит направлениями проф. А.Ф. Шеховцов);
- термодинамические основы оптимизации характеристик перспективных тепловозных и судовых дизелей (руководит направлениями проф. Н.К. Шокотов);
- моделирование и оптимизация процесса сгорания в дизелях (руководит направлением проф. Н.Ф. Разлейцев);

- создание систем топливоподачи и смесеобразования для двигателей с искровым зажиганием (руководит направлением проф. В.Г. Дьяченко).

Кафедра в эти годы располагала большим научным потенциалом. В исследованиях по заказам промышленности и в теоретических разработках совместно с профессорским составом кафедры активно участвуют сотрудники кафедры, впоследствии защитившие докторские и кандидатские диссертации Пойда А.Н., Диков В.А., Третьяк Е.И., Левкович С.Л., Минак А.Ф., Мотлохов А.В., Рогов Ф.М., Рык Г.М., Сорокотяга А.С., Тринева А.В., Шевченко Л.П., Гоцкало Б. Л., Казачков Р.В., Васильченко И.Д., Тихоненко А.Т., Семенов В.Г., Шпак В.Ф., Кох Г.А., Губин А.И., Цеслинский А.С. Цветкова Н.И. и многие другие.

Совместно с Первомайским машиностроительным заводом и ЦНИДИ создается двигатель типа ЧН26/34 для судов рыбопромыслового и морского флота, имеющий в то время показатели на уровне лучших мировых стандартов. Серийный выпуск двигателей начат в 1984 году.

Кафедра участвовала в решении важнейшей задачи по повышению топливной экономичности автомобильных двигателей и переводу их на альтернативное топливо. Совместно с Чугуевским заводом топливной аппаратуры был создан уникальный топливный насос, обеспечивающий работу двигателей легковых автомобилей на дизельном топливе, бензине, газовом конденсате, спирте и топливных смесях. Ученые кафедры принимали участие в создании и внедрении в массовое производство малогабаритных турбокомпрессоров, обеспечивающих форсирование по мощности тракторных и комбайновых дизелей на 30 – 40 %. Выполнялся комплекс работ по оптимизации процессов трения в паре поршень-цилиндр для двигателей СМД-18, СМД-60, Д-37.

Кафедра активно работала в направлении создания адиабатных турбопоршневых двигателей с

керамическими деталями и системой глубокой утилизации энергии отработавших газов.

По результатам выполненных исследований было защищено 6 докторских, более 120 кандидатских диссертаций, издано 3 монографии. Высокий научно-технический уровень кафедры подтверждается тем, что ежегодно сотрудники получали 10 –15 авторских свидетельств. С 1980 года кафедра стала базовой среди украинских вузов по двигателестроению.

В наши дни для кафедры сохранился традиционный высокий уровень интеграции науки в производство. С приобретением независимости сменились приоритеты в двигателестроении Украины. Производство двигателей существенно сократилось. Соответственно, снизилось количество заявок предприятий на разработку новых технических решений. Вместе с тем кафедра ДВС прилагает все усилия для сохранения высокого уровня внедрения научных разработок в производство. В 1996 году Харьковскому конструкторскому бюро по среднеоборотным двигателям переданы предложения по совершенствованию перспективного дизеля для магистральных тепловозов, которые были включены в технический проект. В 1993 – 1999 годах Мелитопольскому моторостроительному заводу переданы результаты разработки отечественного многопливного двигателя для малолитражных автомобилей.

В 2001 году кафедру возглавил проф. А.П.Марченко. Именно с этого периода активизировались разработки кафедры в направлении ресурсосбережения и экологизации ДВС. Реализация этих направлений связана с фундаментальными и прикладными исследованиями по обеспечению физической и параметрической надежности, в частности исследованиями по образованию корундового слоя на поверхностях поршней, и процессов смесеобразования и сгорания перспективных отечественных автотракторных двигателей внутреннего сгорания, в том чис-

ле при конвертации их на альтернативные топлива.

По результатам проведенных за последние 10 лет исследований учеными кафедры опубликовано 5 монографий, защищено 5 докторских и 13 кандидатских диссертаций.

С 2001 на базе кафедры возобновил работу специализированный ученый совет по защитах докторских диссертаций (председатель совета проф. Марченко А.П.). В состав совета входят известные ученые, генеральные конструкторы, профессора, что обеспечивает высокий уровень требований при рассмотрении и защите диссертаций, дает квалифицированную оценку качеству работы, актуальности и новизны, ее значения для теории и практики. За пять лет работы специализированный совет рассмотрел 17 диссертационных работ (3 докторские и 14 кандидатских).

Ежегодно кафедра выпускает два номера Всеукраинского научно-технического журнала «Двигатели внутреннего сгорания», единственного специализированного журнала в Украине.

Ученые кафедры принимают активное участие в международных конференциях. С 1996 года совместно с НТУ «ХАИ» и Министерством промышленной политики организует ежегодные международные конгрессы двигателестроителей. Результаты научной деятельности кафедры регулярно освещаются на всеукраинских и международных выставках.

Кафедра в сфере научной деятельности активно сотрудничает с зарубежными вузами. Наиболее тесными являются связи с МГТУ им. Н.Э. Баумана (Россия), Клайпедским техническим университетом (Литва), Пражским техническим университетом (Чехия), Кельцким политехническим университетом (Польша).

Несомненно, в научной деятельности кафедры существуют проблемы, препятствующие более глубоким исследованиям в области создания и повышения технического уровня ДВС. В первую очередь это,

низкий уровень оплаты труда научных сотрудников, что не дает возможность привлекать к разработкам молодые, талантливые кадры. Требуется модернизация и обновления исследовательская база лаборатории, что сдерживает возможности расширения исследований и заключения договоров и грантов, в том числе и с зарубежными партнерами. Эти проблемы во многом связаны с экономической ситуацией, с отсутствием стратегии обеспечения энергетической независимости в стране.

Тем не менее, только *в текущем году* сотрудниками кафедры, молодыми учеными, докторантами, аспирантами и магистрами проведено ряд важных фундаментальных и прикладных исследований, обеспечивающих значительный экономический эффект при внедрении в народном хозяйстве:

- фундаментальные исследования физико-химических характеристик процесса сгорания с целью улучшения топливной экономичности и токсичности отработавших газов автотракторных дизелей;
- разработка обобщенной теории и методов повышения длительной прочности и ресурсной безотказности перспективных транспортных двигателей внутреннего сгорания отечественного производства;
- исследования и совершенствование рабочих процессов автомобильного двигателя, обеспечивающих снижение затрат моторного топлива до 20;
- повышение ресурса цилиндро-поршневой группы и повышению топливной экономичности тепловозных двигателей; результаты исследований переданы «Укрзалізниці»;
- получены уникальные данные и даны рекомендации Министерству аграрной политики по использованию биотоплив растительного происхождения в автотракторных дизелях;
- впервые в Украине проведены испытания по оценке выброса твердых частиц с отработавшими газами автотракторных дизелей и даны рекомендации по расширению использования микротуннеля в

практике работы научных, производственных и эксплуатационных организаций.



Идут испытания двигателя

В этом году Правительство Украины приняло решение о создании центра двигателестроения. Создание центра предусматривает координацию работ промышленных и научных организаций, разработку и реализацию перспективных направлений по созданию и повышению технического уровня двигателей внутреннего сгорания украинского производства. В состав центра входят КП «Харьковское конструкторское

бюро по двигателям», Институт машин и систем и НТУ «ХПИ» (кафедра ДВС).

Все это свидетельствует о том, что кафедра двигателей внутреннего сгорания НТУ «ХПИ» достойно подходит к своему 75-летию и полна творческих сил для решения новых проблем и задач на благо отечественного двигателестроения.

УДК 621.3.078.001

І.Є. Александрова, канд. техн. наук

ПІДГОТОВКА КАДРІВ ДЛЯ ГАЛУЗІ ВІТЧИЗНЯНОГО ТАНКОВОГО ДИЗЕЛЕБУДУВАННЯ (ОСОБИСТОСТІ ТА ПЕРСОНАЛІЇ)

В 1918 році в Харківському Технологічному інституті (тепер Національний технічний університет «Харківській політехнічний інститут») була відкрита спеціальність «Двигуни внутрішнього згорання», на базі якої в 1931 році була створена однойменна кафедра. Засновником і першим завідувачем кафедри двигунів внутрішнього згорання став професор В.Т.Цветков.

Василь Тимофійович Цветков (1887 – 1954) – величина не тільки вітчизняної, але й світової науки. Саме він стояв біля джерел двигунобудування на Харківському паровозобудівному заводі. Після закінчення з відзнакою Харківського технологічного інституту в 1911 році В.Т.Цветков прийшов на ХПЗ і безперервно відробив на ньому більше 20 років на посадах інженера-конструктора, начальника відділу теплових двигунів, головного інженера. З початком підготовки в ХПЗ спеціалістів з двигунів внутрішнього згорання В.Т.Цветков став активним учасником навчального процесу і виробничої практики цих спеціалістів. В 1926 році призначений на посаду головного інженера ХПЗ. Приймав активну участь в розробці і активному втіленні 10-річної програми розвитку ХПЗ, якій багато уваги приділялося розширенню двигунобудування. Зробив великий творчий внесок в освоєння дизеля «Зульцер» за ліцензією, а також в розробку першого вітчизняного дизеля Д-40.

В 1932 році Василь Тимофійович пішов з ХПЗ в Харківський механіко--машинобудівний інститут, де на протязі 22 років очолював кафедру двигунів внутрішнього згорання. Під його керівництвом кафедра проводила велику науково-дослідну роботу по вдосконаленню двигунів, зокрема танкових двигунів серії В-2, а також педагогічну роботу з підготовки інженерних і наукових кадрів. Виникає закономірне питання: з чим пов'язано звільнення, хоча й за власним

бажанням, В.Т.Цветкова з ХПЗ, на якому в той час починалося вітчизняне двигунобудування? Справа в тому, що його звинуватили за так званою «справою промпартії - антирадянської підпільної шкідницької організації в промисловості і на транспорті». Його заарештували, але винним В.Т.Цветков себе не визнав, його провина не була доведена. Він був одним із небагатьох, кому вдалося уникнути покарання і його звільнили з-під арешту. Це явилось серйозним сигналом для В.Т.Цветкова і він пішов на викладацьку роботу, але не припиняв творчих і ділових контактів з колективом заводу. Сотні інженерів-двигунобудівників підготовлені під керівництвом В.Т.Цветкова, багато з яких приймали участь у створенні вітчизняних танкових двигунів В-2, 5ТДФ, 6ТД-1 і 6ТД-2.

За видатні досягнення в підготовці спеціалістів – двигунобудівників для оборонної галузі СРСР в 1944 році В.Т.Цветков був нагороджений орденом Трудового Червоного Прапора.

Помер В.Т.Цветков у 1954 році. Завідувачем кафедри двигунів внутрішнього згорання став ученик В.Т.Цветкова доктор технічних наук, професор М.М.Глаголев.

Микола Матвійович Глаголев (1903-1976) народився в м. Харкові у 1903 році. Закінчив в 1924 році Харківський технологічний інститут за спеціальністю «теплотехніка». Після закінчення інституту працював до 1939 року на ХПЗ (з 1932 року – заводі N 75). З 1930 року за сумісництвом починає працювати в ХММІ (тепер НТУ «ХПІ»), а в 1939 році цілком переходить на роботу в ХММІ де з 1954 року до 1970 року займав посаду завідувача кафедри двигунів внутрішнього згорання.

М.М.Глаголев приймав активну участь у створенні танкового дизеля

В-2. Після Великої Вітчизняної війни запропонував новий тип високо економічного тепловозного дизеля Д-70, який за своїми техніко-економічними показниками знаходився на рівні кращих світових зразків. На базі цієї розробки двигунобудування України почало серійний випуск тепловозних двигунів Д-80. В 60-х роках приймав участь у створенні танкового двигуна 5ТДФ.

М.М.Глаголев опублікував 11 підручників і монографій, більш ніж 100 наукових статей. Деякі з його наукових праць перекладені на іноземні мови. За видатні заслуги в справі підготовки висококваліфікованих кадрів і наукові досягнення нагороджений орденом Леніна. Серед видатних учнів М.М.Глаголева слід відзначити М.К.Рязанцева, доктора технічних наук, професора, Лауреата Державної премії України, Заслуженого діяча науки і техніки України, Генерального конструктора України з танкового двигунобудування.

Помер Микола Матвійович Глаголев в 1976 році, але вже в 1970 році передав керівництво кафедрою одному з найобдарованіших своїх учнів А.Ф.Шеховцову.

Анатолій Федорович Шеховцов народився в 1930 році в м. Харкові. Із золотою медаллю закінчив в 1949 році 4-ту залізничну середню школу і поступив в Харківський політехнічний інститут, який з відзнакою закінчив в 1954 році. На кафедрі двигунів внутрішнього згорання прийшов шлях асистента, старшого викладача, доцента, професора, завідувача кафедри. Наукові напрямки роботи А.Ф.Шеховцова – тривала міцність деталей камер згорання ДВЗ, оптимізація процесів тепломасообміну у ДВЗ, комп'ютеризація випробування ДВЗ. За ініціативою А.Ф.Шеховцова в Харківському конструкторському бюро з двигунобудування була відкрита філія кафедри ДВЗ, якою керує професор М.К.Рязанцев.

В 1980 році А.Ф.Шеховцов захистив докторську дисертацію і отримав вчене звання професора, в 1985 році отримав Почесне звання «Заслужений діяч науки і техніки України». В 1993 році А.Ф.Шеховцова обрано дійсним членом Академії

наук вищої школи України за відділенням механіки та машинобудування.

Анатолій Федорович працював завідувачем кафедри ДВЗ з 1970 до 2000 року. Під його керівництвом була розроблена і втілена концепція розвитку спеціальності до 2010 року. Концепція характеризується фундаментальністю підготовки спеціалістів, високим професіоналізмом і втіленням сучасних інформаційних технологій.

А.Ф.Шеховцовим опубліковано більш ніж 200 наукових праць, в тому числі 3 монографії. В 2005 році вийшов з друку останній, шостий том підручника «Двигуни внутрішнього згорання», зміст якого охоплює майже усі спеціальні курси підготовки спеціалістів і магістрів даного напрямку. За фундаментальні розробки по створенню перспективних дизелів в 1995 році отримав Нагороду Ярослава Мудрого Академії наук вищої школи України. У 2000 році став Відмінником освіти України, отримав Персональну пенсію Президента України.

В 2000 році кафедру ДВЗ очолив доктор технічних наук, професор А.П.Марченко.

Андрій Петрович Марченко народився в 1951 році, освіту здобув в Харківському політехнічному інституті, закінчивши в 1974 році спеціальність «двигуни внутрішнього згорання». Після закінчення аспірантури в 19783 році захистив кандидатську дисертацією, в 1994 році – докторську. З 1996 року – професор кафедри ДВЗ, з 2000 року – її завідувач і проректор НТУ «ХПІ» з наукової роботи. Дійсний член Академії наук вищої школи України, лауреат Нагороди Ярослава Мудрого. В 2005 році Указом Президента України отримав Почесне звання «Заслужений діяч науки і техніки України».

Наукові дослідження А.П.Марченка стосуються теорії швидкохідних дизелів для бронетанкової техніки. За участю Андрія Петровича доведені до серійного виробництва дизелі 6ТД-2 і 3ТД. Він являється автором трьох монографій і за його загальною редакцією виданий шеститомний підручник «Двигуни внутрішнього згорання». За його ініціативою з 2001 року в НТУ «ХПІ» видається Всеукраїнський науко-

во-технічний журнал «Двигуни внутрішнього згорання», редколегію якого очолює А.П.Марченко. Створив і очолює спеціалізовану вчену раду по захисту докторських дисертацій за спеціальністю 05.05.03 – теплові двигуни. В цій раді захистив дисертацію теперішній Генеральний конструктор України з танкового дизелебудування С.О.Альохін.

Успіхи кафедри ДВЗ в підготовці кадрів для галузі вітчизняного танкового дизелебудування у значній мірі залежать від роботи філії кафедри в Харківському конструкторському бюро з двигунобудування, яку вже багато років очолює доктор технічних наук, професор М.К.Рязанцев.

Микола Карпович Рязанцев народився 30 квітня 1937 року на Донеччині. Освіту отримав в Харківському політехнічному інституті, який скінчив в 1959 році за спеціальністю «двигуни внутрішнього згорання». Після закінчення інституту почав трудову діяльність на заводі імені Малишева. З 1965 року працює в ХКБД, де пройшов шлях від інженера-конструктора до начальника в ХКБД, Генерального конструктора України з танкового дизелебудування.

В найскладніших ситуаціях він ніколи не відступав від своїх переконань, наприклад, у відстоюванні дизельного для танка Т-80У перед найвищим військовим і державним керівництвом колишнього СРСР.

Під його безпосереднім керівництвом і величезному особистому внеску створені двигуни 6ТД-1 потужністю 1000к.с. (з 1986 року в серійному виробництві) і 6ТД-2 потужністю 1200 к.с. Міжвідомча комісія затвердила в 1992 році конструкторську документацію для його серійного виробництва. За своїми малогабаритними показниками і компоновочними характеристиками двигуни 6ТД-1 і 6ТД-2 не мають аналогів у світовій практиці. Танки Т-80УД і Т-84, на які встановлені ці двигуни, мають значні переваги серед кращих світових зразків бронетехніки і здійснили технічну революцію в танкобудуванні. Двигуни 6ТД-1 і 6ТД-2 застосовуються також при модернізації танка Т-64Б. Розроблена технічна доку-

ментація модернізації танків Т-55 і Т-72 з використанням двигунів 6ТД-1 і 6ТД-2.

Для броньованих машин легкої вагової категорії в 1999-2001 рр. розроблені і пройшли міжвідомчі випробування двигуни 3ТД-1 потужністю 280 к.с. і 3ТД-2 потужністю 400 к.с., а також випробувані двигуни 3ТД-3 потужністю 500 к.с. і 3ТД-4 потужністю 600 к.с.

За останні роки в ХКБД розроблений і серійно випускається автономний енергоагрегат постійного струму потужністю 8 кВт з двигуном внутрішнього згорання для енергопостачання бортових споживачів танка при непрацюючому основному двигуні. В ХКБД також розроблені і випускаються дизель-генератори ДГУ-200 потужністю 200 кВт на базі двигуна 5ТДФ і ДГУ-315 потужністю 315 кВт на базі 6ТД-1.

Микола Карпович Рязанцев – доктор технічних наук, професор, Лауреат Державної премії України в галузі науки і техніки, Заслужений діяч науки і техніки України, член 3-х спеціалізованих вчених рад по захисту докторських дисертацій.

Великий внесок в справу підготовки кадрів для галузі вітчизняного танкового дизелебудування внесли професори Я.М. Майер (1893-1988), М.Ф. Разлейцев (1931-2003), Є.І. Третьак (1943-1993), М.К. Шокотов, В.Г. Дяченко, А.М. Пойда, Ф.І. Абрамчук, В.О. Пильов, І.В. Парсаданов.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ТЕПЛОНАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ КРЫШКИ ЦИЛИНДРА**Введение**

Целью данной работы было определение составляющих теплонапряженного состояния (ТНС) крышки цилиндра тепловозного дизеля Д80. Существующие экспериментальные методы исследования деформаций и напряжений, возникающих в крышке цилиндра на работающем двигателе не дают возможности учитывать множество факторов, влияющих на эти параметры и, соответственно, делать вывод о распределении напряжений и деформаций по объему детали.

Для такого анализа, с использованием расчетных методов, хорошо зарекомендовал себя метод конечных элементов (МКЭ), используемый в большинстве современных программных комплексов, предназначенных для расчета ТНС деталей.

Трехмерная постановка задачи позволяет адекватно задавать граничные условия (ГУ) задачи механики и теплопроводности, что положительно сказывается на достоверности получаемых результатов моделирования.

Основными требованиями, предъявляемыми к конструкции крышки цилиндра [1] по ее надежности являются минимальные термические напряжения и перегревы отдельных участков крышки, достаточная жесткость и прочность под действием давления газов в цилиндре, минимальные градиенты температур и интенсивный равномерный теплоотвод от нагретых участков с поддержанием заданной скорости циркуляции охлаждающей жидкости, исключая образование накипи на поверхностях полостей охлаждения.

Анализ публикаций

Одними из первых работ, посвященных расчетно-экспериментальному анализу сложных теплообменных

процессов в крышке цилиндра были работы проф. Г.Б. Розенблита [2, 3], в которых при моделировании температурных полей деталей крышки цилиндра учитывались, действующие в течении рабочего цикла процессы нагрева, охлаждения и контактного теплообмена между деталями. На основе расчетно-экспериментальных данных автором [3] была составлена схема теплового баланса клапана дизеля.

До недавнего времени исследования ТНС крышек цилиндров даже в стационарной трехмерной постановке было крайне затруднительно, что связано, главным образом, со сложностью решаемой задачи, громоздкими вычислениями и соответствующими затратами времени [3 - 5]. Основными сложностями с которыми сталкивались исследователи была разбивка расчетной модели на конечные элементы (КЭ) и задание самих ГУ задачи теплопроводности и механики.

Геометрия расчетной модели, как правило значительно упрощалась. В модели крышки цилиндра упрощенно задавались впускной и выпускной каналы, стакан под форсунку, стенки, ограничивающие полости охлаждения, днище с перемычками под клапаны [4, 5]. При этом большинство внутренних элементов крышки просто не учитывались.

Такие упрощения неизбежно сказывались на точности полученных результатов.

Также одной из проблем была недостаточная дискретизация расчетной модели на КЭ (обычно количество КЭ не превышало 100, а узловых точек 600 -700) [4], что связано главным образом с громоздкостью вычислений и ограниченными возможностями ЭВМ.

Анализ температурного состояния крышки цилиндра и распределения напряжений от действия газовых сил и температурных нагрузок дают возможность

прогнозировать долговечность крышки цилиндра при форсировании тепловозного дизеля.

Уровень форсирования тепловозного дизеля Д80 по среднему эффективному давлению $P_e = 1.2 \text{ МПа}$, тогда как по свидетельству авторов [6] современные тепловозные дизели Д49 имеют P_e на уровне 2 – 2.3 МПа, что негативно сказывается на ТНС деталей камеры сгорания и крышки цилиндров в частности.

Так, к примеру, по свидетельству авторов [1], для дизеля Д49 с ростом форсирования по P_e в 2,5 раза температуры и температурные напряжения огневого днища крышки возрастают в 2 раза.

Также следует отметить существенное влияние на ТНС крышки цилиндра организацию эффективного теплоотвода от наиболее нагретых участков, которая наглядно проявляется, например, при замене литого стакана под форсунку на тонкостенный вставной с циркуляцией охлаждающей жидкости вокруг стакана.

У дизеля Д70 (16 ЧН 25/27) такое изменение конструкции позволило снизить максимальную температуру огневого днища крышки цилиндров с 400 до 290 °С [7].

Необходимость грамотно организовывать теплоотвод от теплонагруженных участков также обусловлена эксплуатационными факторами: даже при тщательной подготовке охлаждающей жидкости на днище крышки происходит отложение накипи, что приводит к значительному росту температур на 100 – 150 °С и ухудшению ТНС крышки [1].

Коэффициент теплопроводности материала крышки цилиндра дизеля Д80, высокопрочного чугуна $\lambda = 26 - 28 \text{ Вт/м}^2 \text{ } ^\circ\text{С}$, тогда как для накипи $\lambda = 0.13 - 3.14 \text{ Вт/м}^2 \text{ } ^\circ\text{С}$ [8].

Поддерживая заданную скорость течения охлаждающей жидкости в полостях охлаждения и используя присадки к охлаждающей жидкости можно добиться уменьшения образования накипи на поверхностях полостей охлаждения, что существенно улучшит теплоотвод и повысит надежность крышки цилиндра.

Как следует из публикации авторов [1] термоусталостные трещины в перемычках между выпускными клапанами и разгарные трещины при местном перегреве являются характерными дефектами крышек цилиндров форсированных дизелей.

Из вышесказанного следует, что работы по анализу ТНС и повышению надежности крышки цилиндра являются актуальными и заслуживают большего внимания со стороны исследователей.

Цель и постановка задачи

Основная цель работы заключается в анализе факторов, оказывающих влияние на ТНС крышки цилиндров и разработке рекомендаций по повышению надежности крышки при форсировании дизеля.

При моделировании ТНС крышки цилиндров тепловозного дизеля Д80 были поставлены такие задачи:

- разработать модель крышки цилиндра с учетом сложной внутренней геометрии детали в стационарной постановке задачи теплопроводности;
- проанализировать составляющие ТНС и деформации крышки цилиндра при серийной форсировке дизеля ($P_e = 1.2 \text{ МПа}$);
- сделать расчетный анализ ТНС крышки при перспективной форсировке ($P_e = 2.33 \text{ МПа}$);
- дать рекомендации по повышению надежности крышки цилиндра для форсированных тепловозных дизелей.

Основные этапы и результаты моделирования

Конструкция крышки цилиндра тепловозного дизеля Д80 (16 ЧН 26/27) представляет собой монолитную отливку из высокопрочного чугуна весом 92 кг. Изнутри крышка цилиндра разделена горизонтальной перегородкой (полкой), разделяющей полость охлаждения на верхнюю и нижнюю.

Подвод жидкости к стакану форсунки осуществляется при помощи четырех каналов в огневом днище крышки. Интенсивная циркуляция охлаждающей жидкости и тонкостенный вставной стакан, делают

теплоотвод от наиболее проблемного участка крышки удовлетворительным при серийной форсировке дизеля ($P_e = 1.2 \text{ МПа}$).

Модель крышки цилиндра была выполнена по чертежам завода – изготовителя (КП Завод им. Малышева).

Для крепления на блоке цилиндров крышка имеет 6 отверстий диаметром 38 мм под силовые шпильки. Опорный бурт имеет наружный диаметр 309 мм, внутренний диаметр 279 мм и высоту 7 мм.

Четырехклапанная крышка цилиндра имеет отверстия под седла впускных клапанов диаметром 92 мм, выпускных диаметром 80 мм и центральное отверстие под форсунку диаметром 25.5 мм в огневом днище.

Огневое днище крышки имеет толщину равную 22 мм; толщина полки, разделяющей полости охлаждения равняется 10 мм. Из блока цилиндров охлаждающая жидкость подводится в крышку через 11 отверстий диаметром 11 мм в днище.

Для решения поставленной задачи применялся программный комплекс использующий МКЭ. Задача стационарного ТНС крышки цилиндров была решена в прямоугольных декартовых координатах, в трехмерной постановке, что сделало возможным учесть неравномерность температурного поля и составляющие осевых усилий задачи механики при расчетном моделировании. В методике расчета учитывалось изменение коэффициента теплопроводности материала λ в зависимости от температуры (Рис. 1).

Распределение температуры в теле крышки цилиндра описывается нелинейным дифференциальным уравнением теплопроводности:

$$\begin{aligned} c(x, y, z, t) \rho(x, y, z, t) \frac{\partial t(x, y, z, \tau)}{\partial \tau} = \\ \frac{\partial}{\partial x} \left[\lambda(t) \frac{\partial t(x, y, z, \tau)}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \cdot \\ \cdot \left[\lambda(t) \frac{\partial t(x, y, z, \tau)}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\lambda(t) \frac{\partial t(x, y, z, \tau)}{\partial z} \right] \end{aligned} \quad (1)$$

где x, y, z - координаты, t – температура, τ - время, $\lambda(t)$ - коэффициент теплопроводности материала.

На теплообменных поверхностях крышки цилиндра задавались граничные условия 3_{го} рода в виде закона Ньютоновского охлаждения [2], так в соответствии с законом сохранения энергии количество теплоты q_n , отданное поверхностью тела, равно количеству теплоты, которое подводится к ней изнутри посредством теплопроводности:

$$\alpha_{\Sigma}(\tau) [t_n(\tau) - t_c(\tau)] = -\lambda(t) \left(\frac{\partial t}{\partial n} \right)_n, \quad (2)$$

где $\alpha_{\Sigma}(\tau)$ - коэффициент сложной теплоотдачи, $t_n(\tau)$ - температура на поверхности тела, $t_c(\tau)$ - температура окружающей среды.

Выражение (2) определяет задачу однозначно, если заданы температура и коэффициент теплоотдачи для всех элементов поверхности как функция времени и координат [2].

В соответствии с рекомендациями [2, 3], для определения стационарного температурного поля в стенках крышки цилиндра, при работе дизеля на установившемся режиме работы, средний по времени коэффициент теплоотдачи $\alpha_{\Sigma \text{ ср}}$ задавался в виде зависимости:

$$\alpha_{\Sigma \text{ ср}} = \frac{1}{\tau_0} \int_{\tau_0} \alpha_{\Sigma}(\tau) d\tau, \quad (3)$$

средняя результирующая температура газа $t_{\text{рез}}$

$$t_{\text{рез}} = \frac{\int_{\tau_0} \alpha_{\Sigma}(\tau) t_{\Sigma}(\tau) d\tau}{\int_{\tau_0} \alpha_{\Sigma}(\tau) d\tau}. \quad (4)$$

При отработке ГУ задачи теплопроводности для анализа ТНС крышки были использованы результаты термометрии крышки цилиндра на одном из эксплуатационных режимов (дизель 16 ЧН 25/27, $N_e = 2940 \text{ кВт}$, $P_e = 1.2 \text{ МПа}$, $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$) дизелей семейства Д70, которые приведены в работах проф. Г.Б. Розенблита [2, 3], с последующей их корректировкой

применительно к размерности дизеля Д80 (16 ЧН 26/27), а также справочные данные по основным параметрам рабочего процесса дизеля Д80.

Вышеуказанный режим работы дизеля был выбран в качестве базового для расчета ТНС крышки цилиндра.

В качестве режима с перспективной форсировкой был выбран режим с $P_e = 2.33 \text{ МПа}$.

ГУ задачи теплопроводности назначались с учетом рекомендаций приведенных в работах [2, 3] и корректировались по результатам термометрии.

Коэффициент теплоотдачи α на поверхностях полостей охлаждения крышки выбирался на основании рекомендаций проф. Г.Б. Розенблита в пределах 2300 – 3500 $\text{Вт}/\text{м}^2\text{К}$, в зависимости от расположения поверхностей теплообмена и характера движения охлаждающей жидкости.

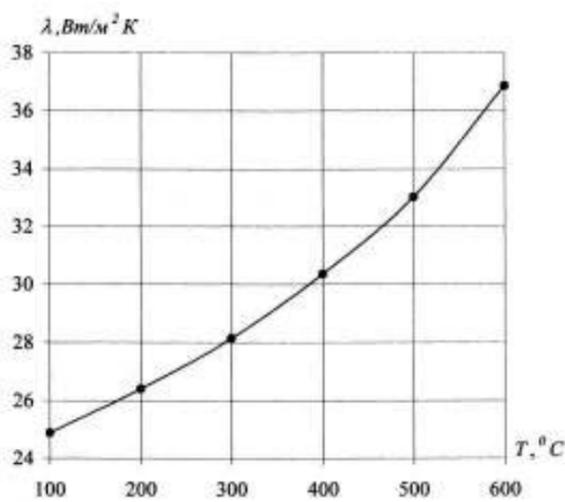


Рис. 1. Зависимость коэффициента теплопроводности материала от температуры

Расчетная схема крышки цилиндров (рис.2) состоит из 149970 конечных элементов и 247255 узловых точек, в которых определяются температуры, напряжения и перемещения.

Для разбивки модели на КЭ используется тетраэдрическая форма КЭ, позволяющая достаточно эффективно работать со сложной геометрией детали и добиваться требуемой густоты сетки в месте резкого изменения геометрии.

Геометрическая модель крышки имела более 1000 поверхностей, на которых задавались ГУ задачи теплопроводности. Эти поверхности крышки цилиндра были объединены в 52 зоны. ГУ задачи теплопроводности для наиболее значимых теплообменных зон были представлены в табл.1, а схема задания этих ГУ на рис.3 и 4.

Режим с перспективной форсировкой рабочего процесса ($P_e = 2.33 \text{ МПа}$) характеризуется более высокими уровнями температур и скоростями движения газов в цилиндре, что нашло свое отражения в ГУ задачи теплопроводности представленных в табл.2.

Возможности используемого программного комплекса позволяют работать с соединенными частями одной и той же детали, как с монолитной деталью, при этом на поверхностях контакта необходимо задавать тип соединения – неразъемное соединение. Для удобства задания ГУ на теплообменных поверхностях системы охлаждения, впускного и выпускного каналов, расчетная модель крышки цилиндра была разрезана тремя горизонтальными секущими плоскостями, как показано на рис. 5.

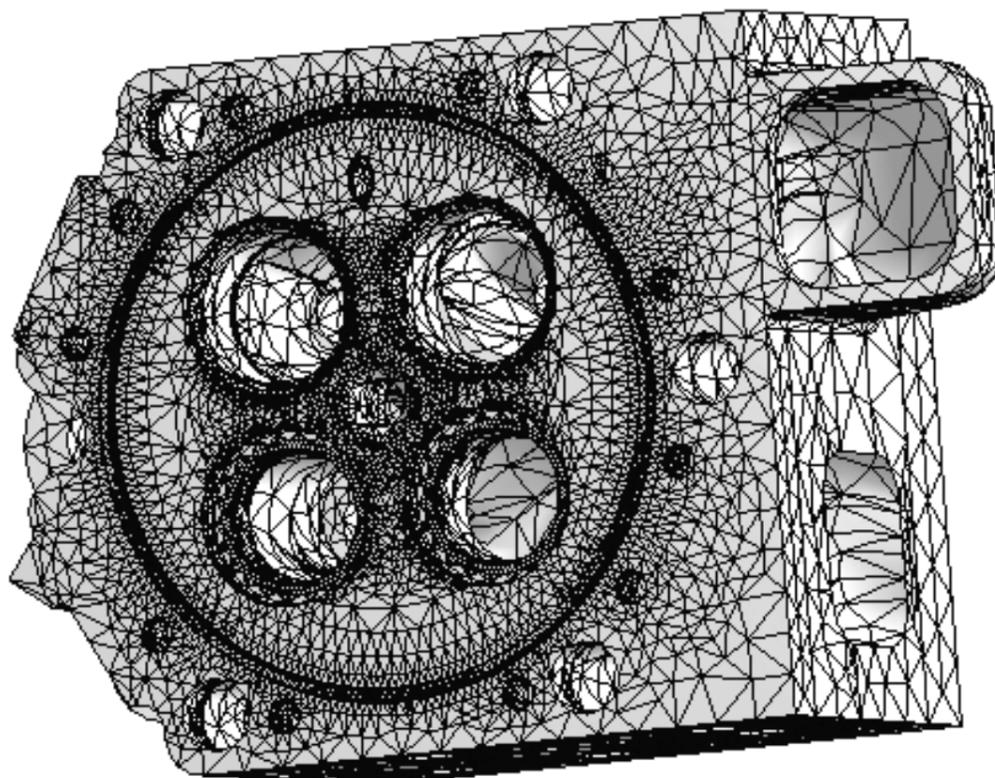


Рис. 2. Разбивка крышки на КЭ

Из полученных в результате разреза частей была заново собрана модель крышки, в которой каждую из частей можно отдельно просматривать и назначать на доступных теплообменных поверхностях ГУ. Пример такой модели приведен на рис. 6.

Граничные условия задачи механики назначались с использованием рекомендаций авторов [4, 9].

Нагрузки от гаек затяжки силовых шпилек блока прикладывались в виде распределенной силы F_M к площадке контакта гайки с поверхностью крышки (рис. 7). Усилие затяжки рассчитано с использованием известной зависимости [4].

$$F_M = \frac{M_3}{K_{np}d}, \quad (5)$$

где K_{np} – приведенный коэффициент трения в резьбе и на опорной поверхности гайки, M_3 – момент

затяжки гайки, d – наружный диаметр резьбы.

Податливость опорного бурта в осевом направлении принималась равной нулю, а в радиальном допускалось свободное перемещение.

Термические деформации крышки цилиндра в продольном и поперечном направлениях ограничивались по поверхностям контакта силовых шпилек с крышкой (рис. 7).

Для оценки адекватности задаваемых ГУ задачи теплопроводности и механики, а также корректировки математической модели была выполнена серия расчетов полей температур, напряжений и деформаций крышки цилиндра.

Результаты расчетного анализа сопоставлялись с результатами проведенной ранее термометрии [2] и результатами расчета температурного состояния крышки [2, 3], а также корректировались с учетом уве-

личной размерности дизеля Д80 (16 ЧН 26/27) по отношению к дизелю Д70 (16 ЧН 25/27).

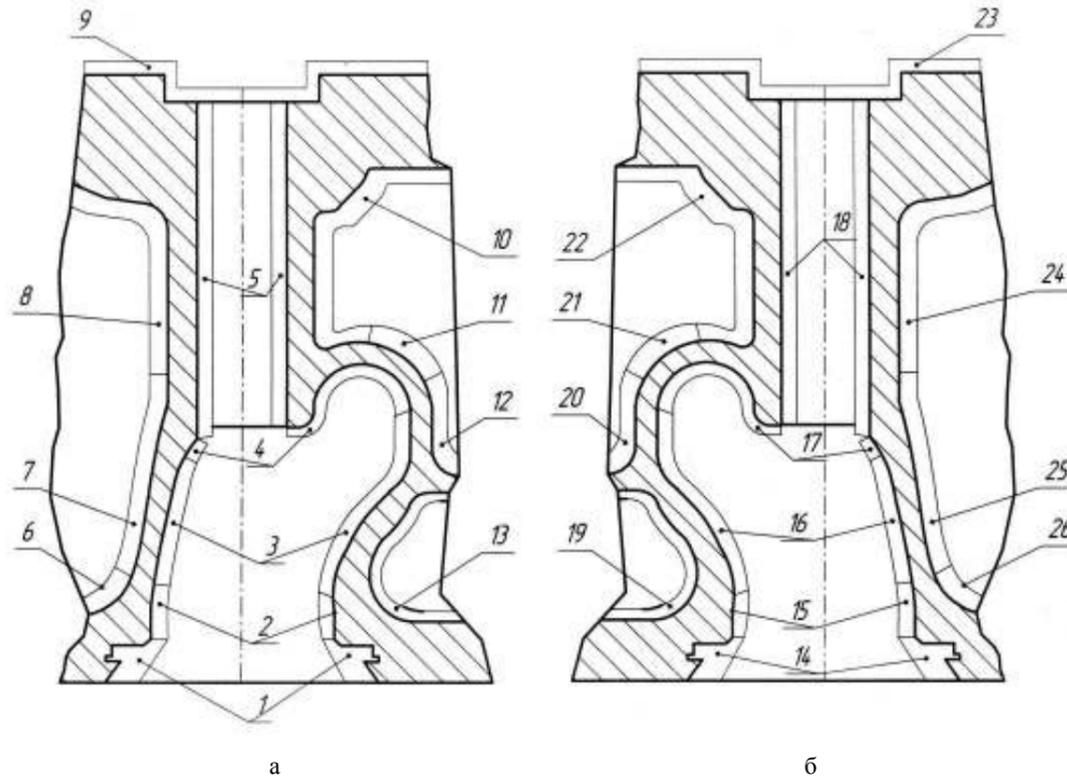


Рис. 3. Схема задания ГУ 3_{го} рода для каналов: выпускного (а) и впускного (б)

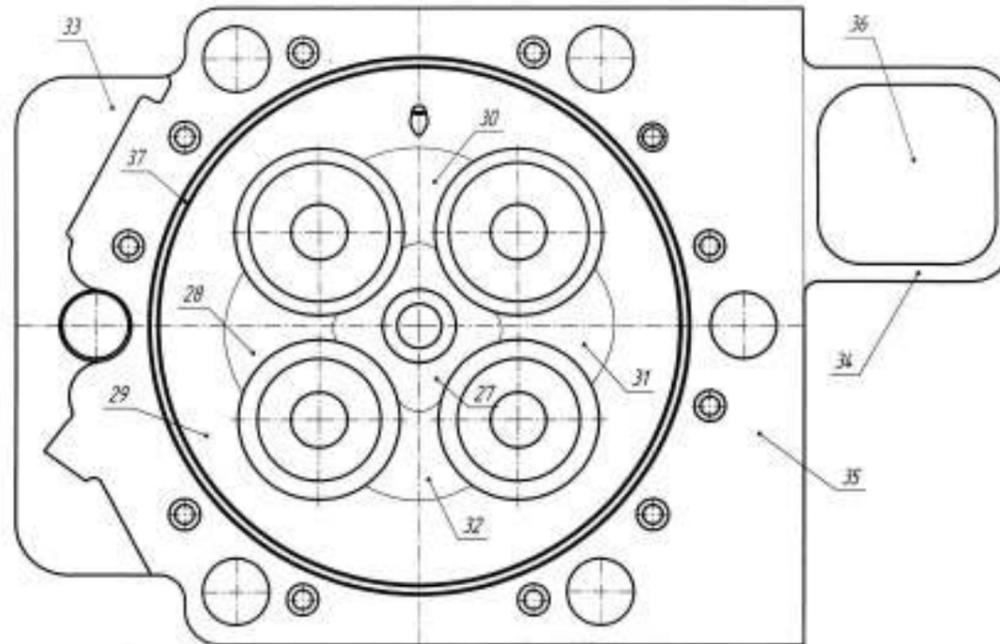


Рис. 4. Задание ГУ 3_{го} рода на поверхности огневого днища

Таблица 1. Граничные условия теплообмена для номинального режима

Режим	$N_e = 2940 \text{ кВт}, P_e = 1.2 \text{ МПа}, n = 1000 \text{ мин}^{-1}$				
	ГУ 3 ^{го} рода		Зона	ГУ 3 ^{го} рода	
Зона	$\alpha, \text{ Вт/м}^2\text{К}$	$t, \text{ }^\circ\text{C}$		$\alpha, \text{ Вт/м}^2\text{К}$	$t, \text{ }^\circ\text{C}$
1	610	600	19	2300	90
2	460	560	20	2000	150
3	165	560	21	1160	85
4	165	550	22	2300	85
5	300	200	23	6	80
6	3500	85	24	2000	80
7	3500	90	25	3500	90
8	2000	80	26	3500	85
9	6	80	27	650	320
10	2300	85	28	680	280
11	1160	85	29	620	260
12	2000	150	30	650	260
13	2300	90	31	700	280
14	650	500	32	700	300
15	620	80	33	10	100
16	620	75	34	620	65
17	620	70	35	2	100
18	300	150	36	625	70
			37	2000	150

Таблица 2. Граничные условия теплообмена для режима с перспективной форсировкой

Режим	$N_e = 2940 \text{ кВт}, P_e = 2.33 \text{ МПа}, n = 1000 \text{ мин}^{-1}$				
	ГУ 3 ^{го} рода		Зона	ГУ 3 ^{го} рода	
Зона	$\alpha, \text{ Вт/м}^2\text{К}$	$t, \text{ }^\circ\text{C}$		$\alpha, \text{ Вт/м}^2\text{К}$	$t, \text{ }^\circ\text{C}$
1	835	822	19	2100	123
2	630	767	20	2200	165
3	226	768	21	1276	94
4	225	754	22	2530	94
5	330	220	23	7	88
6	3200	116	24	2200	88
7	3200	123	25	3200	123
8	2200	88	26	320	116
9	7	88	27	715	352
10	2350	94	28	750	308
11	1276	95	29	850	356
12	2200	165	30	890	356
13	2100	123	31	960	357
14	890	685	32	960	411
15	850	110	33	11	110
16	855	102	34	850	90
17	850	96	35	3	137
18	330	165	36	856	96
			37	2740	205

В результате такого моделирования удалось добиться расхождения между полученными ранее значениями температур и результатами настоящего расчета менее 5 %, что свидетельствует о достаточной корректности ГУ и адекватности математической модели.

В качестве критерия для оценки напряжений, возникающих в крышке цилиндра был выбран комплексный показатель - интенсивность напряжений.

Основные результаты расчетного моделирования сводятся к следующему.

Расчет температур, напряжений и деформаций в крышке цилиндра для режима с серийной форсировкой рабочего процесса ($P_e = 1.2 \text{ МПа}$)

Температурное поле огневого днища крышки цилиндра, представленное на рис. 8, характеризуется значительной неравномерностью температур между центральной частью и периферией. Так температура возле отверстия под форсунку достигает $290 \text{ }^\circ\text{C}$, а на периферии $155 \text{ }^\circ\text{C}$. Такой градиент температур обусловлен неравномерностью подвода теплоты к поверхности огневого днища со стороны камеры сгорания и её отвода от теплообменных поверхностей полостей охлаждения крышки.

Температура в районе седел впускных клапанов изменяется от 200 до $217 \text{ }^\circ\text{C}$, в районе седел выпускных клапанов от 300 до $312 \text{ }^\circ\text{C}$. У одноименных межклапанных перемычек впускных клапанов температура достигает $215 - 230 \text{ }^\circ\text{C}$, а для выпускных $270 - 290 \text{ }^\circ\text{C}$ (рис. 8).

На рис. 9 представлено сечение вертикальной плоскостью выпускного канала. Температуры по высоте выпускного канала изменяются с $295 \text{ }^\circ\text{C}$ вблизи седла выпускного клапана до $154 \text{ }^\circ\text{C}$ у его вершины. В районе полки, разделяющей полости охлаждения крышки на нижнюю и верхнюю температура достигает $134 \text{ }^\circ\text{C}$.

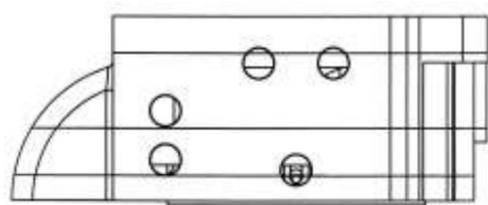


Рис. 5. Схема сечения крышки горизонтальными плоскостями

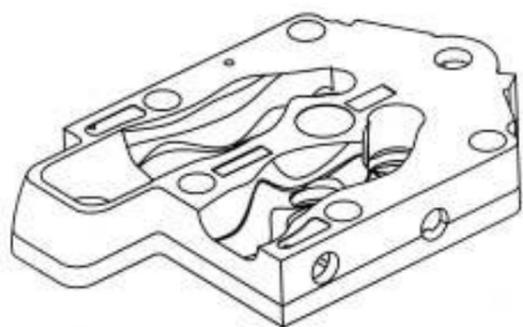


Рис. 6. Отсеченная модель крышки цилиндра

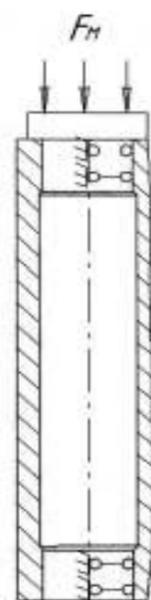


Рис. 7. Схема задания ГУ задачи механики для отверстия под силовые шпильки

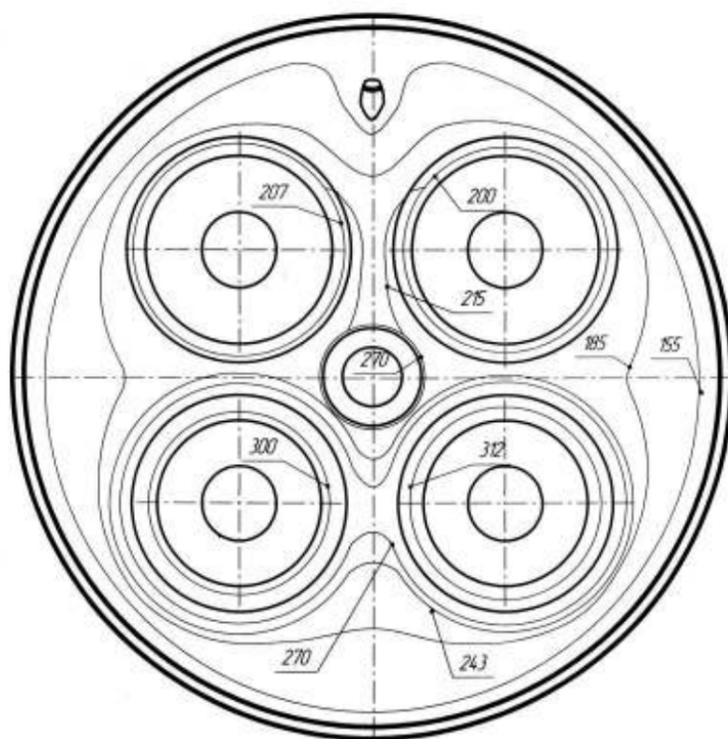


Рис. 8. Температура огневого днища, °C

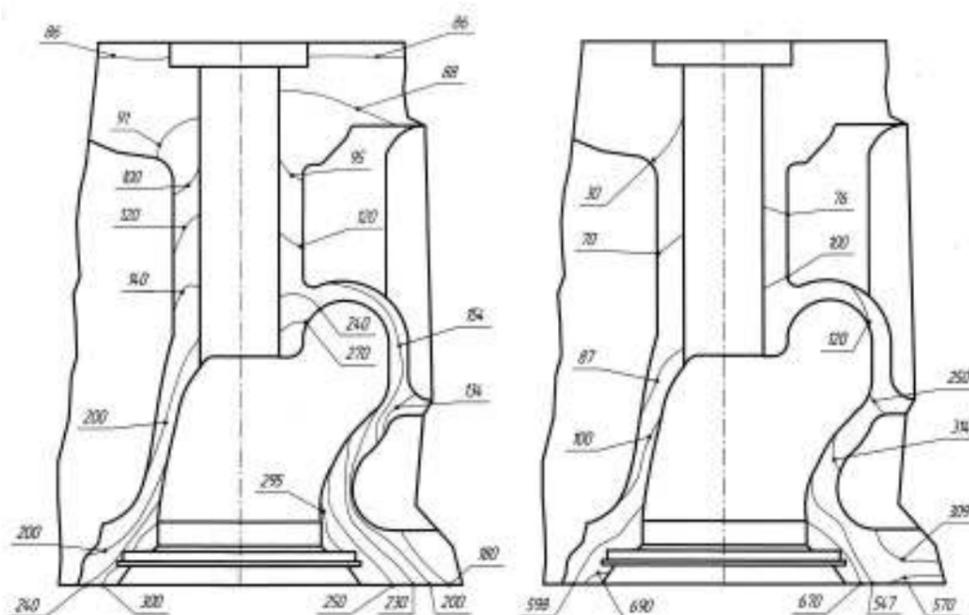


Рис. 9. Поля температур, °С и интенсивности напряжений, МПа в сечении выпускного канала для режима с серийной форсировкой ($P_e = 1,2$ МПа)

Температура крышки в зоне направляющей втулки выпускного клапана изменяется от 290 до 88 °С по высоте крышки. Максимальная температура наружной поверхности крышки возле клапанных пружин не превышает 86 °С (рис. 9).

На рис. 9 представлено распределение интенсивности напряжений в выпускном канале крышки цилиндра при его сечении вертикальной плоскостью.

Интенсивность напряжений огневого днища в районе перемычки между седлом выпускного клапана и отверстием под форсунку достигает 690 МПа. По высоте выпускного канала интенсивность напряжений изменяется от 547 до 120 МПа. В районе направляющей втулки напряжения не превышает 100 МПа.

Такой уровень напряжений в крышке вблизи седел выпускных клапанов обусловлены главным образом невозможностью реализовать интенсивный теплоотвод от наиболее нагретых участков огневого днища и резким изменением геометрии. Для режима с серийной форсировкой рабочего процесса ($P_e = 1,2$ МПа) максимальный прогиб огневого днища крышки достигает 0,154 мм, что неизбежно приводит к перекосу

кромки клапанных отверстий и негативно сказывается на ТНС крышки в целом.

Расчет температур, напряжений и деформаций в крышке цилиндра для режима с перспективной форсировкой рабочего процесса ($P_e = 2,33$ МПа)

Для режима с перспективной форсировкой ТНС крышки цилиндра характеризуется существенным приростом температур и напряжений в области огневого днища и выпускного канала.

Поле температур огневого днища крышки представлено на рис. 10. Максимальная температура днища наблюдается в районе отверстия под форсунку и достигает 317 °С. На периферии температура не превышает 218 °С.

Температура в районе седел впускных клапанов изменяется от 295 до 305 °С, в районе седел выпускных клапанов от 430 до 440 °С. У одноименных межклапанных перемычек впускных клапанов температура достигает 260 – 305 °С, а для выпускных 346 – 391 °С (рис. 10).

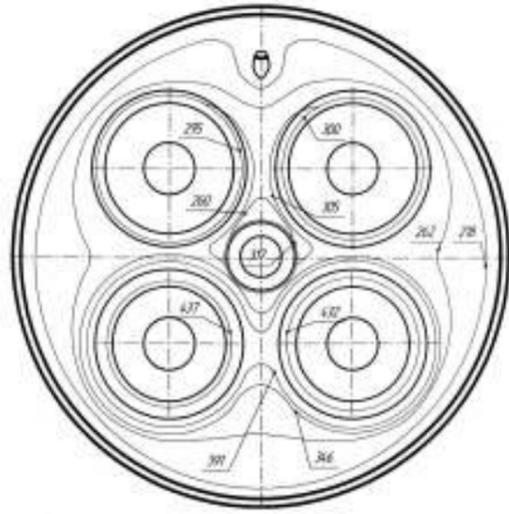


Рис. 10. Распределение температуры по поверхности огневого днища для режима с перспективной форсировкой ($P_e = 2.33 \text{ МПа}$)

Температуры по высоте выпускного канала изме-

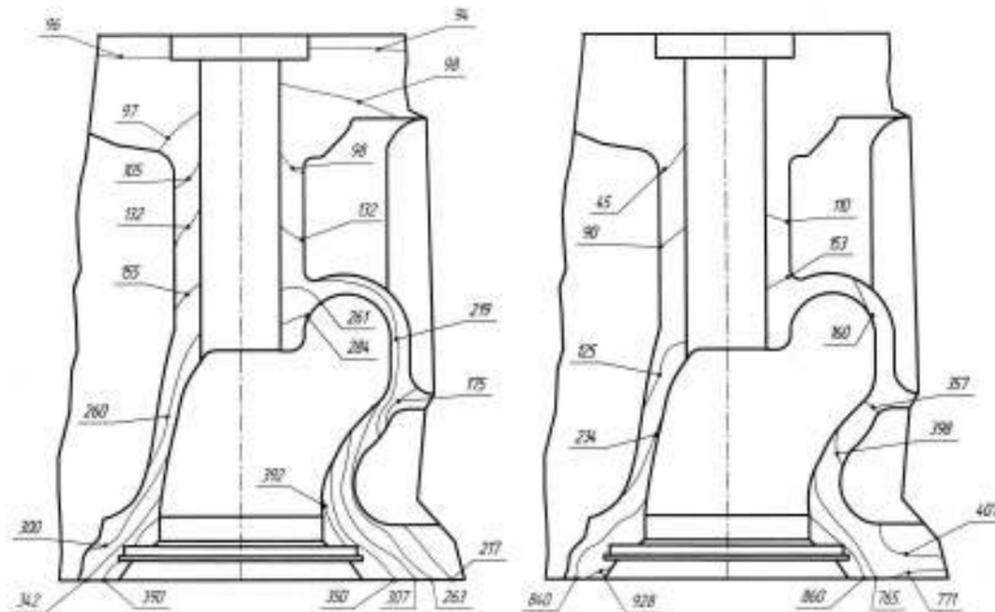


Рис. 11. Поля температур, $^{\circ}\text{C}$ и интенсивности напряжений, МПа в сечении выпускного канала для режима с перспективной форсировкой ($P_e = 2.33 \text{ МПа}$)

Интенсивность напряжений в крышке возле седла выпускного клапана достигает 928 МПа . По высоте выпускного канала интенсивность напряжений изменяется от 765 до 160 МПа . В районе направляю-

ются с $392 \text{ }^{\circ}\text{C}$ вблизи седла выпускного клапана до $219 \text{ }^{\circ}\text{C}$ у его вершины (рис. 11). В районе полки, разделяющей полости охлаждения крышки на нижнюю и верхнюю температура достигает $175 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Температура крышки в зоне направляющей втулки выпускного клапана изменяется от 320 до $98 \text{ }^{\circ}\text{C}$ по высоте крышки. Температура наружной поверхности крышки возле клапанных пружин не превышает $94 \text{ }^{\circ}\text{C}$ (рис. 11).

С увеличением форсировки прирост температур составил $80 - 100 \text{ }^{\circ}\text{C}$ для основных теплообменных поверхностей крышки, что неизбежно вызвало рост термических напряжений.

Распределение интенсивности напряжений в выпускном канале крышки цилиндра при его сечении вертикальной плоскостью представлено на рис. 11.

щей втулки напряжения не превышает 110 МПа .

Для режима с перспективной форсировкой рабочего процесса ($P_e = 2.33 \text{ МПа}$) максимальный прогиб огневого днища крышки достигает 0.21 мм .

Такое существенное ухудшение ТНС крышки цилиндра при увеличенной форсировке дизеля неизбежно приводит к образованию термоусталостных трещин по межклапанным перемычкам и перемычкам между отверстием под форсунку и седлом клапана.

Выводы

В результате проведенной работы можно отметить следующее:

- распределение температур в крышке цилиндра имеет высокую степень неравномерности, как в горизонтальном направлении, у огневого днища крышки, так и в вертикальном направлении по ее высоте, что связано главным образом со сложными теплообменными процессами, возникающими в крышке цилиндра при ее неравномерном нагреве и охлаждении;

- режим с серийной форсировкой характеризуется высоким уровнем термомеханических напряжений, достигающих 690 МПа в районе перемычки между седлом выпускного клапана и отверстием под форсунку;

- с увеличением форсировки рабочего процесса до $P_e = 2.33$ МПа отмечается прирост температур в среднем на 80 – 100 °С;

- для режима с перспективной форсировкой напряжения возникающие в огневом днище превышают критические для материала крышки - высокопрочного чугуна, что требует внедрения специальных мер по повышению прочности крышки цилиндра;

- как один из эффективных способов улучшения ТНС крышки цилиндра можно рассматривать локальное воздушное охлаждение огневого днища при помощи системы воздухоподводящих каналов, что даст возможность уменьшить температурные градиенты и, соответственно, повысить надежность одной из наиболее теплонагруженных деталей дизеля.

В последующих работах планируется оценить

влияние локального воздушного охлаждения огневого днища на уровень термомеханических напряжений и проанализировать пути повышения надежности крышки цилиндра.

Список литературы:

1. Симсон А.Э., Хомич А.З., Куриц А.А. и др. Двигатели внутреннего сгорания (тепловозные дизели и газотурбинные установки). – М.: Транспорт, - 1980. – 348 с.
2. Розенблит Г.Б. Теплопередача в дизелях. – М.: Машиностроение, 1977. – 216 с.
3. Розенблит Г.Б. Особенности расчета и задания граничных условий при моделировании температурных полей в клапане и крышке цилиндра дизеля / Двигателестроение. – 1982, №9 - С. 21-24.
4. Чайнов Н.Д., Григорьев О.А. Трехмерная конечноэлементная модель анализа термических перемещений и напряжений головки цилиндров тракторного дизеля / "Известия вузов". Машиностроение. – 1988, № 5 – С. 79 – 83.
5. Третьяк Е.И. Математическое моделирование трехмерной нестационарной теплопроводности крышки цилиндра в декартовых координатах и поэлементный анализ потерь в стенке / Двигатели внутреннего сгорания. – 1990, № 52 – С. 68 – 77.
6. Косов В.С., Соин Ю.В. Повышение эффективности тепловозного парка МПС России за счет применения современных дизелей / Двигателестроение. – 2003. - №4 – С. 3 - 6.
7. Казачков Р.В., Кох Г.А., Гоцало Б.Л. Исследование теплового состояния днища крышки цилиндра среднеоборотного судового дизеля / Двигатели внутреннего сгорания. – 1979. - № - С. 113 – 118.
8. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи / М.: Энергия, 1977. – 344 с.
9. Мильштейн Л.Г., Исаев Е.В. Определение кинематических граничных условий при расчете термических напряжений в блочных головках цилиндров / Двигателестроение. – 1985. - №9 – С. 22 - 26.

СТАТИСТИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА УСТАЛОСТНОЙ ПРОЧНОСТИ ДЕТАЛЕЙ ДВС

Введение

Постоянное увеличение уровня форсирования двигателей предъявляет повышенные требования к прочностным, в том числе и усталостным характеристикам деталей. В силу выраженной случайной природы усталостных поломок необходима статистическая оценка выносливости высоконагруженных деталей.

1. Формулирование проблемы

В настоящее время основным методом оценки усталостной прочности деталей ДВС является детерминистический метод оценки по коэффициентам запаса. Его повсеместное применение обусловлено относительной простотой и наглядностью. Но данная методика не позволяет определить рассеяние параметров и с помощью нее невозможно оценить повреждаемость детали по мере выработки ресурса, а значит и её остаточный ресурс.

2. Решение проблемы

2.1. Использование методики ГОСТ 25.504-82

В представленной работе представлен способ оценки усталостной прочности детали по ГОСТ 25.504-82 [1]. Данный метод основан на определении повреждаемости детали за некоторый выбранный временной промежуток, называемый блоком нагружения. Затем по полученному значению повреждаемости определяется вероятность появления усталостной трещины от времени работы детали.

Блок нагружения необходимо выбирать так, чтобы он включал в себя все режимы работы двигателя, пропорциональные по времени относительной продолжительности работы на каждом режиме для реального двигателя. Затем определяется повреждаемость детали, подверженной нагрузкам в течение блока на-

гружения, по следующей формуле:

$$a_p = \frac{\sigma_{a_max}^{\zeta - k_a} \cdot \sigma_{-1D}}{\sigma_{a_max}^{-k_a} \cdot \sigma_{-1D}} = \frac{\sum_{i=1}^m \sigma_{ai}^{t_i - k_a} \cdot \sigma_{-1D}}{\sigma_{a_max}^{t_i - k_a} \cdot \sigma_{-1D}} \quad (1)$$

Здесь σ_{a_max} – максимальная амплитуда в блоке, σ_{ai} – i -я амплитуда в блоке, t_i – относительное число циклов действия амплитуды σ_{ai} в программном блоке, $0 < k_a < 1$ – постоянное число, определяющее границу повреждающих напряжений (по опытным данным $k_a = 0,5$), т. е. допускается, что амплитуды $\sigma_{ai} < k_a \cdot \sigma_{-1D}$ не оказывают влияния на процесс усталостного разрушения и не учитываются при определении a_p .

Так как нагрузки, которым подвержены детали ДВС, могут носить случайный характер, то для правильного их учета необходимо произвести схематизацию нагрузок. Существует несколько способов схематизации. Одним из них является так метод дождевого потока [5]. Результатом схематизации является функция распределения амплитуд по относительной продолжительности работы двигателя на той, или иной амплитуде.

Формула для определения числа блоков до разрушения имеет вид:

$$\lambda = \frac{a_p \cdot \sigma_{-1D} \cdot N_0}{\sum_{\sigma_a \geq \sigma_{-1D}} \sigma_a^m \cdot v_{i6}} \quad (2)$$

Здесь a_p – повреждаемость детали для блока нагружения, N_0 – базовое число циклов, v_{i6} – число циклов в блоке нагружения для амплитуды σ_{ai} , m – показатель, характеризующий наклон кривой усталости материала.

По формуле (2) подсчитывается усталостная долговечность детали, выраженная числом блоков нагружения, или наработкой L .

Непосредственное использование уравнения (2) затруднено тем, что в деталях, рассчитываемых на длительный срок службы, уровень напряжений достаточно низок, т. е. значения амплитуд σ_{ai} обычно ниже среднего значения предела выносливости детали $\sigma_{-1д}$. Поэтому в сумме, стоящей в знаменателе выражения (2), не остается слагаемых, и вероятность разрушения для конечных наработок определяется по случайным вариациям амплитуд напряжений σ_{ai} , и пределам выносливости $\sigma_{-1д}$. Чтобы избежать этой трудности, вводится коэффициент n_p , характеризующий относительный уровень нагруженности детали:

$$n_p = \sigma_{amax} / \sigma_{-1д} \quad (3)$$

После преобразований формулы (2) получается следующая зависимость:

$$\frac{N_{сум}}{N_0} = \frac{a_p}{n_p^m \sum_{\frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{amax}} \geq \frac{1}{n_p}} \left(\frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{amax}}\right)^m \cdot t_i} \quad (4)$$

Выражение (4) является функцией долговечности при случайном (или, в общем случае, нерегулярном) нагружении, которая характеризует зависимость долговечности $N_{сум}$ от относительного уровня амплитуд напряжений. Как показывают экспериментальные данные [3] по эксплуатационной нагруженности, функцию распределения случайных величин, входящих в уравнение (2), можно считать не зависящей от случайных факторов для определенных условий эксплуатации. Таким образом, вариациями a_p и суммы, стоящей в знаменателе выражения (4), можно пренебречь и полагать, что рассеяние относительной долговечности $N_{сум}/N_0$ получают за счет случайных вариаций $\sigma_{-1д}$ и σ_{amax} , входящих в n_p .

Расчет вероятности разрушения по напряжениям наиболее просто получается при использовании нормального закона распределения пределов выносливости и амплитуд напряжений. Формула для определения квантиля вероятности разрушения:

$$u_p = \frac{-\sigma_{-1дср} \cdot \sigma_{амплс}}{\sqrt{(S_{\sigma_{-1д}})^2 + (S_{\sigma_a})^2}} \quad (5)$$

Здесь $S_{\sigma_{-1д}}$ - дисперсия предела выносливости детали, S_{σ_a} - дисперсия максимальной амплитуды.

Пусть $n = \sigma_{-1дср} / \sigma_{аср}$ - условный коэффициент запаса прочности по средним значениям $\sigma_{-1дср}$, $\sigma_{аср}$, тогда:

$$u_p = \frac{1-n}{\sqrt{n^2 (v_{\sigma_{-1д}})^2 + (v_{\sigma_a})^2}}, \quad (6)$$

где $v_{\sigma_{-1д}}$, v_{σ_a} - вариации предела выносливости и амплитуды соответственно.

Зная коэффициенты вариации и n по уравнению (6) можно определить квантиль u_p , по которому находится вероятность разрушения P по следующей формуле:

$$P(u_p) = \int_{-\infty}^{u_p} \frac{1}{\sqrt{2 \cdot \pi}} \cdot e^{-\frac{t^2}{2}} dt \quad (9)$$

Тем самым, последовательность расчета функции распределения усталостной долговечности сведена к следующему: по данным об эксплуатационной нагруженности строится функция распределения амплитуд напряжений в относительном виде в ступенчатой форме ($\sigma_{ai} / \sigma_{amax}$, t_i), и определяется среднее значение максимальной амплитуды блока нагружения $\sigma_{amaxср}$, суммарное число циклов в блоке $v_б$ и коэффициент вариации амплитуды напряжений. По результатам натурных усталостных испытаний или расчетным путем определяются расчетные характеристики сопротивления усталости $\sigma_{-1дср}$, $v_{\sigma_{-1д}}$, N_0 и m . Для ряда значений $N_{сум}$ по формуле (4) находятся соответствующие значения n_p и далее значения n , n_1 и значения квантилей u_p по (6). По полученным значениям квантиля u_p определяются вероятности разрушения P (%) [2]. Совокупность пар чисел ($N_{сум}/P$) и определяет функцию распределения усталостной долговечности.

2.2. Расчетное определение коэффициентов вариации.

Методика оценки усталостной прочности, опи-

санная выше, требует в качестве исходных данных значения вариаций пределов усталости и амплитуды. Определение вариаций предела выносливости – достаточно трудоемкая задача, требующая большого количества усталостных испытаний. В связи с этим можно использовать значения в пределах интервала 0,05 – 0,3 [2]. Причем величины вариации больше 0,2 характеризуют недостаточно высокий уровень технологии изготовления деталей.

Коэффициент вариации можно получить расчетным способом, с помощью программы ANSYS, реализующей метод конечных элементов. Для этого в программе существует набор инструментов, называемый Probabilistic design, позволяющий производить расчеты с учетом статистических характеристик исходных параметров [6].

Каждый из исходных параметров, используемых программой при расчете напряженно-деформированного состояния, может быть задан в виде той, или иной функции плотности распределения. К ним относятся: модуль упругости первого рода (модуль Юнга), действующие силы или давления, геометрические размеры детали. Анализируя данные о нагруженности детали, можно, например, разбить весь диапазон нагружений на интервалы, и для каждого из них определить свою функцию плотности распределения. Затем производится расчет НДС детали, результатом которого будут значения напряжений, представленные в виде некоторого набора значений. Этот набор значений можно представить вначале в виде гистограммы, и затем ее описать как функцию плотности вероятности.

В результате будет получен набор функций плотности распределения напряжений в детали, из которого получают значения коэффициентов вариации напряжений [4].

2.3. Проведение расчетов.

Расчет производился для прицепного шатуна тепловозного двигателя типа (12 ЧН 26/26 Весь спектр

режимов работы двигателя, установленного на тепловозе, был условно разбит на 5 интервалов, для каждого из которых приведены значения относительной продолжительности времени работы (см. табл. 1).

Таблица 1. Спектр режимов работы двигателя

п, об/мин	Время работы на режиме, %	Эффективная мощность, кВт	Эффективная мощность, %
1000	5	2944	100
895	20	2208	75
757	20	1472	50
619	5	736	25
350	50	15	х. х

Затем были определены нагрузки, действующие на шатун: силы давления газов F_g , силы инерции F_j , суммарные силы F_c , равные разности газовых сил и сил инерции. Значения сил инерции F_j были пересчитаны для каждого режима. Значения мощности и P_z для каждого рассматриваемого режима получены с помощью программы DIESEL RK, позволяющей производить расчеты основных параметров рабочего процесса двигателя. Итоговые значения действующих сил приведены в таблице 2.

Таблица 2. Значения нагрузок на исследуемых режимах

п, об/мин	P_z , бар	$F_{j\text{тек}} \times 10^3$, Н	$F_g \times 10^3$, Н	$F_c \times 10^3$, Н
1000	140,21	90	744,515	654,515
895	97,79	72,09	519,265	447,175
757	84,90	51,57	450,819	399,249
619	66,65	34,48	353,912	319,432
350	36,05	11,02	191,425	180,405

Далее эти нагрузки используются в качестве исходных данных при расчете напряженно - деформированного состояния шатуна. На рис. 1 представлена расчетная схема прицепного шатуна.

Результатом расчета напряженно - деформированного состояния стал набор значений напряжений в наиболее опасном участке шатуна (см. рис. 2).

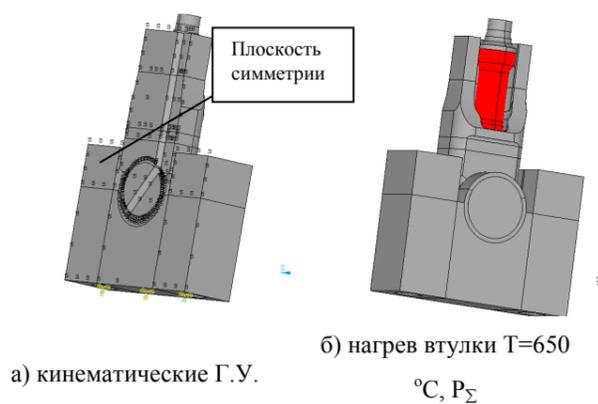


Рис. 1. Расчетная схема прицепного шатуна для определения рабочих напряжений

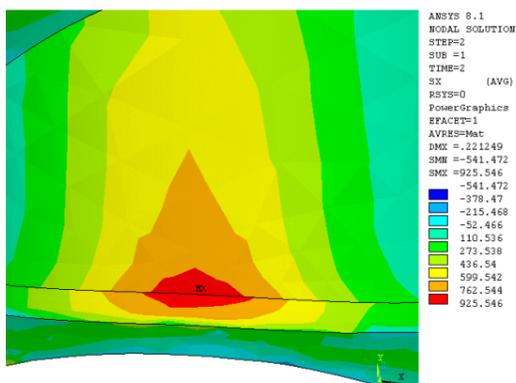


Рис. 2. Участок, в котором возникают максимальные напряжения

Параметры материала шатуна: марка стали - 40ХН2М, предел выносливости σ_{-1} – 447 МПа, предел прочности $\sigma_{вр}$ – 1100 МПа. Предел выносливости материала выше предела выносливости детали, которая изготовлена из этого материала, что связано с наличием концентраторов напряжений, масштабного фактора. В работе использовалось значение предела выносливости детали $\sigma_{-1д}$, равное 410 МПа, полученное в ходе экспериментов по определению НДС прицепного шатуна.

В качестве сравнения была проведена дополнительная оценка ресурса для того же двигателя, но при форсировании до уровня максимального давления цикла $p_z=18$ МПа. Так как действующие напряжения изменяются по асимметричному циклу, то предварительно произведено вычисление амплитуд, эквива-

лентных по своему действию при симметричном нагружении. Распределение напряжений в наиболее опасном участке шатуна для форсированного и нефорсированного двигателя приведено в таблице 3.

Таблица 3. Распределение амплитуд напряжений в шатуне по спектру режимов работы для форсированного и нефорсированного мотора

Эффективная мощность, %	Нефорс. $\sigma_{\text{экв}}$, МПа	Форс. $\sigma_{\text{экв}}$, МПа	Количество циклов за 1 час работы.
100	344,98	427,02	3000
75	259,725	319,462	10700
50	237,354	291,222	9084
25	206,022	253,407	1858
х. х	165,306	203,326	10500

2.3. Результаты и обсуждение

Результатом расчета на выносливость является функция распределения вероятности возникновения усталостной трещины для наиболее опасного участка детали. Методика определяет эту функцию в виде набора пар чисел ($N_{\text{сум}}/P$), по которому можно построить диаграмму. Результирующая диаграмма распределения вероятности появления усталостной поломки прицепного шатуна приведена на рис.3.

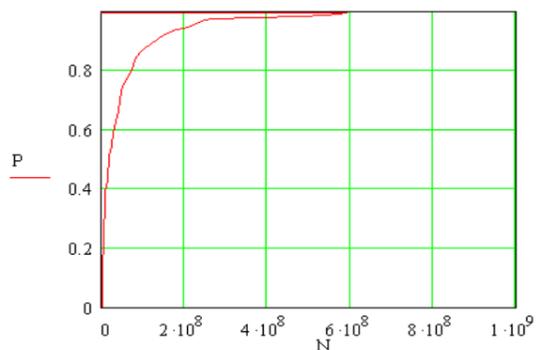


Рис. 3. Функция плотности вероятности возникновения усталостной трещины в прицепном шатуне среднеоборотного двигателя от наработанного ресурса

Отличие феноменологического метода расчета на усталость и вероятностного метода состоит в том, что результатом расчета и критерием оценки в первом случае является значение коэффициента запаса, а во

втором случае – значение вероятности появления усталостной трещины в детали при той, или иной продолжительности работы с помощью функции плотности вероятности.

Данная функция позволяет проанализировать процесс накопления повреждений в детали в зависимости от времени работы, в частности, она позволяет определить вероятность выхода из строя детали при некотором заявленном суммарном ресурсе двигателя, определить время, при котором с высокой долей вероятности наступит усталостная поломка. Так, наиболее характерными могут быть значения времени работы шатуна при 99-процентной вероятности не появления усталостной трещины N_{01} (величина, обратная 1-процентной вероятности возникновения усталостной поломки), при 99,9995-процентной вероятности N_{0005} и значение вероятности возникновения усталостной поломки в момент достижения гарантированного ресурса двигателя $P_{гар}$. Для расчета прицепного шатуна, проводимого в рамках данной работы получены следующие результаты: $N_{01} = 2,2 \cdot 10^6$ часов $N_{0005} = 3,5 \cdot 10^5$ часов, при суммарном гарантированном ресурсе двигателя $N = 60000$ часов $P_{гар} = 1,4 \cdot 10^{-3} \%$.

Расчет на выносливость шатуна при форсировке двигателя дал следующие результаты: $N_{01} = 86\ 000$ часов $N_{0005} = 13000$ часов, при суммарном гарантированном ресурсе двигателя $N = 60000$ часов $P_{гар} = 0,053\%$. Расчет показал, что в случае форсировки двигателя до

уровня $p_z = 18$ МПа ресурс прицепного шатуна значительно уменьшается.

Заключение

Разработана методика оценки выносливости шатунов двигателей внутреннего сгорания. Также было показано, что уточнение исходных параметров в расчете на живучесть, таких как коэффициент вариации амплитуд напряжений, может быть получено с помощью метода конечных элементов, реализованного в программе ANSYS.

Результаты расчета на выносливость могут использоваться при доводке двигателей и отдельных деталей ШППГ, а также в качестве предварительной оценки при проектировании.

Список литературы:

1. ГОСТ 25.504-82 Расчеты и испытания на прочность. Методы расчета характеристик сопротивления усталости. 81 с.
2. Коваленко И. Н., Филлипова А. А. Теория вероятностей и математическая статистика. –М.: Высшая школа, 1973. 476 с.
3. Когаев В. П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени. –М.: Машиностроение, 1977. 232 с.
4. Болотин В. В. Ресурс машин и конструкций. –М.: Машиностроение, 1990. 448 с.
5. Коллинз Дж. Повреждение материалов конструкций. –М.: Мир, 1984. 678 с.
6. ANSYS documentation.

К ВОПРОСУ О МЕТОДИКЕ РАЗРАБОТКИ МИКРОПРОЦЕССОРНОГО РЕГУЛЯТОРА

Введение

Современное транспортное средство и его силовая установка уже неотделимы от электронных блоков управления и бортовых микропроцессорных систем управления. Для автомобильных двигателей применение микропроцессорных систем управления вызвано постоянным ужесточением европейских норм на выбросы токсических компонентов с отработавшими газами (ОГ).

Обеспечить выполнение европейских норм на выбросы ОГ дизеля возможно применением ряда конструктивных мероприятий: систем топливоподачи с высокими давлениями впрыскивания 130...200 МПа; систем регулирования давления газотурбинного наддува с промежуточным охлаждением воздуха; систем рециркуляции ОГ и др. [1,2]. Основная роль в этих комплексных мероприятиях отводится системам топливоподачи с высокими давлениями впрыскивания. Новые поколения топливоподающей аппаратуры, которые серийно выпускают зарубежные производители, получают сигналы управления от микропроцессорных блоков. Например, аккумуляторная система топливоподачи типа Common Rail (CR), которая в своём составе имеет электрогидравлические форсунки, вообще работать без электронного управления не может. Диагностировать техническое состояние такой системы в процессе эксплуатации тоже без электронных блоков невозможно.

Европейскими нормами на выбросы токсичных компонентов с ОГ регламентируется пробег автомобиля с гарантией выполнения этих норм в процессе эксплуатации. Для выполнения этого требования производители автомобилей и двигателей вынуждены применять бортовые средства диагностики, которые сиг-

нализируют водителя (и запоминают «неисправность») о неполадках в системах непосредственно влияющих на токсичность ОГ. Это ещё один решающий фактор для стимулирования внедрения микропроцессорных систем управления.

Анализ последних исследований и публикаций

Наши исследования показали, что среди новых поколений систем топливоподачи наиболее перспективными являются аккумуляторные системы типа CR. На кафедре «Двигатели и теплотехника» Национального транспортного университета (НТУ, г. Киев) разрабатывается экспериментальная аккумуляторная система топливоподачи для автомобильного дизеля 4ЧН 12/14 (СМД-23.07) [3].

Выполнено теоретическое обоснование необходимости связанного управления подачей топлива и давлением наддувочного воздуха для дизеля с газотурбинным наддувом [4]. Реализовать связанное управление возможно с помощью микропроцессорного регулятора.

Работы в НТУ по созданию микропроцессорного регулятора для автомобильного дизеля проводятся совместно с отделом переработки и транспортирования природного газа Института Газа НАН Украины и базируются на многолетнем опыте современных работ по созданию систем питания и регулирования для переоборудования автотракторных дизелей для работы на газовом топливе, которыми руководил проф. К.Е.Долганов [5].

Постановка задачи работы

Целесообразно разрабатывать и выпускать микропроцессорные системы управления своего производства на базе современной элементной базы и собствен-

ного программного обеспечения.

Разработка микропроцессорного регулятора собственного производства – это новый вопрос для разработчиков топливной аппаратуры и требует привлечения специалистов электронной промышленности, и в первую очередь, специалистов, которые владеют программированием в режиме реального времени. Единая методика создания микропроцессорного регулятора для автотракторного дизеля отсутствует.

Предложена методика разработки микропроцессорного регулятора, которая базируется на собственном опыте работ кафедры «Двигатели и теплотехника» НТУ над микропроцессорным регулятором для автомобильного дизеля 4СН12/14 (СМД-23.07).

Основная часть

На первом этапе работ разрабатывается микропроцессорный регулятор, в котором будет реализовано связанное регулирование двумя каналами: частотой вращения коленчатого вала дизеля и давлением наддувочного воздуха [4]. Такой подход позволяет проводить безмоторные стендовые испытания экспериментальной системы регулирования, установив микропроцессорный регулятор взамен механического на ТНВД ЛСТНФ 410012, что необходимо для проверки работоспособности системы и отладки разработанного программного обеспечения.

На рис. 1 показана схема методики, по которой осуществляется разработка микропроцессорного регулятора.

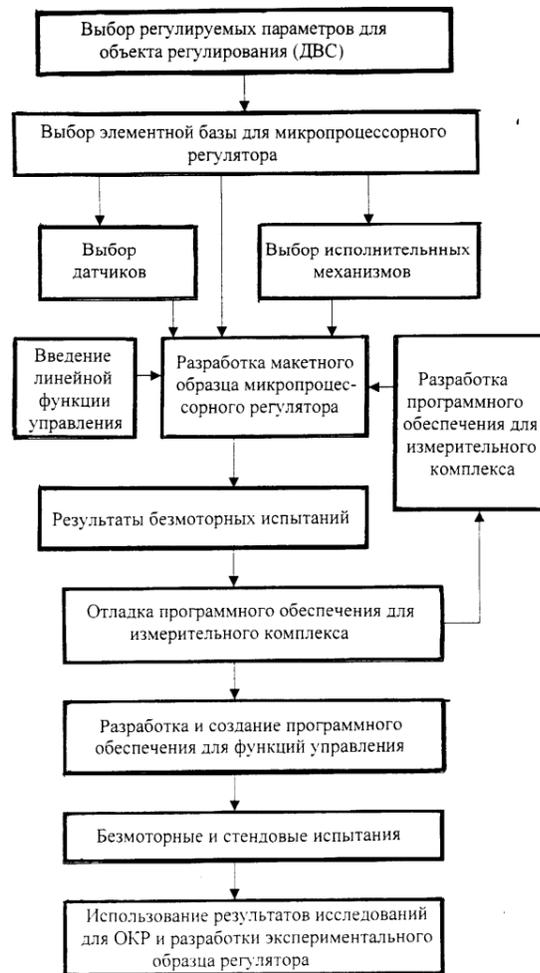


Рис. 1. Схема предлагаемой методики разработки микропроцессорного регулятора

Микропроцессорный регулятор разрабатывается на современной элементной базе. Выбран основной элемент электронного регулятора – микроконтроллер фирмы Microchip Technology Incorporated модели PIC 16F876A, который по своим функциональным возможностям подходит для решения поставленных задач. Основные технические характеристики микроконтроллера приведены в табл. 1.

На этапе разработки макетного образца микропроцессорного регулятора изготовлена плата, где кроме микроконтроллера собраны электрические схемы обработки входных сигналов от датчиков, схемы обработки выходных сигналов к исполнительным механизмам, адаптер, который через коммуникационный модуль USART в микроконтроллере осуществляет связь с персональным компьютером (ПК).

Таблица 1. Технические характеристики микроконтроллера PIC16F876A

№п/п	Параметр	Значение
1	Разрядность микроконтроллера	8
2	Тактовая частота, МГц	20
3	Количество элементарных команд (выполняются за один такт)	35
4	Объём энергонезависимой программной памяти, байт	8000
5	Объём оперативной памяти, байт	368
6	Объём энергонезависимой памяти данных, байт	256
7	Количество портов	3
8	Количество таймеров	3
9	Количество входных (10-битных) АЦП каналов	5
10	Количество ножек в корпусе	28

На первом этапе работ к схемам обработки входных сигналов подсоединены аналоговые датчики: частоты вращения коленчатого вала (индуктивный); положения рычага управлением регулятором ТНВД или положения педали «газа» (поворотный резистивный); абсолютного давления в системе газотурбинного наддува (тензорезистивные). Аналоговые сигналы фильтруются и подаются на вход аналого-цифрового преобразователя (АЦП), который модульно размещён в корпусе микроконтроллера. Микроконтроллер PIC 16F876A даёт возможность применять цифровые датчики.

Для всех датчиков проведена экспериментальная тарировка. Датчики частоты вращения коленчатого вала и давления наддува имеют линейные характеристики, а у датчика положения рычага управления регулятором ТНВД наблюдается некоторая нелинейность.

В качестве исполнительного механизма задействован один сервоэлектродвигатель, который кинематически связан с рейкой ТНВД.

При выборе исполнительного механизма, использовалась формула для расчета поддерживающей силы механического регулятора на номинальном режиме [6]

$$P_{п.ном} = u_p \cdot i_c \cdot f_c / \epsilon_p,$$

где u_p - передаточное число от муфты механического регулятора к рейке;

i_c - число секций ТНВД;

$f_c = 0,3...0,4$ Н – сопротивление перемещению рейки одной секцией ТНВД;

$\epsilon_p = 0,015...0,02$ – коэффициент нечувствительности механического регулятора.

Для электронного регулятора принимаем: $f_c = 0,4$ Н; $u_p = 1$; $\epsilon_p = 1$. Число секций ТНВД типа ЛСТНФ 410012 равно $i_c = 4$.

Тогда

$$P_{п.ном} = 1 \times 4 \times 0,4 / 1 = 1,6 \text{ Н.}$$

Усилие $P_{п.ном} = 1,6$ Н принято как минимальное, которое должен создавать исполнительный механизм

при непосредственном действии на рейку ТНВД.

Описанный выше фрагмент микропроцессорного регулятора мы назвали измерительным комплексом. Разработано программное обеспечение для измерительного комплекса, которое в режиме реального времени опрашивает датчики 50 раз за 1 секунду. После обработки в микроконтроллере информация 5 раз в секунду передаётся на ПК, где сохраняется в табличном виде. Программное обеспечение для измерительного комплекса разработано Кострицей С.В.

При применении данного микроконтроллера только для исследовательско-измерительных целей технически возможно увеличить частоту опросов датчиков и частоту передачи обработанной информации на ПК.

Проверка работоспособности измерительного комплекса, как составной части микропроцессорного регулятора, доработка разработанных электрических схем и отладка программного обеспечения для обработки входящей информации и передачи её на схему управления исполнительным механизмом производилась при безмоторных и стендовых испытаниях.

Во время безмоторных испытаний определяли характеристики ТНВД ЛСТНФ 410012 с фиксированной рейкой.

Поэтапное перемещение и фиксацию рейки осуществлял, присоединенный к рейке, исполнительный

механизм с управлением от микропроцессорного регулятора.

Стендовые испытания дизеля с измененным комплексом (без подсоединения исполнительного механизма к рейке) проводили на статических и динамических режимах работы дизеля СМД-23.07. Осуществляли разгоны дизеля в режиме свободного ускорения при «плавном» и «мгновенном» нажатии на рычаг управления регулятором ТНВД. Фрагмент одного из «мгновенных» разгонов дизеля в режиме свободного ускорения в виде текстового файла приведен в табл. 2.

В табл.2 обозначено: τ - текущее время; n_d - частота вращения коленчатого вала дизеля; φ'_p - угол поворота рычага управления регулятором ТНВД; $p_{к1}$ и $p_{вх}$ - давления на выходе и входе в компрессор; A - напряжение питания микропроцессорного блока; B - один из выходных каналов для исполнительного механизма. Все значения в табл. 2 представлены безразмерными величинами в виде кодированных цифровых сигналов. Значение текущего времени τ приведено с шагом 0,2 с. По тарировочным зависимостям датчиков значения колонок 2-5 можно перевести в фактические параметры разгона дизеля.

Таблица 2. Значения параметров разгона дизеля СМД-23.07 в безразмерных единицах

τ	n_d	φ'_p	$p_{к1}$	$p_{вх}$	A	B
1	2	3	4	5	6	7
04731	060	068	023	240	101	069
04732	060	069	022	236	101	069
04733	062	073	022	238	101	073
04734	089	084	023	240	101	084
04735	119	100	022	234	101	100
04736	158	130	021	231	101	130
04737	189	139	024	228	101	139
04738	177	141	024	229	101	140
04739	184	141	023	230	101	141
04740	179	141	022	232	101	141

Разработка функций управления для микропроцессорного регулятора это отдельный вопрос, который в данной статье не рассматривался. Предварительно необходимо выполнить расчетные исследования на математической модели.

Заключение

Создание микропроцессорного регулятора связано с программированием цифровых систем в режиме реального времени.

Предложенная методика разработки микропроцессорного регулятора для дизеля включает два этапа исследовательских работ – создание измерительного комплекса, как составляющей микропроцессорного регулятора, и реализация функций управления дизелем.

Экспериментально подтверждена работоспособность измерительного комплекса и правильность написания программного обеспечения для этой части микропроцессорного регулятора.

Список литературы:

1. Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А., Топливная аппаратура и системы управления дизелей: Учебник

для вузов. – М.: Легион – Автодата, 2004. – 344 с. 2. Долганов К.С., Лисовал А.А., Гуменчук М.І., Кір'янов С.А. *Україні потрібні вітчизняні автобуси з вітчизняними малотоксичними дизелями // Автошляховик України: Окремий випуск. Вісник Північного наукового центру ТАУ. – 2004. – Вип. 7. – С. 26 – 29.* 3. Лисовал А.А., Краснокутська З.І., Матуся В.А. *Розробка принципової схеми експериментальної акумуляторної системи паливоподачі для дизеля // Вісник НТУ. – 2005. – № 10. – С. 144–147.* 4. Лисовал А.А. *Необхідність зв'язаного управління подачею палива і повітря в дизелі з газотурбінним наддувом // Автошляховик України. – 2006. – №2. – С. 17 – 19.* 5. Долганов К.Е., Лисовал А.А., Майфет Ю.П., Вознюк И.С., Кострица С. В. *Система питания и регулирования для автомобильного газодизеля // Экотехнологии и ресурсосбережение. – 2004. – №5. – С. 66–69.* 6. *Тракторные дизели: Справочник /Б.А. Взоров, А.В. Адамович, А.Г. Арабян и др.: Под общ. ред. Б.А. Взорова. – М.: Машиностроение, 1981. – 535 с.*

УДК 621.43, 311.17, 311.26

П.В. Пушкарь, инж.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ СИСТЕМЫ T-FLEX CAD 3D ДЛЯ ТРЕХМЕРНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ АВТОНОМНЫХ ЭНЕРГОЦЕНТРОВ

Введение

Темпы развития промышленности заставляют искать пути сокращения времени проектирования, как одного из «узких» и наиболее трудоемких процессов.

Разработка автономных энергоцентров, особо актуальных в связи с принятием Программы энерго-

безопасности Украины, является весьма сложной и трудоемкой задачей. В настоящее время упростить решение этой задачи возможно только при использовании систем автоматизированного проектирования.

Цель и постановка задачи

Целью работы является обоснование и выбор наиболее производительной, надежной и полнофункциональной

нальной системы автоматизированного проектирования (САПР) и разработка конкретной методики трехмерного моделирования автономных энергоцентров для значительного сокращения времени проектирования.

Обоснование и выбор САПР

На рынке Украины присутствует достаточно большой выбор лицензионных САПР - от систем «начального» до «тяжелого» уровня.

За критерии выбора САПР принимались следующие: 1. Возможность трехмерного моделирования согласно стоящим перед нами кругом задач. 2. Соответствие стандартам ЕСКД. 3. Русскоязычный интерфейс. 4. Достаточно большой набор функций 2D и 3D. 5. Совместимость с другими САПР. 6. Наличие большого набора доступных модулей и библиотек. 7. Полноценная справочная система и руководство пользователя. 8. Возможность работы со службой технической поддержки в реальном режиме времени. 9. Легкость создания собственных библиотек и файлов-прототипов. 10. Цена.

Испробовав различные системы из имеющихся на рынке САПР, такие, как „Autocad“, „SolidWorks“, „Компас“, мы остановились на наиболее приемлемой для нас - системе трехмерного параметрического моделирования T-FLEX CAD (разработчик - российская фирма Топ Системы, www.topsystems.ru), построенной на ядре Parasolid.

Кроме вышеперечисленных критериев, немаловажную роль сыграло также то, что: 1. Система является полностью параметрической (что есть далеко не во всех системах). 2. Имеется большое количество бесплатных библиотек (в других системах библиотеки платные). 3. Позволяет легко создавать собственные библиотеки типовых элементов и фрагментов, доступные конструкторам, не владеющим програм-

мированием. 4. Легкость в освоении пользователями. 5. Наличие огромного количества методической литературы практически по всем вопросам конструирования и постоянно действующий «Форум» на сайте разработчика.

Решение проблемы

В данной статье обобщен опыт проектирования в одном из трудоемких направлений техники- энергетическом машиностроении, а именно- создания автономных энергетических блоков. В настоящее время данный вопрос является актуальным в связи с принятием программы энергобезопасности Украины.

Проектирование автономных энергоцентров, состоящих из большого количества различных элементов, является весьма сложной и трудоемкой задачей. Процесс проектирования идет в естественном виде со значительным сокращением сроков. В итоге получаем фотореалистичную трехмерную модель еще до начала этапа производства и монтажа, (Рис.1) что позволяет оперативно вносить изменения при поиске компоновочных решений. [4].

Как правило, автономный энергоцентр – это комплекс, состоящий из мотор – генератора и систем узлов и агрегатов, которые обеспечивают ее надежную и безотказную работу.

Сюда входят- системы смазки, охлаждения, воздушная, газовая, управления, утилизации тепла, впуска, выпуска, высоковольтная и др. Каждая из этих систем, в свою очередь, состоит из узлов и деталей, к которым относятся, например, холодильники масла и воды, маслопрокачивающие и водяные насосы, компрессоры, воздушные баллоны, регуляторы температуры с датчиками, запорная арматура, фланцы трубопроводов, водяные и масляные баки, глушители на впуске и выпуске, фильтры, различные трубопроводы и пр.

Рассмотрим порядок компоновки автономного энергоцентра.

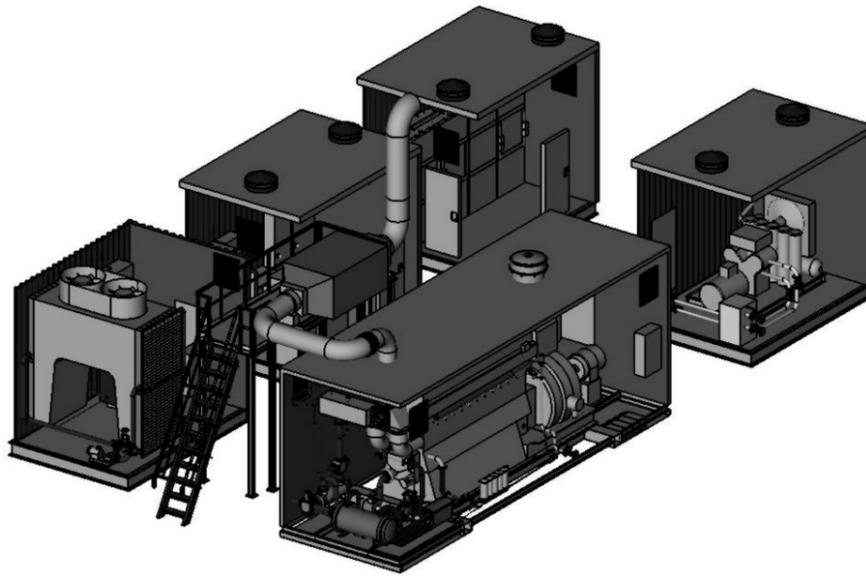


Рис.1. Фотореалистическое изображение автономного энергоцентра

В соответствии с принципиальной схемой необходимо увязать мотор-генератор и агрегаты энергоцентра со строительным чертежом, разработать размещение и конструкцию фундаментов, сделать окончательную привязку двигателя и агрегатов, провести обвязку трубопроводами систем двигателя, разместить контрольно - измерительные приборы и автоматику (КИП и А), систему утилизации теплоты, внешние коммуникации, настилы, площадки обслуживания, электрощафы, пульты и т.д.

Как видим, объем работы очень велик, и при выполнении обычными методами не исключена возможность ошибок- необходимо иметь очень хорошее пространственное воображение, чтобы представить на двумерном чертеже все изгибы трубопровода масляной системы, идущего из двигателя в маслобак и проходящего с поворотами на разных уровнях через раму энергоблока и фундамент..

Подготовительной работой явилось создание библиотек фрагментов Созданы библиотеки: «Агрегаты», «Запорная арматура», «Трубы и фланцы», «Фундаменты», «Схемы тепловые ДВС». [2]

Так как далеко не все фрагменты являются параметрическими (для конкретных мотор- генераторов номенклатура некоторых агрегатов однозначно определена), то для упрощения работы с главной сборочной моделью и уменьшения количества возможных ошибок желательно построить упрощенные твердотельные модели агрегатов (Рис.2).

Для последующей привязки этих агрегатов создаем локальные системы координат (ЛСК) фрагмента. [6]

Чрезвычайно важным элементом (для исключения путаницы и лишних пересчетов) является выбор системы координат энергоцентра. Она должна устанавливаться раз и навсегда- за нулевую точку системы координат ($X=0, Y=0, Z=0$) принимаем торец блока двигателя и ось коленчатого вала (или нижнего коленвала, если двигатель со встречно- движущимися поршнями), поскольку привязка всех чертежных размеров мотор- генератора идет именно от этих координат. Поэтому и на строительном чертеже завязка размеров должна соответствовать этой точке.

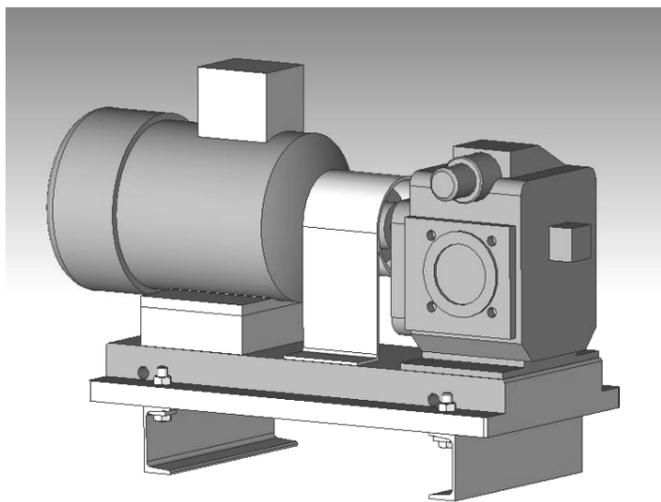


Рис.2 Твердотельная модель маслопрокачивающего насоса

По габаритным чертежам двигателя строим упрощенную трехмерную модель со всеми местами привязки и подключений, как-то- крепежные болты, фланцы, штуцера, разъемы и пр. Модель двигателя жела-

тельно переконвертировать в единое твердое тело- это упрощает работу с файлом компоновки и уменьшает время пересчета системы.

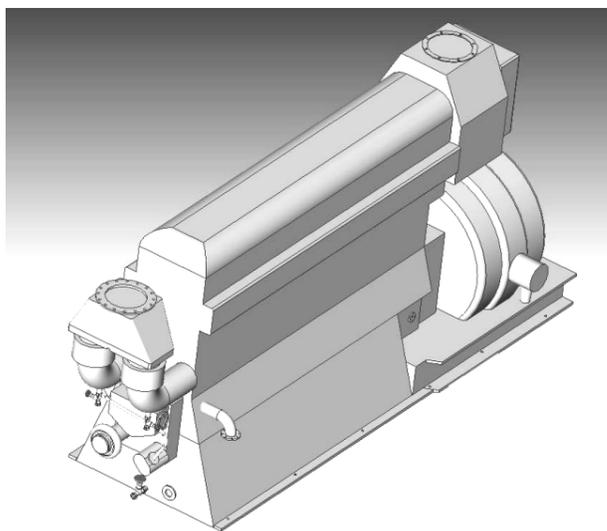


Рис.3. Твердотельная модель мотор -генератора с местами подключений

Аналогично создается трехмерный строительный чертеж фундамента машинного зала.

После размещения мотор - генератора в машинном зале начинаем размещение агрегатов. Для их привязки в соответствии со строительным чертежом создаем 3-х мерные узлы в точках установки, т.к. агрегаты находятся на разных уровнях. Координаты узлов зада-

ем соответствующими переменными, что обеспечит в дальнейшем перемещение агрегатов в процессе компоновки. А саму привязку делаем с помощью ЛСК фрагментов по обычной методике. [6]

Ответственным этапом компоновки служит обвязка оборудования трубопроводами. Сначала разме-

щаем фланцы, к которым далее и «монтируем» сам трубопровод.

Для того, чтобы наш трубопровод не «рвался» при перемещениях и поворотах агрегатов в процессе компоновки, начальная и конечная точки его должны быть привязаны к агрегатам с помощью специально созданных 3D узлов в местах подключения труб (Команда «Создать 3D узел в центре эллиптического ребра» - т.е. фланца). Т.е. 3D узлы, задающие начало и конец 3D пути, смогут перемещаться вместе с агрегатом.

Первоначально создаем по 3D узлам пути трубопроводов с помощью опции «Путь трубопровода». Для моделирования трубопроводов в системе TFLEX CAD имеется специальная команда «Трубопровод». [6]

Радиусы изгибов выбираем соответственно диаметру труб. Цвета труб выбираем соответственно назначению трубопровода (масло- коричневый, вода-

зеленый и т.д.). Для этого создаем материалы - «Сталь зеленая», «Сталь коричневая» и т.п. [2]

Такая методика обвязки выбрана потому, что формирование трубопровода из отрезков труб, колен, фасонных деталей является чрезвычайно затруднительной и очень трудоемкой при проектировании. Поэтому разделять трубопровод на отдельные элементы необходимо при выпуске рабочих чертежей.

Последующим этапом является размещение настилов, площадок обслуживания, выхлопной системы и т.д. Проектирование настилов и площадок обслуживания проводится по методике, предложенной П. Перфильевым. [3]

После реализации предыдущих этапов проектирования мы получаем 3D модель объекта, по которой выпускается необходимая рабочая документация (планы, разрезы, виды) как энергоцентра в целом, так и его отдельных узлов и агрегатов (рис.4). [5].

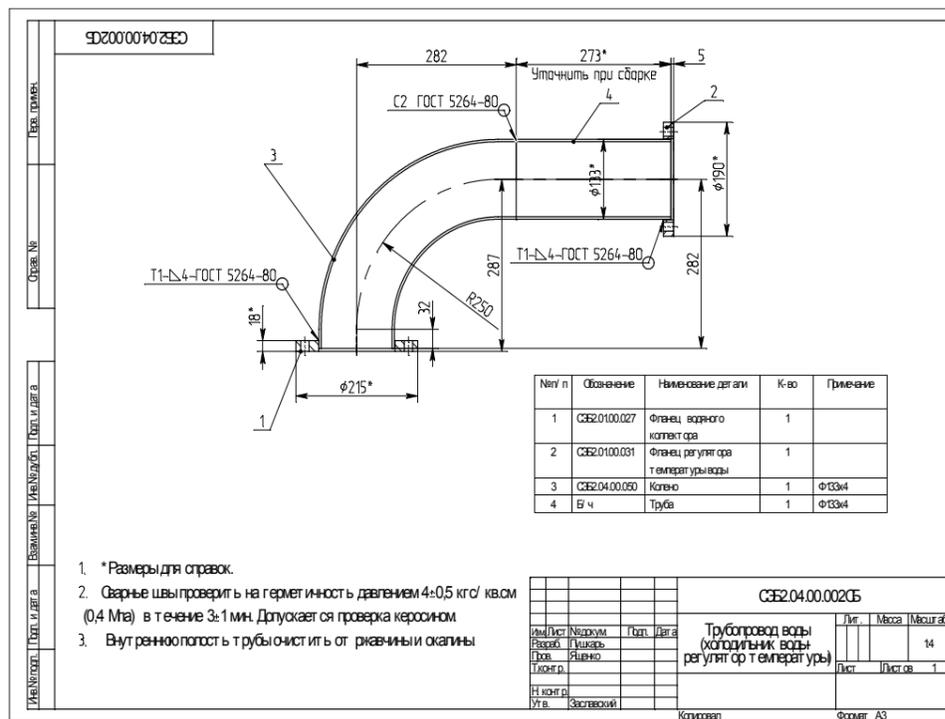


Рис.4. Рабочий чертеж трубопровода воды

Чрезвычайно удобной для создания монтажной документации является команда построения изометрической проекции. (Рис.5) [6].

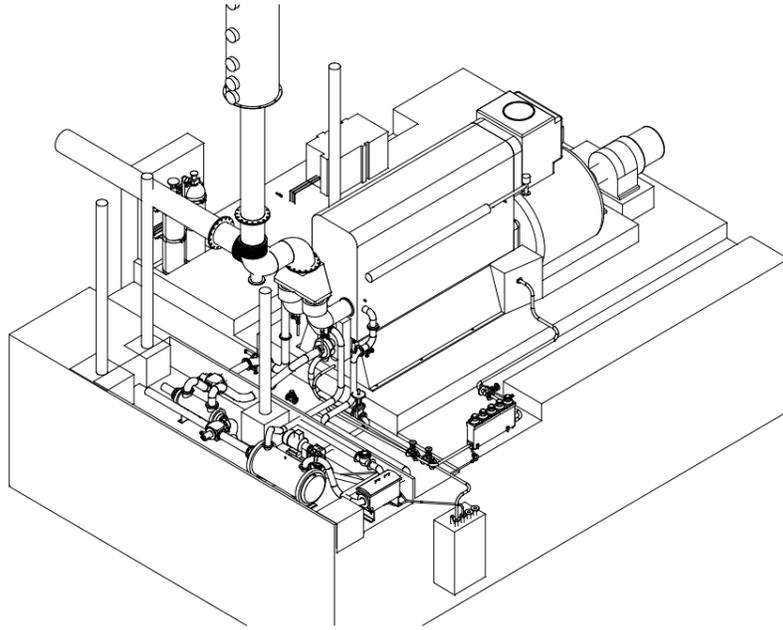


Рис. 5. Изометрическая проекция энергоцентра. Площадки обслуживания и настилы погашены

Выводы

В статье очень кратко рассмотрен вопрос обоснования и выбора и предложена конкретная методика трехмерной компоновки автономных энергоцентров с помощью САПР T-FLEX CAD 3D.

С применением вышеизложенной методики за полугодичный срок с минимальным количеством проектантов было выполнено два проекта автономных энергоцентров - стационарного и мобильного, причем в мобильном варианте проработано более 10 принципиально различных компоновок.

Таким образом, использование современных инструментов компьютерного моделирования коренным образом меняют технологии проектирования.

Список литературы:

1. Василенков А.А. Принципы организации параметрических сборочных моделей в T-FLEX CAD //САПР и Графика// Научно-технический журнал. Москва: -

2004, №7 (Электронная версия). 2. Перфильев П., Худяков М. Опыт использования системы параметрического моделирования T-FLEX CAD при проектировании объектов энергетики //САПР и Графика// Научно-технический журнал. Москва: - 2004, №1. (Электронная версия). 3. Перфильев П. Опыт использования T-FLEX CAD при проектировании металлических конструкций //САПР и Графика// Научно-технический журнал. Москва: - 2004, №2 (Электронная версия). 4. Подугольников Е.В. и др. Трёхмерное моделирование – стандарт современного машиностроения //САПР и Графика//Научно-технический журнал. Москва :- 2004, №8. (Электронная версия). 5. T-FLEX CAD. Двухмерное моделирование и черчение. Руководство пользователя. /Москва:АО «Топ Системы», 2005.-718 с. 6. T-FLEX CAD. Трёхмерное моделирование. Руководство пользователя. /Москва: АО «Топ Системы», 2005.-678 с.

НОВЫЕ ПОРШНИ ДЛЯ СЕМЕЙСТВА ДВИГАТЕЛЕЙ MeMЗ

Введение

Повышение технико-экономических показателей автомобильных ДВС достигается в основном путем форсирования по среднеэффективному давлению P_e и частоте вращения коленчатого вала n . Это ведет к повышению механических и тепловых нагрузок на детали кривошипно-шатунного механизма. Необходимая прочность и ресурс поршня достигаются путем оптимального распределения материала по его объему и совершенствования технологии производства.

ХРП «АвтоЗАЗ-МОТОР» постоянно работает над форсированием и доводкой двигателей семейства MeMЗ. Так базовый двигатель MeMЗ-245 (1.1л) был доведен по рабочему объему сначала до 1.2 л (MeMЗ-2457) а затем до 1.3 л (MeMЗ-307). В настоящее время завершается работа над двигателем с рабочим объемом 1.4 л (MeMЗ-317). Такие работы естественно требуют усовершенствования цилиндра-поршневой группы двигателей. ОАО «АВТРАМАТ» - завод по производству поршней для ДВС и поршневых компрессоров активно включился в работы по совершенствованию конструкций поршней для этих двигателей. Поршни для двигателя MeMЗ-245, разработанные более 30 лет назад и производимые до настоящего момента конструктивно и по технологии производства устарели. Сегодня появление новых методов проектирования [1] позволяют провести оптимизацию массы, потерь трения и пр., что может существенно повысить технический уровень двигателя.

1. Формулирование проблемы

Как уже упоминалось раньше, ОАО «АВТРАМАТ» ведет постоянную работу по усовершенствованию конструкции и технологического процесса производства поршней, в том числе для семейства двигателей MeMЗ. Перед КБ завода была поставле-

на задача разработать и поставить на производство поршни, отличающиеся от существующих меньшей массой, большей жесткостью, лучшими противозадирными качествами и более технологичными в производстве. Новые поршни получили следующую индексацию: 245.1004015Н, 307.1004015Н, 2457.1004015Н и 317.1004015.

Ниже рассмотрены вопросы, связанные с совершенствованием конструкции и технологии производства.

2. Решение проблемы

Поскольку все поршни семейства MeMЗ планировалось производить в ОАО «АВТРАМАТ», то неотъемлемой частью конструирования стало:

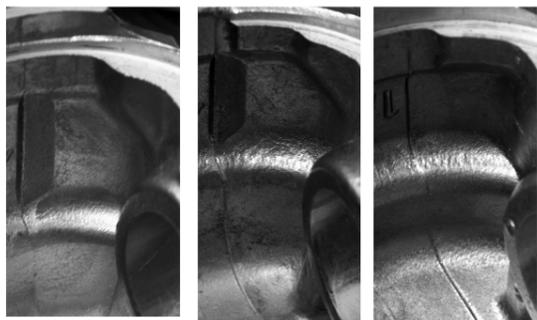
- минимизация массы;
- отказ от термовставки;
- переход на литые камеры сгорания (КС) взамен обработанных механическим путем;
- замена маслосливных отверстий на литые карманы;
- унификация по литейным и механическим технологическим базам.

Рассмотрим указанные пункты подробнее.

О необходимости снижения массы и путях достижения желаемого результата сказано выше. Отказ от термовставки обусловлен тем фактом, что вопреки сложившемуся мнению о том, что она препятствует расширению юбки поршня [2], расчеты методом конечных элементов показали, что в действительности она незначительно влияет как на температурное поле поршня, так и на его тепловое расширение. Однако наличие термовставки не только утяжеляет поршень, но и уменьшает надежность конструкции (между пластиной и поршнем может существовать неспай, который трудно контролировать), а также ухудшает его

технологичность. На рис. 1 показана внутренняя поверхность поршней после ликвидации термопластины.

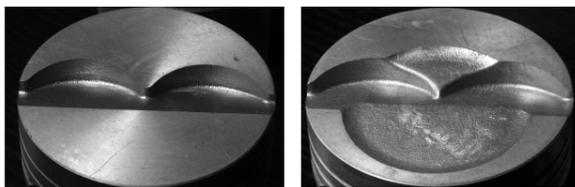
При работе над конструкцией КС было принято решение для поршня 2457.1004015Н сместить ее аналогично поршню 307.1004015Н. На рис. 2 приведены КС, выполненные литейным способом.



а)245-1004015Н б)2457-1004015Н в)307-1004015Н

Рис. 1. Внутренняя поверхность поршней без термопластин

Можно отметить, что переход на литые камеры сгорания predeterminedил некоторые изменения в литейной оснастке. Необходимость сохранить взаимное расположение камеры сгорания и направляющего пояса (юбки) поршня требует более высокой точности изготовления и сборки литейной оснастки. С этой целью были уменьшены зазоры между подвижными частями кокиля.



а) 245.1004015Н б) 2457.1004015Н



в) 307.1004015Н

Рис.2. Камеры сгорания

Также была изменена конструкция верхнего стержня, формирующего камеру сгорания. Прямо-

угольный в поперечном сечении стержень заменен на круглый (конический). Вариант установки стержня по плоскостям позволяет просто подогнать установочные поверхности, но конический стержень позволяет получить более точное базирование в матрице.

Еще один конструктивный прием, улучшающий технологические свойства поршня - замена маслосливных отверстий на литые карманы, что не ухудшает параметры расхода масла на угар. На рис. 3 представлены маслосливные карманы, выполненные литейным способом.



а) 245.1004015Н б)2457-1004015Н в)307-1004015Н

Рис. 3. Маслосливные карманы, выполненные литейным способом

Что касается унификации баз, проектирование поршней 245.1004015Н 2457.1004015Н необходимо было проводить с учетом того, что поршень 307.1004015Н уже более года находился в серийном производстве. Именно его конструкция определила список желаемых конструктивных дополнений для обеспечения возможности производства на одном оборудовании с минимальными переналадками.

Работы проводились итерационно «одеванием» поршней на оснастку, оснастки на поршни и т.д. Рис.4, 5.

В таблице 1. представлено уменьшение массы новых поршней, спроектированных с учетом всех указанных требований по сравнению с прототипами.

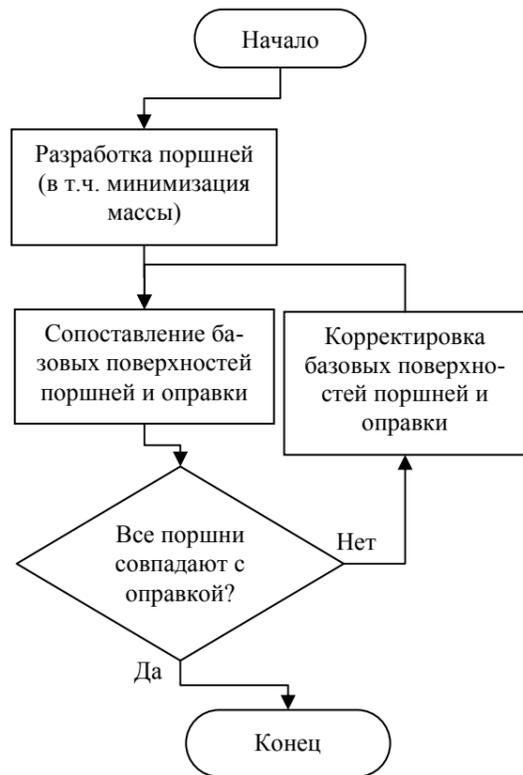


Рис. 4.

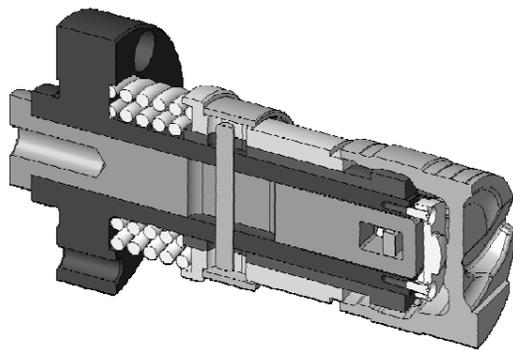


Рис. 5. Универсальная оправка для производства трех типов поршней

Таблица 1. Сравнительная характеристика поршней

Наименование	Масса, г	Масса прототипа, г	Разница в массе, %
245-1004015H	248	315	21.3
2457-1004015H	235	250	6.0
307-1004015H	250	285	12.3

Выводы:

В рамках данного проекта были разработаны и производится серийно 3 типа современных облегченных поршней MeM3. Технология для их производства унифицирована и позволяет переходить от производства одного поршня к другому с минимумом переналадок.

Список литературы:

1. Пильов В.О., Шеховцов А.Ф., Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників. Т. 4. ОСНОВИ САПР ДВЗ. / За ред. проф. А.П. Марченка та засл. діяча науки України проф. А.Ф. Шеховцова. – Харків: Прапор, 2004-336с. 2. Двигатели внутреннего сгорания: Конструирование и расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей. Д.Н. Вырубов, С.И. Ефимов, Н.А. Иващенко и др.; Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – 4-е изд., перераб. и доп.- М.: Машиностроение, 1984.-384с., ил.

**РАЗРАБОТКА МАГНИТОСТРИКЦИОННОГО ПРИВОДА ДЛЯ
ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ ДИЗЕЛЬНОЙ ФОРСУНКИ**

Введение

Проблема разработки эффективного привода форсунки для дизельной топливной аппаратуры с электронным управлением является актуальной. Поскольку серийно выпускающиеся в данное время приводы – электромагниты и пьезоактюаторы – имеют ряд недостатков, преодолеть которые практически невозможно. Альтернативой указанным выше решениям может стать использование в качестве привода иглы форсунки материалов с магнитоострикционным эффектом. Термин «магнитоострикция» дословно обозначает магнитное сокращение ферромагнитного материала. Линейную магнитоостриксию – коэффициент магнитоострикции λ - можно представить как относительное изменение длины материала:

$$\lambda = \frac{\Delta l}{l},$$

где Δl – изменение длины материала под действием магнитного поля;

l - равновесная длина материала.

1. Анализ публикаций

Обычно, изменение длины ферромагнитного материала под действием магнитного поля считают нежелательным эффектом. Поэтому изготовители стараются получить в ферромагнитных сплавах минимальное проявление эффекта магнитоострикции. Вместе с тем в последнее время для технического применения в различных областях был разработан целый ряд соединений, проявляющих «гигантскую магнитоостриксию» [1, 2]. Самой значительной разработкой в данном отношении является создание интерметаллического соединения под промышленной маркой Terfenol-D [1]. Данный материал способен в магнитном поле напря-

женностью $H = 40$ кА/м изменять свою длину на 10 мкм при $l = 10$ мм. То-есть коэффициент магнитоострикции λ равен 10^{-3} . В данном интерметаллическом соединении около 50 % магнитной энергии преобразовывается в механическую [1]. Terfenol-D содержит два редкоземельных элемента, тербий (Tb) и диспрозий (Dy). В элементарной форме оба материала проявляют эффект магнитоострикции при температурах ниже 0 °С. Соединение данных элементов в отношении 2:1 с третьим - железом (Fe) повышает температуру точки Кюри до 377 °С. Tb имеет более высокую магнитоостриксию чем Dy, но он проявляет большую анизотропию и, следовательно Tb более трудно намагнитить, требуя больших магнитных полей. Соединение с Dy, который имеет противоположную анизотропию, позволяет уменьшить напряженность магнитного поля до значений, практически реализуемых в технике. Улучшить магнитоострикционные свойства материала возможно изменив исходную стехиометрическую форму Tb_{0,3}Dy_{0,7}Fe_{2,0} либо увеличением доли Tb, либо уменьшением количество железа [3].

Верхний предел прочности соединения при одноосном сжатии равен 350 МПа. Эффект магнитоострикции можно использовать в приводах с высокими частотами срабатывания и удельной энергией. На рис. 1 показана эффективность применения материала Terfenol-D для исполнительного устройства форсунки. Диапазон рабочих частот Terfenol-D – от 10 до 10000 Гц, что значительно (в 2 ... 3 раза) превосходит такие приводы, как соленоид, гидропривод, сервомеханические актюаторы (СМП) и несколько уступает пьезокерамическим приводам. Величина удельной энергии Terfenol-D в рабочем диапазоне изменяется от 50 до 120 МДж/м³.

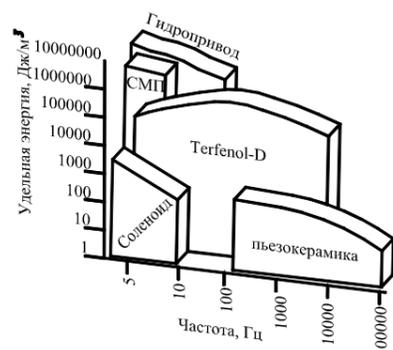


Рис. 1. Сравнение параметров возможных исполнительных устройств для форсунки двигателя

Приведенные данные свидетельствуют о том, что Terfenol-D является наиболее мощным материалом, развивающим высокую деформацию и силу в широком диапазоне частот при быстродействии порядка микро-секунды.

2. Цель и постановка задачи

С целью создания эффективного привода дизельной форсунки с использованием материала с "гигантской магнитострикцией" в данной работе поставлена задача – разработать основы способа использования Terfenol-D для привода дизельной форсунки.

3. Решение задачи.

3.1. Получение соединения Terfenol-D

Для изготовления исходных слитков использовали металлы Tb и Dy чистотой 99,8% и карбонильное железо прошедшее термическую обработку в вакууме не ниже $1 \cdot 10^{-5}$ мм рт. ст. при температуре 1400 °C в течении 10 часов. Сплавы получали сплавлением исходных компонентов в дуговой печи с нерасходуемым вольфрамовым электродом. Для обеспечения однородности слитка проводили трехкратный переплав с переворачиванием слитка. Для получения столбчатой структуры кристаллизацию расплава проводили в условиях направленного отвода тепла организованного в медном водоохлаждаемом кристаллизаторе. Термическая обработка слитков проводилась в вакууме при температуре T=900 °C на протяжении 4 часов. Ско-

рость нагрева образцов составляла 200 °C/час, остывание образцов производилось с печкой.

На рис. 2 приведена микроструктура исходного сплава. Согласно металлографическим исследованиям микроструктура состоит из основной фазы со структурой типа фазы Лавеса и фазы обогащенной редкоземельными элементами, расположенной по границам зерен матричной фазы в виде очень тонких прослоек.

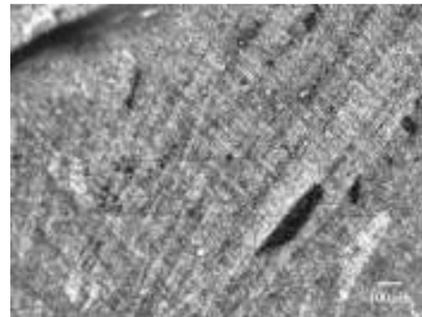


Рис. 2. Структура сплава Terfenol-D

Направление зерен основной фазы носит явно выраженный ориентационный характер, что связано с направлением температурного градиента при охлаждении образца. Термическая обработка сплава при T=900°C на протяжении 4 часов (см. рис. 3) приводит к ре-абсорбции избытка редкоземельной прослойки в матричную фазу, приводя к систематическому уменьшению и перераспределению фазы обогащенной редкоземельными элементами, что оказывает существенное влияние на величину продольной магнитострикции насыщения (λ_s)_{II}. Такое влияние термической обработки на микроструктуру сплава можно интерпретировать на основании существования небольшой области растворимости фазы обогащенной редкоземельными элементами в матричной фазе стехиометрического состава [4].

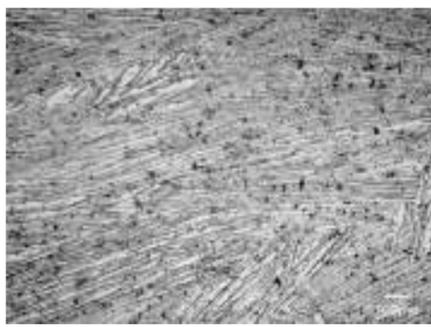


Рис. 3. Структура сплава Terfenol-D после термической обработки $T=900^{\circ}\text{C}$, $\tau=4$ часа

3.2. Способ изготовления "Терфенопласта"

Для магнитоотрицательного привода использовать полученный сплав после термообработки не представляется возможным из-за его низкой пластичности и хаотичной направленности структуры основной фазы. Упорядочить структуру и получить максимальную величину продольной магнитоотрицательности представляется возможным при внедрении частиц сплава Terfenol-D в матрицу из пластичного материала обладающего диамагнитными свойствами. Так, в [5] предложены соединения Terfenol-D с металлическими матрицами алюминия, меди, железа, магния или никеля. В этих соединениях, коэффициент λ равен приблизительно объемной доли магнитоотрицательной фазы. Например, соединение, содержащее 50%-ый Terfenol-D имеет магнитоотрицательный коэффициент в два раза меньше, чем Terfenol-D.

Как показано в [6], увеличить значение коэффициента магнитоотрицательности возможно используя для Terfenol-D матрицу эпоксидной смолы. В данном случае λ , не прямо пропорциональна содержанию в компаунде Terfenol-D, а частично зависит от эластичных свойств матричного материала, и, в частности для соединений Terfenol-D/Эпоху, большая магнитоотрицательность, может быть получена при более низкой, (около 50%) объемной доли Terfenol-D.

Использование эпоксидной смолы в качестве матрицы вполне приемлемо при создании магнитоотрицательного привода, работающего в условиях дизельной форсунки.

Нами разработана технология изготовления компаунда "Терфенопласт". В состав "Терфенопласта" входят в определенном объемном отношении частицы сплава Terfenol-D размером 200...400 мкм и эпоксидная модифицированная смола. До отверждения эпоксидной смолы распределенные частицы Terfenol-D ориентированы в присутствии магнитного поля. Для изготовленных цилиндрических образцов (рис. 4) ось намагничивания совпадает с осью цилиндра.



Рис. 4. Общий вид "Терфенопласта"

3.3. Измерение магнитоотрицательности

Магнитоотрицательность полученных образцов определялась при помощи специально сконструированного стенда схема которого представлена на рис. 5. Исследуемый образец 7, заряженный в немагнитную обойму 6, помещался на неподвижную опору 8 в центр магнитного поля, получаемого в катушке 9. Посредством немагнитного штока 5, толкателя 4 и стойки 3 удлинение магнитоотрицателя под действием магнитного поля фиксировалось микрометром 1 с ценой деления 1 мкм. Дополнительно в измерительной цепи предусмотрена возможность задания с помощью пружины 2 предварительного сжимающего напряжения.

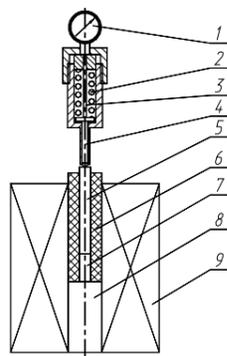


Рис. 5. Стенд для измерения магнитострикции

Представленные на рис. 6 результаты измерений свидетельствуют о зависимости коэффициента λ от структуры Terfenol-D входящего в компаунд "Терфенолпласт". Так, частицы сплава Terfenol-D после термической обработки (рис. 3), описанной в п. 3.1, позволяют повысить λ "Терфенолпласта" в 2 раза. При этом значение $\lambda = 0,32 \times 10^{-3}$ получено при напряженности магнитного поля 45 кА/м.

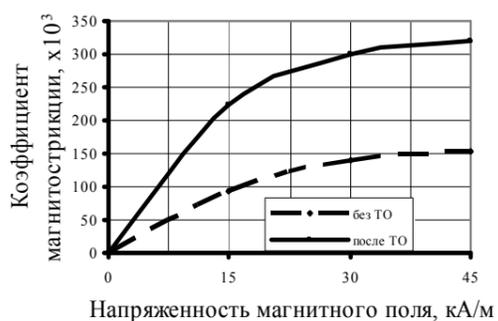


Рис. 6. Зависимость λ от напряженности магнитного поля для Терфенолопласта до и после термической обработки Terfenol-D

Заключение

Обоснован и предложен способ получения активного материала магнитостриктора - Terfenol-D.

Разработан актюатор интеллектуальной дизельной форсунки на основе "Терфенолпласта" – компаунда, включающего Terfenol-D и матрицу эпоксидной смолы.

Проведенные по разработанной авторами методике измерения магнитострикции образцов "Терфе-

нолпласта" показали, что в при напряженности магнитного поля 45 кА/м коэффициент магнитострикции составляет $\lambda = 0,32 \times 10^{-3}$.

Полученные результаты представляют большой интерес для разработки магнитострикционного привода дизельной форсунки.

Список литературы:

1. Уорден К. Новые интеллектуальные материалы и конструкции. Свойства и применение. М.: Техносфера, 2006. – 224 с.
2. Белов К.П. Магнитострикционные явления. Материалы с гигантской магнитострикцией // Соросовский образовательный журнал. М. - 1998. № 3. - С. 112 – 117.
3. Metallurgical and mechanical compensation of the temperature response of terbium-based rare-earth magnetostrictive alloys. Патент WO 02/09205 А1 США, World International Property Organization, F02M 51/06. Siemens Automotive Corporation. Заявл. 21.07.2000, Оpubл. 31.01.2002.
4. P. Westwood, J.S. Abell, K. C. Pitman, Phase relationship in the Tb-Dy-Fe ternary system // J. Appl. Phys. (67), p. 4998-5000, 1990.
5. Magnetostrictive composites Пат. 5993565 США, МПК⁷ H01F 1/03; F. Pinkerton et al.; General Motors Corporation; Заявл. 01.07.1996, Оpubл. 30.11.1999.
6. Composites with large magnetostriction Пат. 6849195 США, МПК⁷ H01F 1/00; Rafl A. Basheer, Rochester Hills, Donald T. Morelli, White Lake; Delphi Technologies; Заявл. 03.04.2003, Оpubл. 01.02.2005.

УДК 621.43.001.4

А.А. Зотов, инж., Ю.А. Гусев, канд. техн. наук, А.В. Белозуб, канд. техн. наук

К ВОПРОСУ О ПРОЕКТИРОВАНИИ ПОРШНЕЙ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

С момента создания первого двигателя внутреннего сгорания (ДВС) прослеживается четкая тенденция роста удельных показателей двигателя, например, такого параметра как удельная мощность. В связи с этим, детали современных двигателей испытывают все большие нагрузки, что, в свою очередь, требует более тщательного подхода при их проектировании, т.к. надежность отдельного узла (детали) определяет работоспособность двигателя в целом.

Одной из основных деталей ДВС является поршень. При проектировании поршней особое внимание уделяется такому важному элементу, как боышка в районе отверстия под поршневой палец, и, в частности, внутренней кромке этого отверстия, являющейся концентратором напряжений (рис.1).

Опыт эксплуатации и результаты расчетов напряженно-деформированного состояния поршня [1,2] показывают, что это место является наиболее нагруженным (рис.2) и часто именно тут происходит разрушение поршня. Для того чтобы устранить концентратор напряжений, кромку скругляют или делают фаску (рис.3, а, б). Но наиболее эффективным методом является коническая расточка части отверстия под поршневой палец на значительную глубину с малым углом конусности (рис.3, в). В этом случае удастся не только разгрузить саму кромку, но и добиться более равномерного нагружения отверстия под поршневой палец по длине.

Обычно параметры такой расточки определяются в ходе оптимизационных расчетов поршня. Однако это требует проведения большого количества уточняющих расчетов и больших затрат времени.

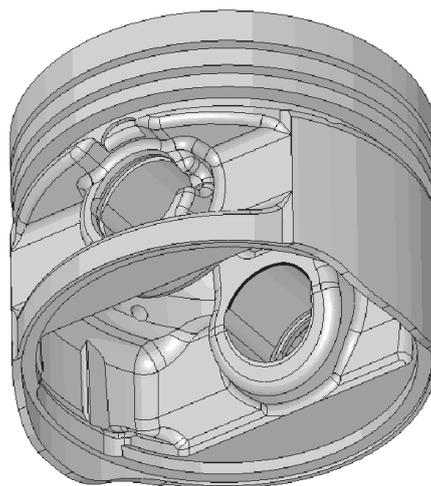


Рис.1. Поршень ДВС

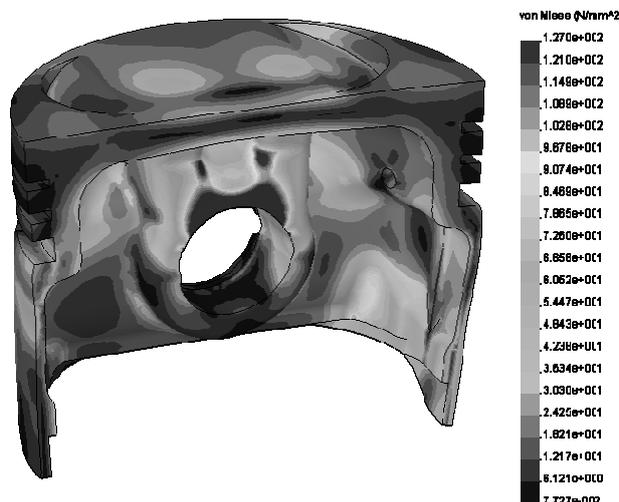


Рис.2. Поле напряжений

При проектировании поршня для двигателя ЗМЗ-406 была проведена оптимизационная работа по определению наиболее оптимальных параметров

конусной расточки. Результаты этой работы позволяют сузить рамки поиска оптимальных размеров расточки.

поршневой палец: а – со скруглением; б – с фаской; в – с расточкой

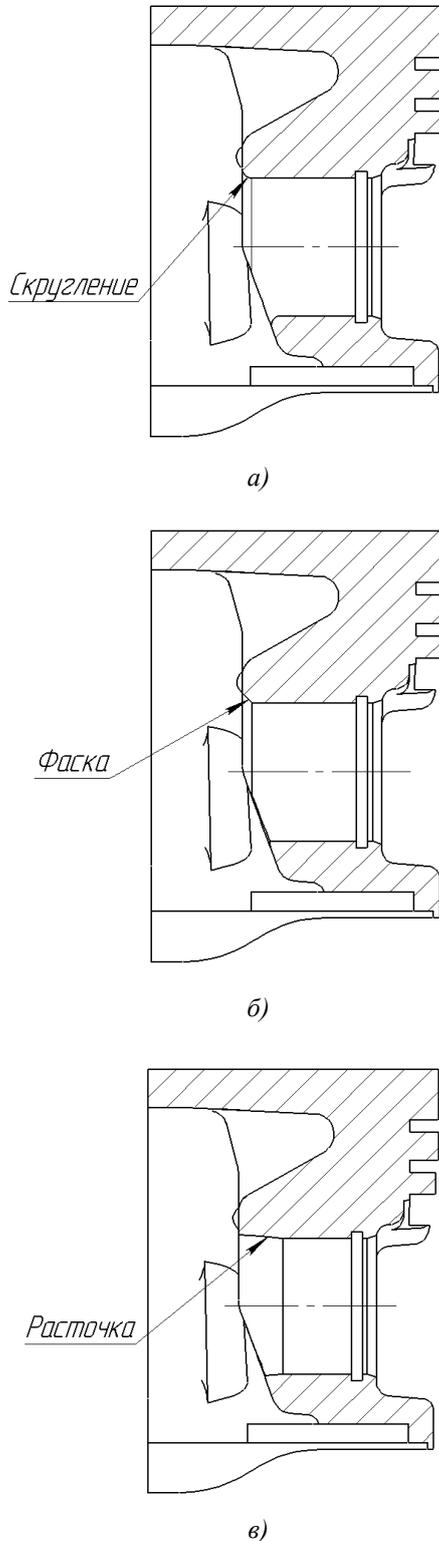


Рис.3. Варианты исполнения отверстия под

На рис.4 представлены результаты расчета поршня с гладким отверстием и с отверстием, в котором выполнена расточка. Для данного конкретного случая наиболее оптимальной оказалась расточка на глубину 10 мм и углом 35 минут. При этом диаметр отверстия составляет 22 мм, а рабочая длина опорной поверхности 15 мм. Таким образом, рекомендованная глубина расточки составляет приблизительно 60 - 70 % от рабочей длины опорной поверхности. Более точное значение этого параметра необходимо уточнить в ходе оптимизационного расчета. Угол расточки может варьироваться в пределах 20 – 40 минут. Что также является уточняемым параметром и зависит в первую очередь от жесткости поршневого пальца.

Применение конусной расточки позволяет снизить напряжения в отверстии под поршневой палец почти в два раза и сместить область высоких напряжений в глубину отверстия, разгрузив тем самым внутреннюю кромку.

Однако, ввиду сложности выполнения конусной расточки малой конусности в отверстиях под поршневой палец сравнительно небольшого диаметра (менее 30 мм), данное конструкторское решение не может широко применяться на производстве. Альтернативным вариантом является выполнение профильной расточки на поршневом пальце. Это является более технологичным методом, а также упрощает проведение контроля на готовом изделии, хотя в любом случае приводит к усложнению изготовления. Как показывают расчеты (рис.5), результат получился аналогичным выше описанному результату расчета, приведенному на рис.4, б, когда расточка проводилась в отверстии под поршневой палец.

Таким образом, более рациональным является использование поршня с гладким отверстием и про-

филированного пальца. Применение этого решения целесообразно для сильно нагруженных поршней высокофорсированных двигателей или в случае использования поршневого пальца недостаточно большого диаметра, когда не удастся другими способами снизить величину напряжений, действующих в отверстии под поршневой палец, особенно на внутренней кромке. В остальных случаях пригодны более простые варианты с выполнением фаски или скругления, которые рекомендуется заложить в конструкцию отливки для снижения трудоемкости выполнения отверстия в бобышке поршня.

б)

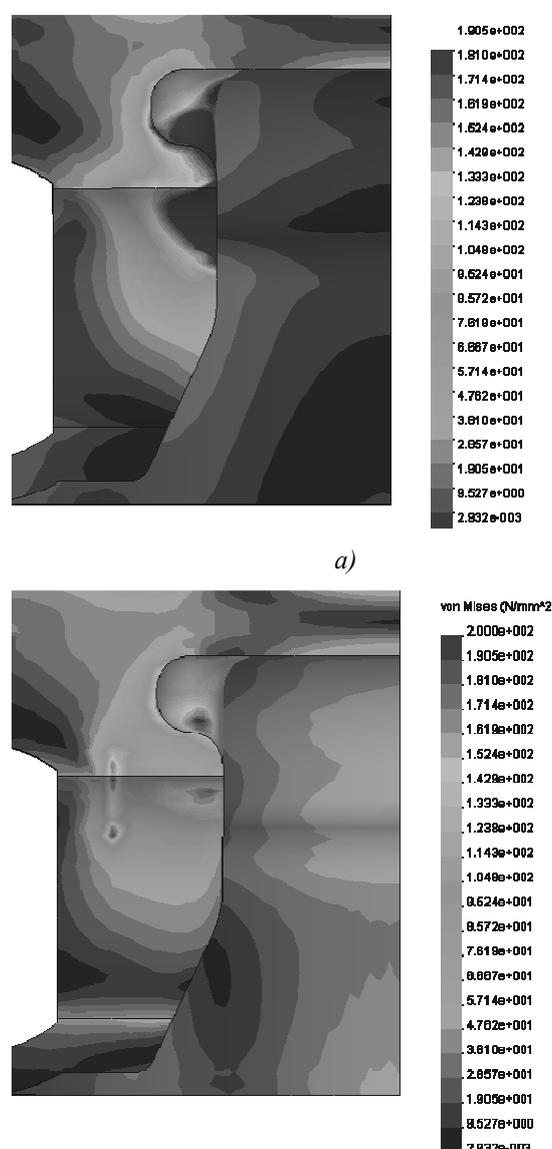


Рис.4. Распределение напряжений в различных вариантах исполнения отверстия под поршневой палец: а – гладкое; б – с расточкой

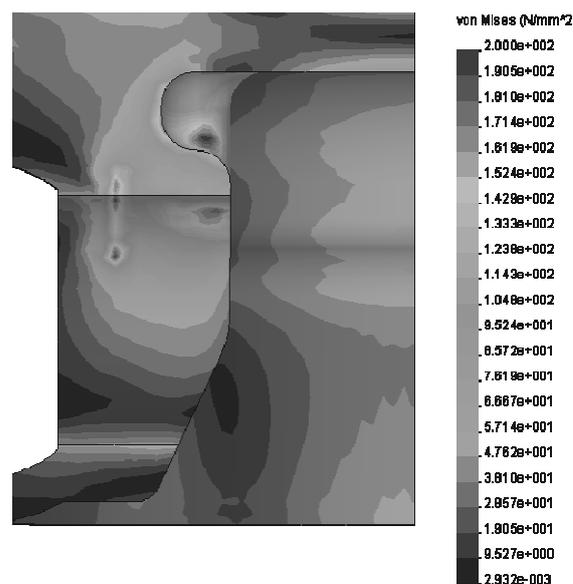


Рис.5. Распределение напряжений в случае использования поршневого пальца с профилированной наружной поверхностью

На большей части поршней, спроектированных на ОАО "АВТРАМАТ", используется именно этот метод борьбы с концентратором напряжений как наиболее доступный и достаточно эффективный.

Список литературы:

1. Двигатели внутреннего сгорания: Конструирование и расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей: Учебник для студентов ВТУЗов, обучающихся по специальности "Двигатели внутреннего сгорания" / Вырубов Д.Н., Ефимов С.И., Иващенко Н.А. и др. / Под ред. А.С. Орлина, М.Г.Круглова. - изд. перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1984, - 384 с., ил. 2. Некоторые аспекты

проектирования тонкостенных поршней / А.В. Белогуб, А.А. Зотов, Ю.А. Гусев // *Авіаційно-космічна техніка і технологія. Збірник наукових праць. Випуск 37/2.* – Харків, "ХАІ", 2003. - С. 51-54.

УДК 621.43.013

Е.П. Воропаев, инж.

ТРЕХМЕРНАЯ ГАЗОДИНАМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ЧЕТЫРЕХТАКТНОГО ЧЕТЫРЕХЦИЛИНДРОВОГО ПОРШНЕВОГО ДВС

Введение

Применение численного моделирования рабочих процессов двигателей позволяет сократить затраты на их создание и модернизацию. Поршневые ДВС эксплуатируются в широком диапазоне скоростных и нагрузочных режимов, показатели которых во многом зависят от газодинамических характеристик газовоздушного тракта. В этих условиях физико-математическая модель двигателя должна учитывать реальную геометрию газовоздушного тракта. Последнее достижимо только в трехмерных моделях.

1. Постановка задачи и описание модели

Целью данного исследования является моделирование различных режимов двигателя с последующим анализом и сравнением результатов с экспериментальными данными. Для апробации был выбран четырехтактный четырехцилиндровый двигатель МеМЗ-24506 автомобиля ЗАЗ-1102 «Таврия». В источнике [1] приведена его внешняя характеристика. Кроме того, был смоделирован холостой ход двигателя реальным дросселированием впускного канала. Этот режим, с точки зрения эффективности индика-

торного цикла, является для двигателя наиболее тяжелым. Указанное обстоятельство делает этот режим для модели весьма показательным.

Для описания газодинамических процессов была использована система дифференциальных уравнений, - состава, состояния, сохранения энергии, массы и импульса, - в трехмерной постановке. Газ - нетеплопроводный. Метод решения этой системы уравнений – метод Давыдова (метод крупных частиц) [2,3]. Предпочтение этому методу было отдано по следующим причинам: 1) относительная простота метода и его быстродействие; 2) однородная схема сквозного счета, без предварительного выявления особенностей (разрывов, их пересечений и взаимодействий).

При моделировании, в каждой ячейке на каждом шаге рассчитываются: энергия, плотность, скорость, показатель адиабаты и концентрации воздуха, топливных паров и отработавшего газа. В данной модели используются только прямоугольные ячейки одинаковых размеров, кроме тех, которые прилегают к поршням (там – и размеры, и количество ячеек - переменные). В модели применены два вида ячеек:

1) счетные, которые находятся в потоке; 2) граничные, которые находятся в стенке.

Требование учета реальной геометрии впускного и выпускного трактов делает невозможным моделирование только одного единственного цилиндра, т.к. обе системы – впускная и выпускная – общие для всех четырех цилиндров. Область моделирования предлагаемой модели является единой и включает в себя: полость воздушного фильтра, карбюратор, впускной коллектор, все четыре цилиндра, выпускной коллектор, выпускные трубы, резонатор и первая камера глушителя. Рабочие циклы в цилиндрах происходят согласно порядку их работы.

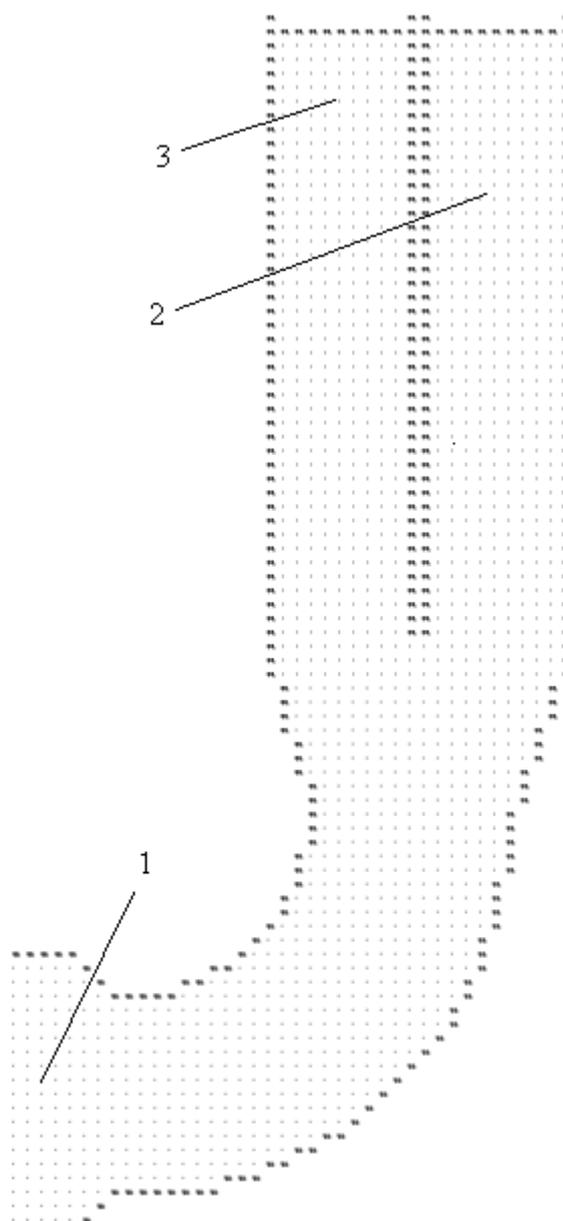


Рис. 1. Расчетная схема впускного коллектора (горизонтальное сечение, половинка):
1 – к карбюратору; 2 – к 1-му цилиндру;
3 – ко 2-му цилиндру

Рис. 2. Р

1 – вход и
3 – диффу
4 – плоско
5 – часть

В данной модели форма цилиндра и клапанов описываются несколько упрощенно: цилиндр – эквивалентный (по площади поршня и объему) прямоугольный параллелепипед, клапан – слой ячеек, которые меняют свой тип (счетные или граничные) в зависимости от степени открытия клапана. Эти допущения сделаны исходя из следующих соображе-

ний: 1) задача исследования течений внутри цилиндра не ставилась; 2) при охвате всего газозвдушного тракта и с этими упрощениями значительно возрастает время расчета.

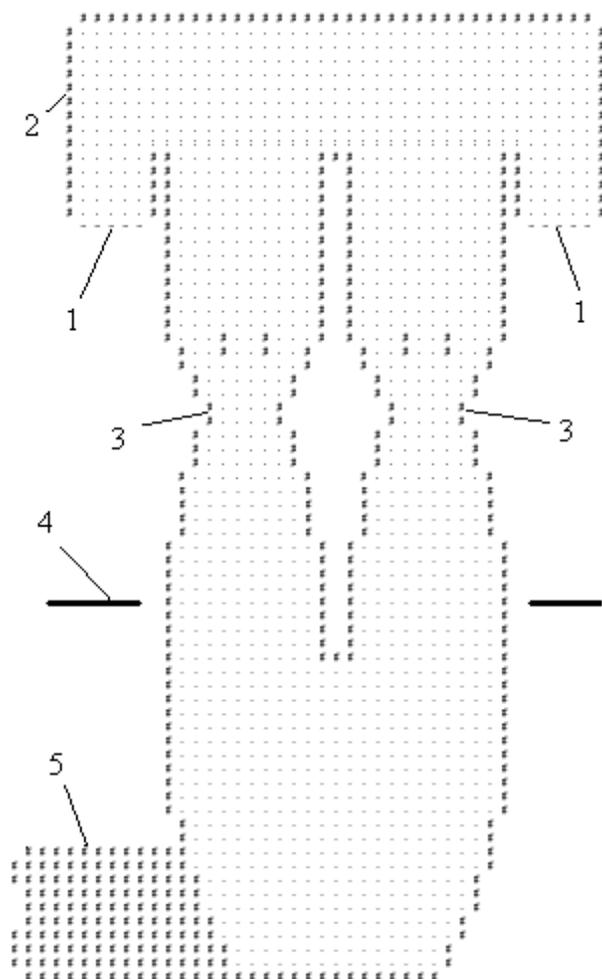


Рис. 2. Расчетная схема впускного патрубка (вертикальное сечение):

- 1 - вход из атмосферы; 2 - коробка возд. фильтра;
- 3 - диффузоры карбюратора;
- 4 - плоскость дроссельных заслонок;
- 5 - часть коллектора, идущая к цилиндрам.

Положения в цилиндре стенки, соответствующей поршню, полностью соответствует положению поршня в цилиндре для данного угла поворота коленчатого вала. Это обеспечивается применением технологии так называемых «дробных ячеек» [2,3].

Как было отмечено выше, для данной задачи принципиален учет реальной геометрии впускного и

выпускного трактов. Для этого были выполнены замеры реальных деталей, составляющих газозвдушный тракт. Формирование расчетной области (по полученным размерам) производилось из текстового файла при помощи специально разработанной методики и программы. Размер ячейки составляет – 2,9 x 2,9 x 2,9 мм. Геометрия впускного коллектора повторена полностью (Рис. 1), - со всеми размерами, площадями и радиусами. В выпускном коллекторе выдержаны только длинные размеры и площади, изгибы не учтены. Карбюратор – с двумя камерами и с сужениями в районе диффузоров (Рис. 2). Характерно, что был сохранен поворот потока на 90 град. между карбюратором и впускным коллектором. Количество ячеек составило: цилиндры – 4 x 16128 = 64512 , впускная система – 77258 , выпускная – 445109 , итого – почти 600 тыс. ячеек.

2. Результаты моделирования

Был выполнен расчет пяти режимов внешней скоростной характеристики: 1500 , 2500 , 3500 , 4500 и 5500 об/мин, и холостой ход на 1000 об/мин.

Как уже было сказано выше, режим холостого хода был создан реальным дросселированием потока в районе дроссельных заслонок. Общее количество ячеек в этом поперечном сечении обеих камер составляет 200. Дросселирование составило – 99 %, т.е. открытыми остались только 2 ячейки (1%).

Следует подчеркнуть, что, т.к. исследовалась только газодинамическая модель, при изменении частоты вращения ни один параметр в модели двигателя изменен не был. Настройки моделей сгорания и теплообмена оставались неизменными для всех режимов. Например: продолжительность тепловыделения составляла 61 град и была привязана к углу поворота коленчатого вала. При этом точка максимального давления для всех режимов приходилась на (11 ... 15) град. п.к.в. после ВМТ. Коэффициент избытка воздуха составлял 0,87.

В начале расчета скорости всех ячеек равны нулю, а термодинамические параметры примерно по крупному соответствуют местам и моментам в которых они находятся. По ходу расчета происходит разгон потока и дальнейшее установление параметров. Концом расчета принималось условие совпадения масс газов в каждом цилиндре в начале цикла и в конце. Для выполненных расчетов расхождения масс не превышали (0,5 ... 0,8)%. При этом дополнительно контролировались расхождения по мощности с предыдущим циклом – оно не превышало 1,2 %. До подобного установления параметров модели приходилось выполнять по четыре полных цикла на каждом режиме, а для холостого хода – 6.

Шаг интегрирования, в зависимости от частоты вращения, менялся в пределах – (0,005 ... 0,01) град. п. к. в.. При этом время расчета одного полного 4-х тактного (2 оборота коленвала) цикла составляло от 28 до 12 часов, в зависимости от частоты вращения. Это время счета дано для процессоров фирмы Intel

(без технологии «М»), с тактовой частотой 2,4 ... 3,0 ГГц. Процессоры фирмы AMD сходной частоты считают почти в два раза быстрее.

Результаты моделирования представлены в Таблице 1, и на Рис. 3,4,5. В Таблице 1 представлены следующие параметры: эффективная мощность N_e , эффективный удельный расход топлива g_e , коэффициент наполнения η_v , коэффициент остаточных газов γ , количество смеси, выброшенной обратно из цилиндра в конце впуска $G_{с.выбр}$, разрежение во впускном коллекторе $\Delta P_{ВП}$, максимальное давление цикла P_Z , количество теплоты, отведенное в систему охлаждения $Q_{охл}$, и – с отработавшими газами $Q_{ог}$. Расхождения между экспериментальной характеристикой и расчетной по мощности и расходу топлива – ΔN_e и Δg_e .

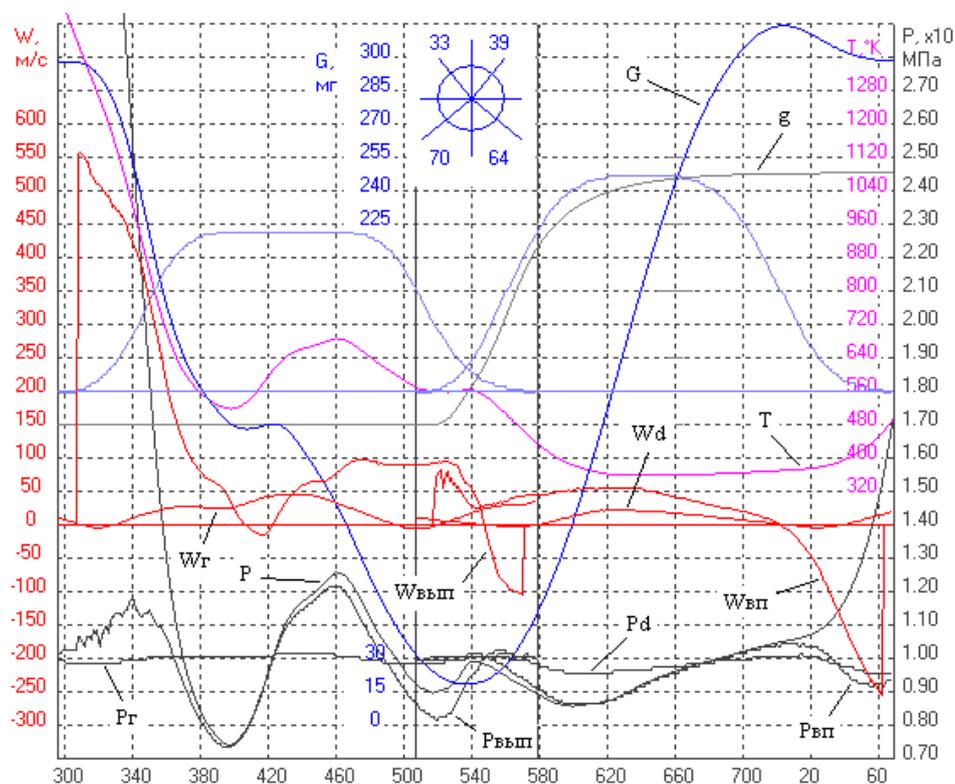


Рис. 3. Диаграмма газообмена. Дроссель – 100 %, $n = 2500$ об/мин

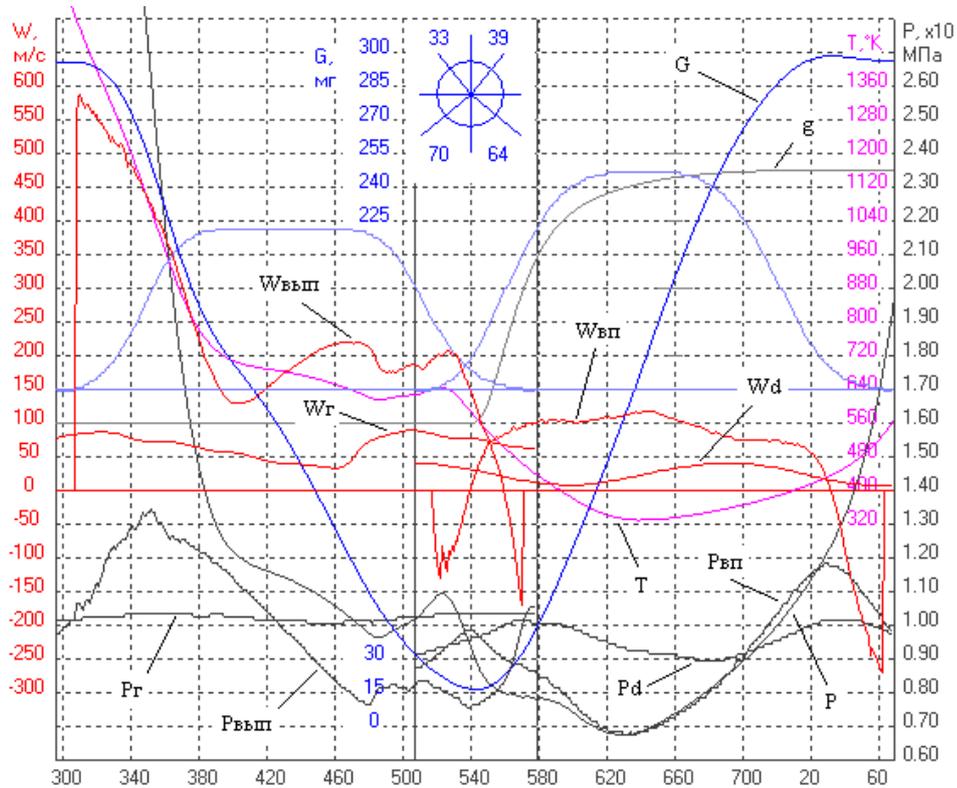


Рис. 4. Диаграмма газообмена. Дроссель – 100 %, $n = 5500$ об/мин

Таблица 1. Результаты моделирования внешней скоростной характеристики и холостого хода

п, об/мин	1000 (XX)	1500	2500	3500	4500	5500						
Э К С П Е Р И М Е Н Т												
Ne, кВт	0	10,3	20,0	29,1	36,0	39,3						
ge, г/кВт*ч	н.д.	342	300	287	295	333						
М О Д Е Л И Р О В А Н И Е												
Ne, кВт * ¹	1,71	1,71	11,32	11,36	20,89	20,92	28,98	28,98	36,91	36,98	42,66	42,65
Ne, кВт * ²	1,61	1,65	10,96	10,97	19,94	19,94	28,74	28,75	36,16	36,16	41,80	41,64
Ne, кВт	1,67	11,16	20,42	28,86	36,55	42,19						
ge, г/кВт*ч	480,1	300,6	290,2	291,8	297,7	308,4						
η_v * ¹	0,282	0,282	0,787	0,789	0,841	0,842	0,839	0,839	0,846	0,848	0,830	0,830
η_v * ²	0,274	0,275	0,765	0,764	0,805	0,805	0,832	0,832	0,832	0,832	0,813	0,813
η_v	0,278	0,776	0,823	0,836	0,840	0,822						
γ * ¹	0,353	0,353	0,067	0,067	0,050	0,049	0,054	0,054	0,057	0,057	0,056	0,055
γ * ²	0,366	0,370	0,081	0,082	0,068	0,068	0,057	0,057	0,060	0,060	0,059	0,059
γ	0,360	0,074	0,059	0,056	0,058	0,057						
Gs.выбр, % * ¹	6,33	6,29	7,65	7,44	5,04	5,04	3,48	3,48	1,78	1,78	0,73	0,73
Gs.выбр, % * ²	6,32	6,27	8,09	8,11	5,80	5,81	4,41	4,42	2,62	2,62	1,28	1,29
$\Delta P_{вЛ}$, кПа	46,55	0,357	1,77	3,062	4,367	5,574						
P_z , МПа	2,05	4,87	5,25	5,51	5,63	5,56						
Q охл, %	42,4	27,7	21,6	19,2	17,7	16,6						
Q ог, %	41,1	32,8	34,9	35,9	36,9	37,8						
Р А С Х О Ж Д Е Н И Я												
ΔNe , %	-	+8,3	+2,1	-0,82	+1,52	+7,35						
Δge , %	н.д.	-12,1	-3,3	+1,67	+0,91	-7,39						

*¹ – параметры для 1-го и 4-го цилиндров.

*² – параметры для 2-го и 3-го цилиндров.

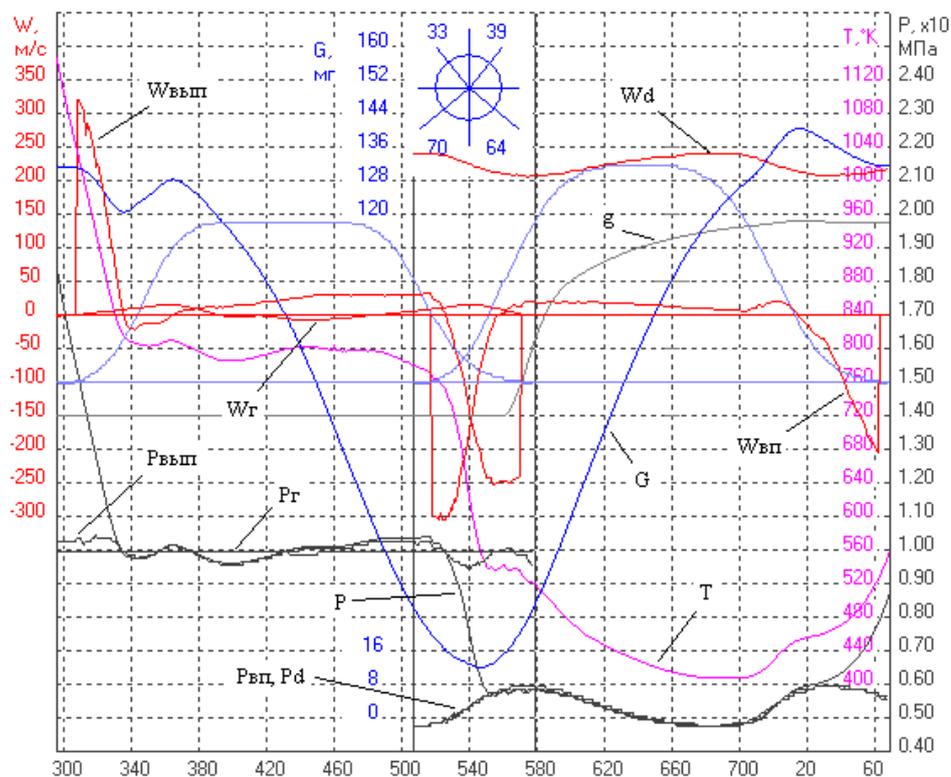


Рис. 5. Диаграмма газообмена. Дроссель – 1 %, $n = 1000$ об/мин

На Рис. 3,4,5 представлены изменения параметров по углу п.к.в. во время периода газообмена. Обозначены следующие параметры: G – масса газа в цилиндре, P – среднее давление в цилиндре, $P_{вп}$ и $P_{вып}$ – средние давления в сечениях перед впускным клапаном и за выпускным клапаном, P_d и W_d – среднее давление и скорость в сечении дроссельных заслонок, P_g и W_g – среднее давление и скорость в сечении перед глушителем, T – средняя температура в цилиндре, $W_{вп}$ и $W_{вып}$ – средние скорости в щели впускного и выпускного клапанов, g – средняя чистота смеси в цилиндре.

Некоторые параметры в таблице (обозначенные *¹ и *²) приведены дополнительно для каждого цилиндра отдельно. Это сделано потому, что ответвления впускного и выпускного коллекторов для внешних (1-й и 4-й) и внутренних (2-й и 3-й) цилиндров – разные, и, как видно из результатов – модель под-

твердила разницу параметров между этими парами цилиндров.

В середине рабочего диапазона расхождения между экспериментальной и расчетной характеристиками практически отсутствуют, а с увеличением и с уменьшением частоты вращения растут. Отклонения мощности и расхода топлива – с разными знаками, и примерно равны. Принимая это во внимание, можно предположить, что эти расхождения вызваны за счет КПД цикла, а не за счет процессов газообмена. В пользу этого говорит и то, что процесс сгорания и коэффициент избытка воздуха не были скорректированы для разных режимов. В самом деле: на малой частоте вращения, в результате уменьшенной турбулентности и увеличенной теплоотдачи интенсивность сгорания должна падать, а на больших – увеличивается догорание на линии расширения.

Форма протекания кривой коэффициента наполнения η_v имеет классическую форму: максимум

– в середине диапазона, на малой частоте вращения – уменьшение за счет увеличенного обратного выброса $G_s.выбр$ (Рис. 3), на большой – за счет увеличенного разрежения ΔP_{VII} и P_{VII} (Рис. 4).

Моделирование холостого хода подтвердило крайне низкий коэффициент наполнения и высокий коэффициент остаточных газов. Из Рис. 5 видно, что в результате высокого разрежения во впускном коллекторе во время перекрытия клапанов происходит интенсивный заброс отработавших газов (~14% от общей массы газов в конце наполнения), причем не только из цилиндра, а и из выпускного коллектора. Скорость в дроссельной щели W_D – ниже критической.

Вызывает некоторую настороженность то, что дроссельная заслонка открыта всего на 1%. Безусловно, здесь нужно серьезно скорректировать процесс сгорания и уточнить коэффициент избытка воздуха, однако, по всей видимости, сказывается и то, что уравнения метода крупных частиц не описывают диссипацию механической энергии.

УДК 621.438:621.515

В.А. Шкаруба, канд. техн. наук, С.И. Пшеничных, канд. техн. наук

ИССЛЕДОВАНИЕ ВАРИАНТОВ ПРИМЕНЕНИЯ ТУРБОКОМПРЕССОРА С ОБЩИМ РАБОЧИМ КОЛЕСОМ ДЛЯ ТУРБОНАДДУВА ДВС

Введение

Использование турбокомпрессоров для повышения удельной мощности двигателей стало довольно распространённым явлением, и в дальнейшем планируется расширить применение турбокомпрессоров в поршневых двигателях [1,2]. Однако задача их эффективного использования для турбонаддува поршневых двигателей в целях повышения их экономичности остаётся весьма актуальной. Её решение в значительной степени определяется уровнем понимания происходящих в двигателях процессов, рациональным применением турбонаддува и степенью совершенства самих турбокомпрессоров. При массовом производстве турбокомпрессоров большое значение имеет также, чтобы технология их изготовления была недорогой.

1. Формулирование проблемы

Очевидно, что распространение турбонаддува в ДВС во многом определяется удобством применения и надежностью турбокомпрессоров. Для реализации поставленной задачи необходимо повышать и расширять

Заключение

Представленная модель показала качественно правильное моделирование характеристик 4-тактных поршневых ДВС. Количественно – можно говорить о погрешности (1 ... 6)% во всем диапазоне. Необходимы более серьезные экспериментальные данные для более предметного анализа и оценки результатов расчета. Следует также оценить степень влияния на интегральные параметры двигателя отсутствие в уравнениях использованного метода диссипативных членов, а также - явных вязкостных членов.

Список литературы:

1. *Автомобиль ЗАЗ-1102. Руководство по ремонту.* – Чернигов, Издательство «Десна» - 222 с.
2. *Белоцерковский О.М., Давыдов Ю.М. Метод крупных частиц в газовой динамике.* – М.: Наука. Гл. редакция физ.-мат. литературы, 1982, – 392 с.
3. *Численное исследование течений в двигателях внутреннего сгорания методом крупных частиц / Ю.М. Давыдов, М.Г. Круглов, А.А. Меднов, В.А. Нефедов – Вычислительный центр АН СССР, 1983. – 59 с.*

область эффективной работы турбокомпрессоров. Это особенно актуально при малых расходах газа (менее 0,1 кг/с), когда традиционные турбомашин имеют невысокую эффективность [2,3]. Развитие турбокомпрессоров нового типа – с общим рабочим колесом [4] значительно облегчает решение этой задачи, так как они более приспособлены к малым расходам воздуха (газа) в силу особенностей их работы и устройства. К тому же турбокомпрессор с общим рабочим колесом (ТКО) является одним из самых простых, компактных и недорогих в изготовлении. А так как данный тип турбокомпрессоров имеет примерно вдвое больший диаметр по сравнению с традиционными турбокомпрессорами, то необходимые обороты ротора для достижения заданного напора компрессора почти в два раза ниже. Таким образом, развитие турбокомпрессоров этого типа позволяет значительно расширить возможности турбокомпрессоров в целом для применения их в тепловых двигателях и в энергетических установках.

Однако более высокая сложность проектирования этих турбокомпрессоров значительно затрудняет их развитие и широкое использование. Кроме того, эффективность работы этих турбокомпрессоров во многом определяется рациональным их применением. В этом вопросе существенное значение имеет правильный выбор принципиальной схемы самого агрегата наддува и его конструктивное решение. Поэтому для успешной реализации на практике нового типа турбокомпрессоров, кроме оптимизации проточной части ТКО, необходимо провести проработку схемы ротора и узла подшипников, а также определить, какой вид связи между ТКО и поршневой частью двигателя наиболее предпочтителен и какими критериями необходимо руководствоваться при выборе схемы ротора.

2. Решение проблемы

В соответствии с применяемой классификацией наддува [1] различают двигатели с низким, средним и с высоким наддувом. Таким образом, обеспечивается необходимый уровень форсирования ДВС.

Проведенные ранее исследования показали, что ТКО может использоваться для всех уровней наддува [5,6]. Рассмотрим каждый из них отдельно. Как показывает практика, схема расположения опор во многом определяется видом связи турбокомпрессора с двигателем: механической или газодинамической [7]. В силу малой осевой протяженности турбокомпрессора с общим рабочим колесом его можно располагать даже консольно на валу двигателя. В этом случае рабочее колесо ТКО будет одновременно выполнять функцию маховика. Данная схема наиболее целесообразна в высокооборотных двигателях (4...6 тыс.об/мин), где окружные скорости u на ободу маховика достигают 50...80 м/с, что позволяет обеспечить дополнительный наддув 2...4 кПа и тем самым увеличить соответственно мощность на 2...4%, а благодаря виду связи – приёмистость ДВС.

При такой компоновке отпадает необходимость в разработке подшипникового узла для ТКО, так как его ротор опирается на подшипниковые узлы двигателя. В этом случае снижаются масса, габаритные размеры и стоимость изготовления ТКО. Однако из-за малой окружной скорости лопаток рабочего колеса эффективность турбокомпрессора невысока.

Турбонаддув будет значительно эффективнее, если рабочее колесо ТКО будет иметь в 3–5 раз выше обороты, чем поршневой двигатель, т.е. когда турбокомпрессор и двигатель будут связаны через одну зубчатую передачу (рис. 1).

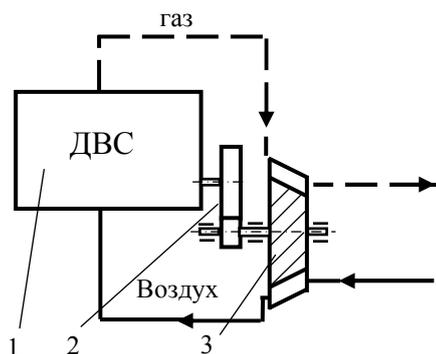


Рис. 1. Схема комбинированного двигателя с механической связью:

- 1 – поршневой двигатель;
- 2 – зубчатая передача;
- 3 – турбокомпрессор с общим рабочим колесом

Согласование поршневой части четырёхтактного двигателя с турбокомпрессором можно выполнить с помощью формулы

$$i_n = \frac{n_{\text{ткк}}}{n_{\text{д}}} = \frac{\rho_{\text{к}}}{\rho_{\text{в}}} \frac{\eta_v i V_h}{(\pi D_{\text{лср}})^2 h_1}, \quad (1)$$

где η_v – коэффициент наполнения; iV_h – рабочий объём двигателя; $n_{\text{д}}$ – частота вращения вала двигателя; $\rho_{\text{в}}, \rho_{\text{к}}$ – плотность воздуха на входе в компрессорную часть ТКО и на выходе из неё.

Для определения эффективности работы ТКО при данном виде связи с ДВС были проведены расчетные исследования турбокомпрессора с наружным диаметром рабочего колеса $D_{\text{к2}} = 0,180$ м. На рис. 2 показана расчётная характеристика компрессорной части ТКО. Из неё видно, что для эффективной работы данного турбокомпрессора он должен иметь обороты ротора $n_{\text{ткк}}$ не ниже 12 тыс. об/мин ($u_2 \geq 115$ м/с), поэтому передаточное отношение между двигателем и турбокомпрессором i_n должно быть порядка 3-4. А если обороты ротора ТКО не превышают 30 тыс. об/мин, то лучше применять подшипники качения, так как они позволяют обеспечить высокий КПД подшипникового узла.

Для двигателей со средним и высоким наддувом из-за большой разницы в оборотах между ТКО и двигателем более целесообразно применять газодинамическую связь [7]. Вследствие высоких оборотов ротора ТКО,

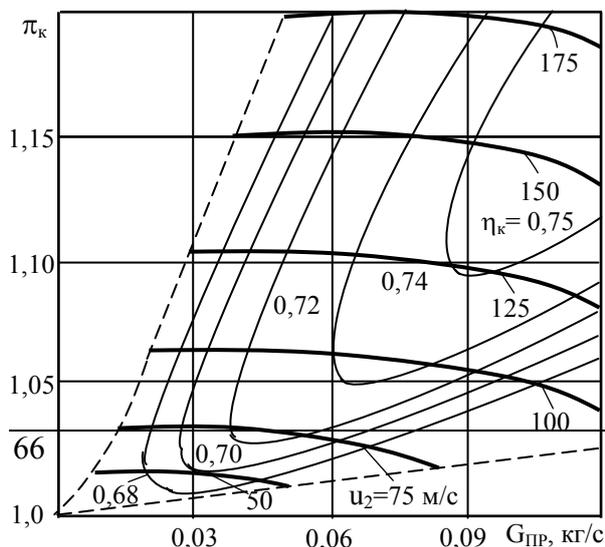


Рис. 2. Расчётная характеристика компрессорной части турбокомпрессора $D_2 = 0,18$ м

как показали опытно-конструкторские проработки, необходимо применять подшипники скольжения, а рабочее колесо ТКО может быть значительно меньшего диаметра. Для определения эффективности работы ТКО с наружным диаметром рабочего колеса $D_{к2} = 0,09$ м были проведены расчетные исследования турбокомпрессора. На рис. 3 показана расчётная характеристика компрессорной части ТКО для двигателя со средним наддувом и частично с высоким наддувом.

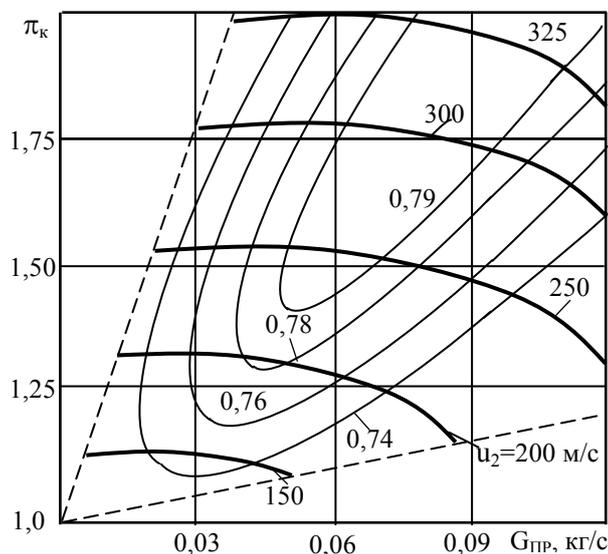


Рис. 3. Расчётная характеристика компрессорной части турбокомпрессора $D_2 = 0,09$ м

Исследования также показали, что новый тип турбокомпрессоров, как и традиционные типы турбокомпрессоров, может использоваться с газодинамической связью поршневого двигателя и достигать довольно высоких напоров компрессора.

Весьма привлекательно, на первый взгляд, выглядит противоточная схема течения потоков с прямыми лопатками РК: предельно простая конструкция РК, довольно понятен для специалистов принцип энергообмена в рабочем колесе – за счёт кориолисовых сил инерции [8]. Однако, как показали расчётные исследования, турбокомпрессор с прямыми лопатками РК имеет меньшую эффективность и область устойчивой работы [6], поэтому перспективными видятся ТКО с лопатками более сложной конфигурации. Установлено, что одним из основных факторов, снижающих эффективность ТКО, является периодичность работы турбины и компрессора.

В предыдущей статье [6] приведены две расчётные характеристики компрессорной части ТКО с прямоточной и противоточной схемами движения газовых потоков. Однако дальнейшие исследования показали, что если в обеих схемах движения потоков использовать лопатки со сложной геометрией, то можно добиться примерно одинаковой их эффективности.

При выборе типа турбомшины и турбокомпрессора удобно использовать коэффициент объёмной эффективности (рис.4)

$$K_{EQ} = \frac{N_{подв} \eta_n}{\rho V \omega u^2}, \quad (2)$$

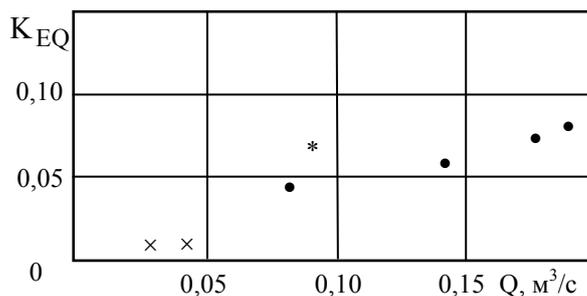


Рис. 4. Сравнение различных типов компрессоров:

x – вихревая; • – центробежная;

* – компрессорная часть ТКО

где $N_{подв.}$ – подведенная мощность, Вт;

η_n – полный КПД турбомашин; ρ – плотность газа на входе, кг/м³; V – объём, занимаемый турбомашинной, м³; ω – угловая скорость рабочего колеса турбомашин, с⁻¹.

Из рис. 4 видно, что при определенном значении объёмного расхода воздуха (газа) ТКО становятся более эффективными по сравнению с турбомашинными традиционных турбокомпрессоров, поэтому они также имеют перспективу применения в ГТД в качестве замыкающей ступени компрессора и первой ступени турбины, особенно в малоразмерных газотурбинных двигателях.

Заключение

В результате проведенных исследований рассмотрены варианты применения ТКО в зависимости уровня наддува ДВС, получены характеристики компрессорной части ТКО. Представленные результаты показывают варианты схем ротора и узла подшипников в зависимости от уровня наддува ТКО и вида связи с двигателем.

Установлено, что данный тип турбокомпрессоров имеет явную перспективу применения в двигателях с мощностью до 100 кВт и невысоким уровнем наддува, т.е. при степени повышения давления $\pi_k = 1,25 \dots 1,30$ и малых объёмных расходах газа, когда традиционные турбокомпрессоры становятся малоэффективными.

Чтобы повысить приёмистость двигателей с низким наддувом, предлагается применять ТКО с механической связью. Такой вид связи рационален в высокооборотных двигателях (4...6 тыс.об/мин), и особенно целесообразно его использовать, когда ТКО связан с ДВС с помощью одной зубчатой передачи, повышающей обороты ротора ТКО в 3–5 раз.

Для двигателей со средним и высоким наддувом из-за большой разницы в оборотах между ТКО и двигателем более целесообразно применять газодинамическую связь.

Недавние исследования показали, что при сложной форме лопаток обе схемы движения газовых потоков (прямоточная и противоточная) практически равноценны по эффективности. А благодаря своим особенностям способа работы и устройства ТКО имеет почти в два раза ниже обороты ротора при одинаковом напоре компрессора.

Список литературы:

1. *Расчёт автомобильных и тракторных двигателей / А.И. Колчин, В.П. Демидов. – 3-е изд., пер. и доп. – М.: Высш. шк., 2003. – 496 с.*
2. *Автомобильные двигатели с турбонаддувом/ Н.С. Ханин, Э.В. Аболтин, Б.Ф. Лямцев, Е.Н. Зайцев. - М.: Машиностроение, 1991. – 336 с.*
3. *Дизели. Справочник. – 3-е изд., перераб. и доп./ Под общ. ред. В.А. Ваниейдта и др. – Л.: Машиностроение, 1977. – 480 с.*
4. *Патент України №61913. Турбокомпресор і спосіб його роботи. МКІ⁷ F02C6/12, F04D17/00.*
5. *Шкабура В.А., Сысун А.И. Оптимизация параметров турбокомпрессоров для турбонаддува поршневых двигателей // Авиационно-космическая техника и технология. – 2005. – №2/18. – С.58-61.*
6. *Шкабура В.А. Результаты исследований схем движения газовых потоков в турбокомпрессоре с общим рабочим колесом применительно к газотурбинному двигателю// Авиационно-космическая техника и технология. – 2005. – №8/24. – С.143-145.*
7. *Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей: Учебник для вузов/ Под ред. А.С. Орлова, М.Г. Круглова. – М.: Машиностроение, 1983.-372 с.*
8. *Овсянников Б.В., Боровский Б.И. Теория и расчет агрегатов питания жидкостных ракетных двигателей. – 3-е изд., пер. и доп. - М.: Машиностроение, 1986.- 376 с.*
9. *Симсон А.Э., Каминский В.Н. Турбонаддув высокооборотных дизелей. – М.: Машиностроение, 1976. – 288 с.*

УДК 621.1.018

**В.А. Звонов, д-р техн. наук, А.П. Марченко, д-р техн. наук,
И.В. Парсаданов, д-р техн. наук, А.П. Поливянчук, канд. техн. наук**

ОЦЕНКА ВЫБРОСА ТВЕРДЫХ ЧАСТИЦ С ОТРАБОТАВШИМИ ГАЗАМИ АВТОТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ

Введение

Одной из составляющих комплекса мер по обеспечению экологической безопасности дизелей является реализация решений по снижению и контроль массового выброса твердых частиц с отработавшими газами (ОГ). Твердые частицы (ТЧ), представляющие собой смесь сажи, несгоревших углеводородов, сульфатов и других включений, вслед за оксидами азота занимают второе место по агрессивности в выбросах ОГ дизеля [1,2].

Для измерения массового выброса ТЧ с ОГ дизелей необходимы специальные дорогостоящие измерительные системы – разбавляющие туннели, которые в Украине в настоящее время не производятся

и не применяются. Вместе с тем, отечественное двигателе- и машиностроение испытывают острую потребность в данном оборудовании, поскольку стандартами Украины, гармонизированными с международными стандартами, предусматривается нормирование массовых выбросов ТЧ дизелей автомобилей и сельскохозяйственных машин.

На протяжении последних 10-ти лет в Восточноукраинском национальном университете (ВНУ) им. В. Даля проводились работы по созданию разбавляющих туннелей на основе мирового опыта их применения. Результатом данных работ стало изготовление опытного образца микротуннеля МКТ-2, с помощью которого на кафедре ДВС Национального

технического университета «ХПИ» дана оценка выброса ТЧ с ОГ автотракторного дизеля 4ЧН12/14 (СМД-23).

Постановка задачи

Основной целью исследований являлась экспериментальная отработка гравиметрической процедуры измерений массовых выбросов ТЧ дизеля микро-туннелем МКТ-2, в соответствии с международными нормативно-правовыми документами [3-5]. Достижение указанной цели обеспечивалось путем решения следующих задач:

- монтаж системы контроля массовых выбросов ТЧ на исследовательском стенде дизеля в соответствии с установленными требованиями;
- проведение стендовых испытаний с замером массовых выбросов ТЧ на отдельных режимах работы двигателя;
- оценка массового выброса ТЧ по Европейскому 13-ступенчатому циклу.

Методика измерений выбросов ТЧ

Микротуннель МКТ-2 – полуавтоматизированная измерительная система, спроектированная в соответствии с требованиями международных стандартов. Часть ОГ с массовым расходом G_{exh}^t отбирается из выпускной системы дизеля и подается в разбавляющий туннель, где происходит их смешивание с атмосферным воздухом (рис. 1), что обеспечивает имитацию естественного процесса разбавления ОГ, выбрасываемых из выпускной трубы дизеля в атмосферу. Из туннеля поток разбавленных ОГ с массовым расходом G_{sam} через один из шаровых кранов поступает в байпасную магистраль, либо в рабочий канал, в котором установлен патрон с двумя фильтрами (основным и вспомогательным). Шаровые краны К1 и К2 всегда находятся в противоположных состояниях: когда один открыт – другой закрыт и наоборот.

При подготовке пробы к анализу открыт кран К1 и разбавленные ОГ протекают через байпасную магистраль. С помощью дросселя Д регулируется давление в магистрали так, чтобы в момент переключения кранов не возникало гидравлического удара. При выполнении процедуры отбора проб ТЧ открыт кран К2 и вся проба разбавленных ОГ протекает через фильтры. При этом фиксируется продолжительность данной процедуры τ_{sam} . Коэффициент разбавления ОГ q , равный отношению массовых расходов G_{sam} и G_{exh}^t , в ходе испытаний устанавливается таким, чтобы температура пробы перед фильтрами t_f не превышала 52 °С.

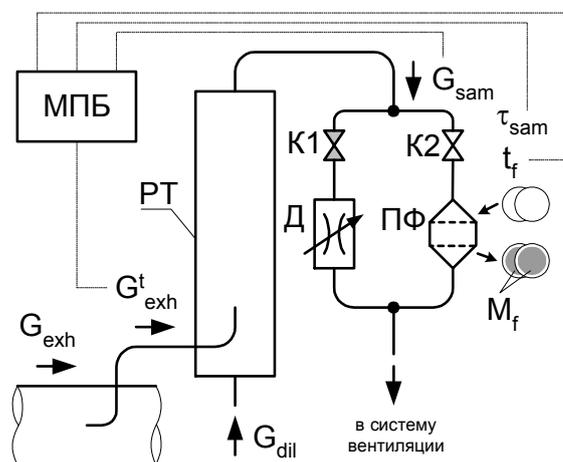


Рис. 1. Принципиальная схема микротуннеля МКТ-2: МПБ – микропроцессорный блок; РТ – разбавляющий туннель; К1, К2 – шаровые краны; Д – дроссель; ПФ – патрон с фильтрами для отбора ТЧ.

После завершения испытаний измеряется масса ТЧ M_f , как прирост массы рабочих фильтров за время испытаний. Для контроля параметров G_{sam} , G_{exh}^t , τ_{sam} , t_f и управления шаровыми кранами К1 и К2 используется микропроцессорный блок. В ходе испытаний все указанные величины протоколируются и используются при вычислениях следующих показателей:

- а) массовых выбросов ТЧ на отдельных режимах работы дизеля – PT_{massi} ;

$$PT_{massi} = \frac{M_{fi}}{M_{sami}} \cdot q_i \cdot G_{exhi}, \text{ г/ч},$$

где i – индекс режима; $M_{sami} = G_{sami} \cdot \tau_{sami}$ – масса пробы разбавленных ОГ, прошедшей через фильтры на i -м режиме, г; G_{exhi} – массовый расход ОГ в выпускной системе дизеля на i -м режиме, г/ч;

б) удельных выбросов ТЧ на отдельных режимах работы дизеля - \overline{PT}_{massi} :

$$\overline{PT}_{massi} = \frac{PT_{massi}}{N_{ei}}, \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)},$$

где N_{ei} – эффективная мощность дизеля на i -м режиме, кВт.

Если двигатель испытывается по 13-ступенчатому, 8-ступенчатому или другому циклу, то рассчитывают с массовый выброс ТЧ за цикл испытаний:

$$PT = \frac{PT_{mass}^{test}}{N_e^{test}}, \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)},$$

$$PT_{mass}^{test} = \sum_{i=1}^n (PT_{massi} \cdot WF_i), \text{ г/ч},$$

$$N_e^{test} = \sum_{i=1}^n (N_{ei} \cdot WF_i), \text{ кВт},$$

где PT_{mass}^{test} и N_e^{test} – средние за цикл массовый выброс ТЧ и эффективная мощность дизеля; n – число режимов испытательного цикла; WF_i – весовые факторы режимов испытательного цикла.

Результаты исследований

В ходе подготовки и проведения исследований был произведен монтаж МКТ-2 на испытательном стенде дизеля 4ЧН12/14 (рис. 2.). Пробоотборник ТЧ расположен на осевой линии прямолинейного участка выпускной трубы и направлен навстречу потоку

ОГ. Расстояния до ближайших гидравлических сопротивлений 6 диаметров трубопровода перед пробоотборником ТЧ и 3 – за ним.

Измерения массовых и удельных выбросов ТЧ проведены на режимах работы, характеризующихся 3-частотами вращения коленчатого вала дизеля: 1000, 1500 и 2000 мин⁻¹ и 6-ю значениями нагрузки на каждой из частот вращения: 0, 10, 25, 50, 75 и 100 %.



Рис. 2. Монтаж МКТ-2 на тормозном стенде дизеля СМД-23

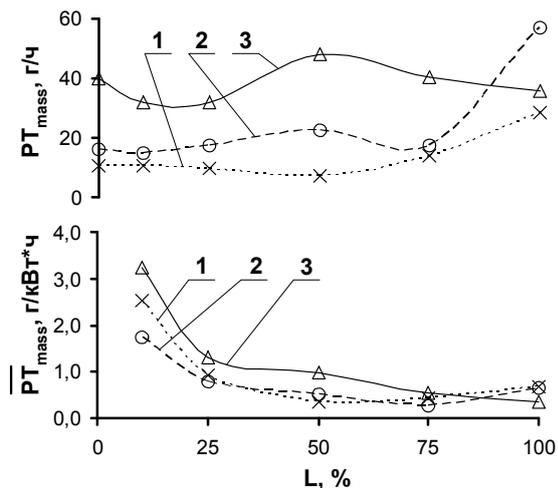


Рис. 3. Влияние нагрузки на массовые и удельные выбросы ТЧ: 1 - $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$; 2 - $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$; 3 - $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$.

Влияние нагрузки на выброс ТЧ на исследованных частотах вращения коленчатого вала дизеля показано на рис.3.

По результатам испытаний в соответствии с Европейским 13-ступенчатым циклом был определен удельный массовый выброс ТЧ с ОГ дизеля 4СН12/14 (СМД-23), значение которого составило 0,639 г/(кВт·ч).

Фильтры с отобранными частицами (рис. 4) могут использоваться для дальнейших исследований структуры ТЧ [6].

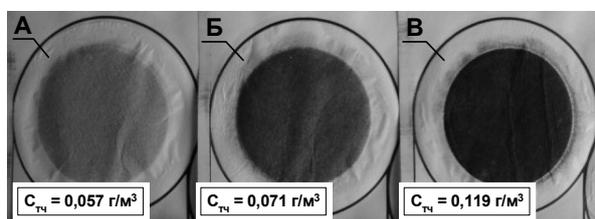


Рис. 4. Фильтры с ТЧ

Выводы

1. Впервые создан и прошел экспериментальную проверку отечественный образец системы контроля массовых выбросов ТЧ с ОГ дизелей - микротуннель МКТ-2, соответствующий требованиям международных стандартов.

2. С помощью МКТ-2 дана оценка массового выброса ТЧ с отработавшими газами дизеля 4СН12/14 (СМД-23), что подтвердило практическую

пригодность микротуннеля для проведения исследовательских и сертификационных испытаний

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

1. *Экология автомобильных двигателей внутреннего сгорания: Уч. пособие / В.А. Звонов, Л.С. Заиграев, В.И. Черных, А.В. Козлов / Под ред. Звонова В.А. – Луганск: изд-во СНУ им. В. Даля, 2004. – 268 с.*
2. *Парсаданов И.В. Повышение качества и конкурентоспособности дизелей на основе комплексного топливно-экологического критерия: Монография. – Харьков: Изд. Центр НТУ «ХПИ», 2003. – 244 с.*
3. *Regulation № 49. Revision 2. Uniform provision concerning the approval of compression ignition (C.I.) engines and vehicles equipped with C.I. engines with the regard to the emission of pollutants by the engine. Geneva, 1992. – 114 p.*
4. *Regulation № 96. Uniform provision concerning the approval of compression ignition (C.I.) engines to be installed in agricultural and forestry tractors with regard to the emissions of pollutants by the engine. Geneva, 1995. – 109 p.*
5. *ISO 8178. Reciprocating internal combustion engines – Exhaust emission measurement – Part 1: Test – bed measurement of gaseous and particulate exhaust emissions, 1996. – 94 p.*
6. *Звонов В.А., Корнилов Г.С., Козлов В.А., Симонова Е.А. Оценка и контроль выбросов дисперсных частиц с отработавшими газами дизелей. – М.: Издательство Прима-Пресс-М, 2005. – 312 с.*

УДК 621.43

Н.К. Шокотов, д-р техн. наук, Е.И. Янговский, д-р техн. наук

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ХИМИЧЕСКИ ЧИСТОГО АВТОМОБИЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ БЕЗ НАДДУВА НА РАЗЛИЧНЫХ ТОПЛИВАХ

Рассматривается эффективность химически чистого (безвыбросного) автомобильного двигателя без наддува при его работе на бензине, пропане и метане, в котором осуществлено внутреннее форсирование путем изменения мольной доли кислорода в окислителе.

На рис. 1а показана предлагаемая схема химически чистой силовой установки, состоящей из поршневого двигателя (VM), системы образования исходного заряда и расположенной между ними системы кислородоснабжения [1, 2, 3, 4].

В качестве VM принят разработанный фирмой Volkswagen и ее филиалами в США [5] рядный, четырехтактный ($i = 4$), четырехцилиндровый ($z = 4$) с соотношением хода поршня к диаметру цилиндра $S/D = 68,4/79,5$ двигатель, который при степени

сжатия $\epsilon = 8,3$ и частоте вращения коленчатого вала $n = 5000 \text{ мин}^{-1}$ развивает на стенде эффективную мощность $N_e = 48 \text{ кВт}$.

Система образования исходного заряда состоит из доохладителя потоков отработавшего газа и кислорода $M_{28} = M_{O_2}(R4)$, где M''_{CO_2} , M''_{H_2O} , M'''_{CO_2} – соответственно образующиеся при горении диоксид углерода и пары воды, а также транзитный диоксид углерода; водного сепаратора (WS), отводящего водный конденсат; разделителя потока сухого диоксида углерода (AB) на $M_9 = M''_{CO_2}$ и $M_7 = M'''_{CO_2}$, смесителя исходных элементов заряда (M_i), т.е. суммы $M_1 = M_s = M_B + M_{O_2} + M'''_{CO_2}$, где M_B – поток топлива, а $M_{Ox} = M_{O_2} + M'''_{CO_2}$ – поток окислителя.

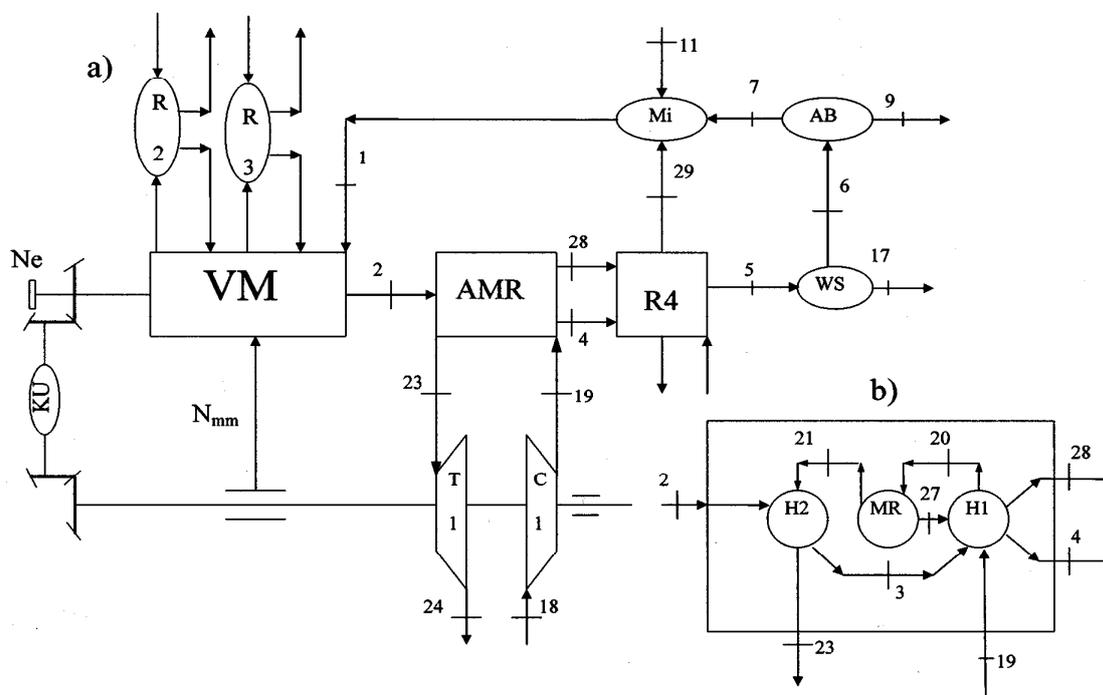


Рис. 1. Схема химически чистой силовой установки

Выбор такой дополнительной системы диктуется

необходимостью реализации в силовой установке

замкнутого цикла 1–2–4–5–6–7–1.

Система кислородоснабжения состоит из воздушного компрессора С1, автомобильного мембранного реактора AMR [6, 7] и воздушной турбины Т1. Использование С1 и Т1 в силовой установке без наддува обусловлено необходимостью создания условий для эффективного отделения кислорода от потока воздуха в AMR. Реактор AMR (рис.1b) состоит из нагревателей Н1 и Н2 и расположенного между ними мембранного (из керамических пластин) реактора MR. После С1 поток воздуха $M_{19} = M_L$ нагревается продуктами сгорания (поток 3) и направляется в MR (поток 20). При этом обеспечивается нагрев керамических пластин до $t_m = 800 \div 1000$ °С и отношение парциальных давлений кислорода над и под мембраной $\pi_{O_2} \geq 3,0$ [6, 7]. Отдав кислород в количестве M_{O_2} (поток 27), воздух M_{21} поступает в Н2, где продуктами сгорания M_2 нагревается до температуры $T_{23} = T_2 - 20$ и в качестве рабочего тела турбины $M_{23} = M_T = M_L - M_{O_2}$ направляется к Т1.

В системе кислородоснабжения реализуется вспомогательный цикл 18–19–20–21–23–24, в ходе которого отбирается M_{O_2} и вырабатывается дополнительная мощность $N_{KT} = N_{T1J} - N_{C1J} - N_{mm}$, где N_{T1J} – мощность турбины, N_{C1J} – мощность на привод компрессора, N_{mm} – потери мощности на трение в подшипниках лопаточных машин, обгонной муфте КУ и редукторе.

Потоки $M_9 = M''_{CO_2}$ и $M_{17} = M''_{H_2O}$ выводят M''_{CO_2} и M''_{H_2O} из цикла, а поток M_9 далее сжимается, сжимается и транспортируется для захоронения.

Потоки топлива $M_{11} = M_B$ и воздуха $M_{18} = M_L$ подводятся из окружающей среды, потоки воздуха $M_{24} = M_T$ и воды $M_{17} = M_{H_2O}$ отводятся в окружающую

среду. Радиаторные секции R2 и R3 служат для отвода в окружающую среду теплоты соответственно от масла и воды.

В табл. 1 для метана (CH_4), пропана (C_3H_8) и бензина (C_nH_m) приведены значения мольных долей элементов заряда M_S в зависимости от мольной доли кислорода в окислителе O_{24} , коэффициента избытка окислителя α и теоретически необходимого количества кислорода для окисления 1 кмоль углеводородного топлива $\tilde{O}_{2M} : \mu_B = 1 / (1 + \alpha \tilde{O}_{2M} / O_{24})$ – доля топлива; $\mu_{O_2} = \alpha \tilde{O}_{2M} \cdot \mu_B$ – доля кислорода; $\mu_{CO_2} = (1 - O_{24}) \cdot \mu_{O_2} / O_{24}$. Далее принимается $\alpha = 1$.

Для каждого из топлив C_nH_m в рассматриваемом случае $\tilde{O}_{2M} = n + m/4$. Так для метана $\tilde{O}_{2M} = 2,0$, для пропана $\tilde{O}_{2M} = 5,0$. Для бензина здесь принят состав: C = 0,85 и H = 0,15, а мольная масса бензина $m_B = 114$ кг/кмоль. При этом получается $n = 8,075$, $m = 17,1$ и $\tilde{O}_{2M} = 12,35$.

Видно, что при $\alpha = 1,0$ отношение μ_B / μ_{O_2} равно \tilde{O}_{2M} . В предлагаемом двигателе (рис. 1a) за счет суммарной поверхности мембран AMR можно обеспечить $O_{24} = 0,209$ (как и в воздухе), а также $O_{24} = 0,3$ и выше. Таким свойством обладают только предлагаемые химически чистые двигатели с мембранным реактором.

Из данных табл. 1 видно, что при повышении O_{24} , пропорционально растут μ_B , μ_{O_2} и увеличивается мольная доля эффективно подводимого к рабочему телу тепла

$$q_{1A} = \frac{Q_{1A}}{M_S} = \frac{\Delta h_{UM}}{1 + \alpha \frac{\tilde{O}_{2M}}{O_{24}}} = \Delta h_{UM} \cdot \mu_B,$$

Таблица 1. Мольные доли элементов заряда цилиндра, низшая мольная теплота сгорания и мольная располагаемая теплота топлива

Топливо	O ₂₄	0,209	0,3	0,4	0,5
CH ₄	μ _B	0,094613	0,13043	0,166667	0,2000
	μ _{O₂}	0,18923	0,26087	0,33333	0,4000
	μ _{CO₂}	0,71616	0,6087	0,50003	0,4000
	μ _{O₂} /μ _B = \tilde{O}_{2M}	2,0	2,0	2,0	2,0
	Δh _{UM} , кДж/кмоль	802300	802300	802300	802300
	q _{1A} , кДж/кмоль	75908,0	104644,0	133719,0	160460,0
	\tilde{q}_{1A}	1,0	1,379	1,762	2,114
C ₃ H ₈	μ _B	0,04012	0,0566	0,07407	0,090909
	μ _{O₂}	0,2006	0,28302	0,37037	0,454545
	μ _{CO₂}	0,75928	0,66038	0,55556	0,454546
	μ _{O₂} /μ _B = \tilde{O}_{2M}	5,0	5,0	5,0	5,0
	Δh _{UM} , кДж/кмоль	2044000	2044000	2044000	2044000
	q _{1A} , кДж/кмоль	82005,3	115690,4	151399,1	185818,0
	\tilde{q}_{1A}	1,0	1,411	1,846	2,266
Бензин C _{8,075} H _{17,1} (средняя)	μ _B	0,01664	0,023715	0,031373	0,038910
	μ _{O₂}	0,2055	0,29289	0,38745	0,48054
	μ _{CO₂}	0,77786	0,68340	0,58118	0,48055
	μ _{O₂} /μ _B = \tilde{O}_{2M}	12,35	12,35	12,35	12,35
	Δh _{UM} , кДж/кмоль	5004486	5004486	5004486	5004486
	q _{1A} , кДж/кмоль	83274,6	118681,4	157005,7	194724,6
	\tilde{q}_{1A}	1,0	1,425	1,885	2,338

что должно привести и приводит к росту среднего индикаторного p_i и среднего эффективного p_e давления, так как они зависят от среднего теплового давления

$$P_Q = q_{1A} \frac{p_0 \eta_v}{8,314T_0},$$

где Δh_{UM} – мольная низшая теплота сгорания, p_0 и T_0 – давление и температура окружающей среды, η_v – коэффициент наполнения, приведенный к параметрам окружающей среды.

В величине $\eta_e = N_e / Q_{1A}$ наблюдаются небольшие отличия. В январе 2006 г. в Германии цена бензина (P_v) была равна 1,24 €/л, пропана – 0,639 €/л, метана (P_G) – 0,829 €/кг.

Для рассматриваемых двигателей часовой расход топлива V_q на номинальном режиме и его стоимость W_q при указанных выше ценах соответ-

ственно равны: для прототипа на бензине $V_q = 14,53$ кг/час и $W_q = 25,74$ €/час; на пропане $V_q = 13,99$ кг/час и $W_q = 17,57$ €/час; на метане – $V_q = 11,98$ кг/час и $W_q = 9,935$ €/час.

Эти данные позволяют определить удельный эффективный расход топлива $g_e = V_q / N_e$ и стоимость одного кВт·ч вырабатываемой двигателем энергии $P_r = W_q / N_e$. Между g_e и P_r имеется связь:

– при работе на бензине и пропане

$$P_r = \frac{P_v}{\rho} g_e 10^{-1} \frac{\text{центов}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}, \quad (1)$$

– при работе на метане

$$P_r = P_G g_e 10^{-1} \frac{\text{центов}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}. \quad (2)$$

Таким образом, цена 1 кВт·ч зависит как от цены топлива, так и от эффективности использования топлива в двигателе (ρ – плотность топлива).

При переходе с бензина на пропан снижается

удельный эффективный расход топлива на $\Delta g_e = 302,7 - 284,8 = 17,9$ г/(кВт·ч), а стоимость 1 кВт·ч снижается на

$$\Delta P_r = \frac{P_{v0} - P_{vi}}{P_{v0}} \cdot 100 = \frac{53,62 - 35,76}{53,62} \cdot 100 = 33,3 \% \quad (3)$$

При переходе с бензина на метан экономится соответственно $\Delta g_e = 302,7 - 276,8 = 25,9$ г/(кВт·ч) и $\Delta P_r = \frac{53,62 - 22,95}{53,62} \cdot 100 = 57,2$ %. При сравнительном анализе экономии в стоимости расходуемого топлива по сравнению с прототипом можно вычислить также из соотношения

$$\tilde{W} = \frac{P_{v0} N_{ei} - P_{vi} N_{ei}}{P_{v0} N_{ei}} = \frac{W_0 - W_i}{W_0} = \frac{S}{W} \quad (4)$$

где W_0 – стоимость израсходованного топлива, например, при работе на пропане (при цене 1 кВт·ч прототипа); W_i – реальная стоимость топлива за час работы на пропане; S – экономия в € за час работы двигателя на пропане по сравнению с прототипом на бензине, т.е. при работе на пропане

$$\tilde{W} = \frac{0,5362 \cdot 49,13 - 0,3576 \cdot 49,13}{0,5362 \cdot 49,13} \cdot 100 = \frac{26,344 - 17,569}{26,344} \cdot 100 = 33,3 \%$$

При работе на метане экономия составит

$$\tilde{W} = \frac{0,5362 \cdot 43,29 - 0,2295 \cdot 43,29}{0,5362 \cdot 43,29} \cdot 100 = \frac{23,212 - 9,935}{23,212} \cdot 100 = 57,2 \%$$

Таблица 2. Показатели двигателя-прототипа на бензине и его вариантов на газе

Название параметра	Топливо	В	C ₃ H ₈	CH ₄
	Параметр			
Степень сжатия	ϵ	8,3	8,5	8,5
Температура в конце сжатия	T_c, K	683	701	755

Почти такой же результат зафиксирован и на практике. Ежедельник «Euro-Express» пишет: «...Водители смогут убедиться воочию: автомобиль, который на природном газе, выгоден. Его заправка обходится в два раза дешевле, чем, например, заправка машины с бензиновым двигателем» [8].

В табл. 2 приведены экологические показатели рассматриваемых двигателей с выхлопом в атмосферу. Коэффициент экологической чистоты двигателя η_{δ} можно выразить произведением коэффициента химической чистоты η_{ch} , коэффициента акустической чистоты $\eta_{ак}$, и коэффициента термической чистоты η_{th} , т.е.

$$\eta_{\delta} = \eta_{ch} \cdot \eta_{ак} \cdot \eta_{th} \quad (5)$$

Прототип выбрасывает в атмосферу за час работы на номинальном режиме до 45,28 кг «парникового» газа ($G_{CO_2} = 45,28$ кг/час) плюс токсические вещества. При работе на пропане – $G_{CO_2} = 41,97$ кг/час, на метане – 32,96 кг/час. Хотя газовые варианты прототипа выбрасывают в атмосферу CO₂ меньше, а «содержание токсичных компонентов в выхлопном газе двигателей внутреннего сгорания, работающих на сжатом газе, в два, а то и в три раза меньше, чем в тех, которые используют иные виды моторного топлива» [8], все же для прототипа и его вариантов на газе η_{ch} нужно принять равным нулю.

Фирма Volkswagen плотно «упаковывает» свой двигатель в звукоизолирующую оболочку. Поэтому значение $\eta_{ак}$ примем равным 1,0 ($\eta_{ак} = 1,0$).

Подведенная теплота	Q_{1A} , кВт	177,17	180,54	166,92
Индикаторная мощность	N_i , кВт	68,95	70,1	64,0
Индикаторный КПД	η_i	0,389	0,388	0,383
Среднее индикаторное давление	p_i , кПа	965,1	980,9	899,2
Эффективная мощность	N_e , кВт	48,0	49,13	43,29
Эффективный КПД	η_e	0,2709	0,2721	0,2594
Среднее эффективное давление	p_e , кПа	671,9	687,7	606,0
Часовой расход топлива	$B_{\text{ч}}$, кг/час	14,53	13,99	11,98
Стоимость часового расхода топлива	W_4 , €/час	25,74	17,57	9,935
Удельный эффективный расход топлива	g_e , г/(кВт·ч)	302,7	284,8	276,8
Цена 1 кВт·ч выработанной энергии	P_r , ш/(кВт·ч)	53,62	35,76	22,95
Экономия в стоимости топлива	S , €/час	–	8,775	13,28
% снижения стоимости топлива	\tilde{S} , %	–	33,3	57,2
% снижения стоимости 1 кВт·ч	ΔP_r , %	–	33,3	57,2
Выброс CO ₂ в атмосферу	G_{CO_2} , кг/час	45,28	41,97	32,96
Коэффициент химической чистоты	η_{ch}	0	0	0
Коэффициент акустической чистоты	$\eta_{\text{ак}}$	1	1	1
Выброс эксергии в атмосферу	$E_{\text{ав}}$, кВт	54,61	54,51	50,66
Эксергия топлива	E_c , кВт	182,98	189,8	172,75
Коэффициент термической чистоты	η_{th}	0,7	0,7128	0,7068
Коэффициент экологической чистоты	$\eta_{\text{о}}$	0	0	0

С выхлопными газами, от масла и воды прототип выбрасывает в атмосферу более 70 % теплоты топлива. Объективности ради нужно принять, что атмосферу термически загрязняет только эксергия выхлопных газов $E_{\text{ав}}$. Обозначим эксергию топлива E_c . Тогда прототип имеет коэффициент термической чистоты (табл. 1)

$$\eta_{\text{th}} = \frac{E_c - E_{\text{ав}}}{E_c} = 0,7. \quad (6)$$

На том же уровне значение η_{th} имеют и газовые варианты прототипа.

С учетом сказанного выше получим «нулевую» экологическую чистоту прототипа и его газовых вариантов (5).

В табл. 3 приведены значения параметров рабочего тела в потоках химически чистых двигателей (рис. 1а) при работе на различных топливах и значениях мольной доли кислорода в окислителях, равных

0,3 и 0,5. В табл. 4 приведены значения коэффициентов наполнения η_v химически чистых двигателей без наддува, принятых значений степени сжатия (ограниченных значениями температуры T_c), а также значения $\eta_i = p_i/p_Q$ и $\eta_e = p_e/p_Q$, где p_Q – среднее тепловое давление [9].

Хотя в химически чистых двигателях можно принять повышенные значения ε , эффективность преобразования в цилиндре двигателя теплоты топлива в работу (η_i) понизилась в связи с наличием транзитной составляющей в рабочем теле $M_{\text{CO}_2}^m$ и увеличением Q_{1A} . Так, при повышении доли кислорода в окислителе (O_{2A}) до 0,5 количество Q_{1A} возросло в 2,435 раза по сравнению с прототипом (оба двигателя на бензине). Эффективный КПД при этом вырос в 1,5 раза, p_i – в 2,175 раза, p_e – в 3,68 раза.

Таблица 3. Параметры потоков в химически чистых двигателях

Топливо	O ₂	Параметр										
			1	2	4	9	11	17	19	23	24	28
Бензин	0,3	T, К	309,0	1539,8	535,4	313,0	293,0	313,0	520,4	1519,8	1055,3	535,4
		M, кмоль/с	0,002208	0,0023283	0,0023283	0,000424	0,0000525	0,000449	0,0043424	0,003696	0,003696	0,0006466
		H, кВт	29,89	172,63	53,46	5,666	3,985	1,354	65,10	174,30	117,0	9,986
	0,5	T, К	306,0	2165,6	535,4	313,0	293,0	313,0	520,4	2145,6	1525,5	535,4
		M, кмоль/с	0,002217	0,0024996	0,0024996	0,0006965	0,0000862	0,0007375	0,00493	0,003865	0,003865	0,0010654
		H, кВт	30,24	266,1	54,717	9,307	6,545	2,223	73,91	268,83	183,02	16,452
C ₃ H ₈	0,3	T, К	310,2	1554,8	535,4	313,0	293,0	313,0	520,4	1534,8	1066,6	535,4
		M, кмоль/с	0,0022585	0,0023863	0,0023863	0,0003835	0,0001258	0,0005113	0,004327	0,003688	0,003688	0,0006392
		H, кВт	27,58	174,09	53,276	5,125	1,973	1,532	64,87	175,83	118,06	9,87
	0,5	T, К	309,0	2179,5	535,4	313,0	293,0	313,0	520,4	2159,5	1536,1	535,4
		M, кмоль/с	0,002266	0,002472	0,002472	0,0006179	0,0002059	0,0008239	0,004823	0,003793	0,003793	0,00103
		H, кВт	26,134	263,0	53,61	8,2569	3,23	2,483	72,31	265,79	181,0	15,905
CH ₄	0,3	T, К	310,5	1524,6	535,4	313,0	293,0	313,0	520,4	1504,6	1043,9	535,4
		M, кмоль/с	0,0022585	0,0022585	0,0022585	0,0002946	0,0002946	0,000589	0,000404	0,00345	0,00345	0,000589
		H, кВт	26,04	159,33	49,86	3,9365	2,4404	1,7758	60,568	150,54	107,96	9,095
	0,5	T, К	309,0	2117,0	535,4	313,0	293,0	313,0	520,4	2097	1488,5	535,4
		M, кмоль/с	0,002266	0,002266	0,002266	0,0004532	0,0004532	0,0009064	0,004326	0,00342	0,00342	0,0009064
		H, кВт	23,91	229,18	48,33	6,056	3,7543	2,732	64,86	231,73	157,6	13,997

Чтобы полнее понять результаты внутреннего форсирования химически чистых двигателей без наддува, рассмотрим их балансы мощности (табл. 5)

$$N_e = N_{em} + N_{кт} = (N_i + N_f - N_r) + (N_{Tij} + N_{Cij} - N_{mm}); \quad (7)$$

$$\eta_e = \eta_{em} + \Delta\eta_{кт} = (\eta_i + \Delta_f - \Delta_r) + (\Delta_{T1} + \Delta_{C1} - \Delta_{mm}), \quad (8)$$

где N_{em} , N_f , N_r – соответственно эффективная мощность поршневого мотора, мощность его насосных ходов и механические потери.

Таблица 4. Условия и результаты внутреннего форсирования химически чистых двигателей без наддува при различных топливах

Параметр	Прототип	O ₂₄ = 0,3				O ₂₄ = 0,5			
		B	C ₃ H ₈	CH ₄	\tilde{x}	B	C ₃ H ₈	CH ₄	\tilde{x}
η_v	0,716	0,743	0,760	0,760	–	0,750	0,760	0,760	–
ε	8,3	16,0	17,0	17,0	–	18,0	18,0	19,0	–
T _c , К	683	590	655	709	–	592	663	756	–
p _O , кПа	2481	3680	3658	3309	1,483	6042	5893	5090,9	2,435
p _i , кПа	965,1	1300,3	1228	1102,0	1,347	2099	1953	1680	2,175
η_i	0,389	0,353	0,336	0,333	0,907	0,348	0,331	0,330	0,895
p _e , кПа	672,0	1354,4	1290	1149,0	2,015	2474	2324	1957	3,682
η_e	0,271	0,368	0,353	0,347	1,358	0,409	0,394	0,385	1,509
T _{max} , К	2800	2636	2647	2605	0,941	3579	3572	3500	1,278
p _{max} , атм	55,9	110,0	113,4	105,9	1,968	178,7	177,8	159,7	3,197

Таблица 5. Баланс мощностей по силовым установкам (кВт, %)

Статьи	O ₂₄ = 0,3			O ₂₄ = 0,5		
	В	C ₃ H ₈	CH ₄	В	C ₃ H ₈	CH ₄
Q _{1A}	262,86	261,3	236,35	431,66	421,0	363,6
N _e	96,76	92,17	82,07	176,77	166,0	139,85
N _{ем}	71,95	66,8	57,81	129,06	118,58	99,08
N _{кт}	24,81	25,37	24,26	47,709	47,47	40,77
N _i	92,90	87,75	78,76	150,01	139,53	120,0
N _f	-1,701	-1,701	-1,701	-1,701	-1,701	-1,701
N _r	19,249	19,249	19,249	19,249	19,249	19,249
N _{Т1J}	57,29	57,77	56,58	85,81	84,784	74,127
N _{С1J}	29,09	28,98	28,98	33,03	32,306	28,98
N _{mm}	3,386	3,414	3,344	5,07	5,011	4,381
η _e	36,81	35,27	34,72	40,95	39,44	38,46
η _{ем}	27,37	25,56	24,46	29,9	28,17	27,25
Δη _{кт}	9,44	9,709	10,26	11,05	11,276	11,21
η _i	35,34	33,58	33,32	34,75	33,14	33,01
Δ _f	-0,647	-0,65	-0,72	-0,394	-0,404	-0,468
Δ _r	7,32	7,367	8,144	4,459	4,572	5,294
Δ _{Т1}	21,79	22,107	23,94	19,88	20,12	20,39
Δ _{С1}	11,07	11,09	12,26	7,65	7,67	7,97
Δ _{mm}	1,288	1,307	1,415	1,175	1,19	1,205

Следует отметить следующее: первое – прототип и его газовые варианты с выхлопом в атмосферу не имеют в рассматриваемом случае $N_{кт}$ и $\Delta\eta_{кт}$. Второе – химически чистых двигателях указанные добавки значительны: при $O_{24} = 0,3$ они составляют при работе на бензине 9,44 % от Q_{1A} , при работе на пропане – 9,71 %, на метане – 10,26 %. При $O_{24} = 0,5$ и работе на бензине – 11,05 % от тоже возросшего потока Q_{1A} , при работе на C_3H_8 – 11,28 %, на CH_4 – 11,21 %. В химически чистых двигателях мощность газовой турбины $N_{Т1J}$ становится сравнимой с $N_{ем}$.

Правда, при повышении O_{24} растут максимальные давления цикла p_{max} и температуры T_{max} (табл. 3). Это может ограничить допустимое значение O_{24} или ϵ .

В соответствии с данными табл. 6 в химически чистом двигателе, работающем на бензине, удельный эффективный расход топлива уменьшился по сравнению с прототипом на 80 г/(кВт·ч) при $O_{24} = 0,3$ и на 102,45 г/(кВт·ч) при $O_{24} = 0,5$. Стоимость 1 кВт·ч выработанной энергии соответственно понизилась на $\Delta P_r = 26,4$ % при $O_{24} = 0,3$ и на $\Delta P_r = 33,85$ %

при $O_{24} = 0,5$. Экономия на стоимости топлива составила $S = 13,7$ €/час при $O_{24} = 0,3$ (стоимость использованного топлива $W = 38,185$ €/час) и $S = 32,08$ €/час при $O_{24} = 0,5$ (стоимость израсходованного топлива $W = 62,707$ €/час). При переходе с бензина на C_3H_8 в химически чистом двигателе по сравнению с прототипом снижение стоимости 1 кВт·ч составило $\Delta P_r = 48,56$ % при $O_{24} = 0,3$, а при $O_{24} = 0,5$ – $\Delta P_r = 54$ %.

Экономия на стоимости топлива составляет $S = 24$ €/час при $O_{24} = 0,3$ и $S = 48,06$ €/час при $O_{24} = 0,5$.

По сравнению с прототипом на бензине в химически чистом двигателе на метане стоимость 1 кВт·ч понизилась на 68,03 % при $O_{24} = 0,3$ и на 71,15 % при $O_{24} = 0,5$. Экономия на стоимости топлива составляет $S = 29,94$ €/час при $O_{24} = 0,3$ и $S = 53,35$ €/час при $O_{24} = 0,5$.

Таким образом, в химически чистых автомобильных двигателях по предлагаемой схеме (рис. 1а) идет дальнейшее существенное улучшение их технико-экономических показателей по сравнению с прототипом на бензине и при работе на бензине, и при

работе на пропане и метане.

А как изменились экологические показатели?

Выработка «парникового» газа G_{CO_2} с ростом

O_{24} в химически чистых двигателях возрастает по

сравнению с прототипом (табл. 6). Но это уже не

имеет значения, так как выброса CO_2 в атмосферу не

происходит

Таблица 6. Экономичность и экологическая чистота

Параметры	$O_{24} = 0,3$			$O_{24} = 0,5$		
	В	C_3H_8	CH_4	В	C_3H_8	CH_4
Экономичность						
M_B , кмоль/с	0,000052524	0,00012784	0,00029459	0,000086254	0,00020597	0,0004532
B_{ch} , кг/час	21,556	20,250	16,968	35,399	32,626	26,104
V_r , л/час	30,794	39,784	–	50,57	64,098	–
W_r , € / час	38,185	25,422	14,066	62,707	40,956	21,64
N_e , кВт	96,76	92,17	82,07	176,77	166,0	139,85
g_e , г/(кВт·ч)	222,78	219,7	206,75	200,25	196,54	186,66
P_r , ц/(кВт·ч)	39,46	27,58	17,14	35,47	24,67	15,47
Δg_e , г/(кВт·ч)	79,92	83,0	95,95	102,45	106,16	116,04
ΔP_r , %	26,4	48,56	68,03	33,85	53,99	71,15
S , € / час	13,7	24,0	29,94	32,08	48,06	53,35
Экологическая чистота						
G_{CO_2} , кг/час	67,18	60,75	46,66	110,33	97,9	71,79
η_{ch}	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
$\eta_{ак}$	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
$E_{аб}$, кВт	44,3	45,16	43,247	93,1	92,5	78,875
E_c , кВт	275,5	274,7	244,6	452,4	442,6	376,29
η_{th}	0,839	0,836	0,823	0,794	0,791	0,790
η_0	0,839	0,836	0,823	0,794	0,791	0,790

Известно, что кроме CO_2 с выхлопными газами в атмосферу выбрасываются и вредные для человека (токсичные) вещества: оксиды азота (NO_x), сажа, оксиды углерода (СО), углеводороды (СН), альдегиды, канцерогенные вещества и др. [10]. В химически чистых двигателях по предлагаемой схеме NO_x будет отсутствовать, а сажа, СО и СН будут догорать в последующих циклах. Что касается других токсичных веществ, то потребуются их нейтрализация разработанными промышленностью методами. Это позволяет принять $\eta_{ch} = 1,0$. По указанной выше причине $\eta_{ак} = 1,0$. Теперь в окружающую среду рабочее тело выбрасывается при температуре T_{24} (табл. 3), которая существенно ниже T_2 . При этом η_{th} возрастает до значения $\eta_{th} = 0,79 \pm 0,84$, а вместе с ним возрастает и η_0 от нуля до значения η_{th} .

Некоторые водители украшают с гордостью свой автомобиль надписью: «Я заправляюсь природным газом!» [8]. С учетом сказанного выше мы надеемся, что на этих автомобилях скоро появится и другая надпись: «Мой авто – экологически чистый!»

Выводы

1. Показано, что в выпускаемых промышленностью автомобильных двигателях без наддува и с выхлопом в атмосферу при их переводе с бензина на пропан стоимость 1 кВт·ч вырабатываемой энергии уменьшается на 33,3 %, а при переводе с бензина на метан – на 57,2 %. Все эти двигатели имеют «нулевую» экологическую чистоту.

2. Автомобильные двигатели с мембранным реактором при работе на углеводородных топливах имеют полную химическую чистоту, а термическая

их чистота повышается до 80 %, обеспечивая 80-ти процентную экологическую чистоту.

3. Только в этих химически чистых автомобильных двигателях, не применяя наддува, можно повысить по сравнению с прототипом на бензине среднее индикаторное давление в 2 раза, среднее эффективное давление в 2,5÷3 раза, эффективный КПД – в 1,5 раза.

4. По сравнению с прототипом на бензине в химически чистом автомобильном двигателе без наддува тоже работающем на бензине стоимость 1 кВт·ч вырабатываемой энергии уменьшается на 26,4÷34,0 %, при работе на пропане – на 48,5÷54,0 %, при работе на метане – на 68,0÷71,0 %.

Таким образом, максимально выиграют экология и владельцы автомашин, если автомобильные двигатели последних не только будут переведены с бензина на метан, но будут также дооснащены мембранными реакторами, позволяющими работать двигателю с мольной долей кислорода в окислителе, равной 0,3÷0,4.

Список литературы

1. Jantovski E., Shokotov M. ZEMPES (Zero Emission Piston Engine System), 2nd Annal Conf. on Carbon Dioxide, 621.436.74.03.001.5

Ларби Мохаммед, асп.

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ВПРЫСКИВАНИЯ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРОЙ С ДОПОЛНИТЕЛЬНОЙ ПРЕЦИЗИОННОЙ ПАРОЙ: ВТУЛКА ПЛУНЖЕРА – КОРПУС ВСАСЫВАЮЩЕГО КЛАПАНА

Введение

Дизели типа ДКРН третьей и четвертой модификаций (в дальнейшем ДКРН-3 и ДКРН-4) производства ПО «Брянский машиностроительный завод» (ПО БМЗ) широко распространены на судах морского флота. Опыт их эксплуатации выявил ряд недостатков топливных насосов высокого давления (ТНВД), которые в отдельных случаях резко ухудшают эксплуатационные показатели двигателей. Од-

ной из серьезных причин неудовлетворительной работы ТНВД многие механики судов считают увеличенный зазор $\delta_{в.к}$ между втулкой плунжера ТНВД и корпусом его всасывающего клапана.

2. Jantovski E., Shokotov M., Mc Govern I., Vaddella V. Zero Emission Piston Engine System for a Bus. Proc. Int. Conf. VAESEP, Dublin, 2004. 3. Jantovski E., Shokotov M., Mc Govern I., Foy K. Elaboration of Zero Emission Membrane Piston Engine System (ZEMPES) for propane fuelling 4th Carbon Sequestration Conference, Paper 109, Alexandria, VA USA, 2005. 4. Shokotov M., Jantovski E., Shokotov V. Exergi Conversion in the Thermochemical Recuperator of Piston Engine Proc. Int. Conf. ECOS 2005, Trondheim, Norway, 2005. 5. Итоги науки и техники. Двигатели внутреннего сгорания. Том 4. ВИНТИ, Мю, 1985, 282 с. 6. Armstrong P., Sorensen I., Foster T. ITM Oxygen: An Enabler for IGCC. Progress report. Gasification technologies 2003, 12–15 Oct. 2003. 7. Selimovic F., 2005, “Modeling of Transport Phenomena in Monolithic Structures related to CO₂-free power process”, Lund Uni. of Technology, Sweden, 03.07.2005. 8. Скворчевская А., Не бензином единым ..., Europe-Express, № 5, 30.01 – 15.02.2006. 9. Процессы в перспективных дизелях (Под ред. А.Ф. Шеховцова). Харьков: «Основа». 1992, 352 с.

1. Формулирование проблемы

Увеличенный зазор $\delta_{в.к}$ может привести к большим протечкам топлива из надплунжерной полости во всасывающую полость в период основного впрыскивания топлива.

Естественно, в этом случае снижается давление топлива (как максимальное, так и среднее) при

впрыскивании, ухудшается качество распыливания топлива, а для обеспечения заданной мощности двигателя, т.е. цикловой подачи топлива, необходимо увеличивать продолжительность впрыскивания. Последнее, может заметно снизить экономичность двигателя и увеличить температуру отработавших газов (повысить теплонапряженность деталей ЦПГ). Большие зазоры $\delta_{в.к}$ особенно отрицательно влияют на работу дизелей на режимах малых нагрузок и при пусках.

Согласно технической документации на изготовление, зазор $\delta_{в.к}$ установлен на ПО БМЗ равным 10-40 мкм. Следовательно, узел: втулка плунжера - корпус всасывающего клапана, по сути, представляет собой прецизионную пару. Такой зазор, если воспользоваться результатами исследований других прецизионных деталей топливной аппаратуры, по всей вероятности, не оказывает существенного влияния на процесс впрыскивания топлива, а поэтому и на рабочий процесс двигателя. Косвенным подтверждением такого вывода являются результаты исследований, опубликованные в [1, 2, 3, 4].

2. Решение проблемы

Исследование влияния зазора между втулкой плунжера и корпусом всасывающего клапана проводилось на режимах винтовой характеристики, соответствующих цилиндровой мощности $N_{е.ц}$ 100, 90, 80, 70 и 50 % нагрузки (режимы N1-5), а также на режиме минимально устойчивой частоты вращения $n_{мин} = 35 \text{ мкн}^{-1}$ (режим N6). На номинальном режиме цилиндровая мощность дизеля ДКРН 74/160-3 равна $N_{е.ц ном} = 1300 \text{ кВт}$ при частоте вращения $n_{ном} = 120 \text{ мин}^{-1}$. Удельный эффективный расход топлива на этом режиме составляет $g_{сном} = 216 \text{ г/(кВт-ч)}$.

Положение рейки топливного насоса (индекс m насоса), обеспечивающей цикловую подачу, необходимо для принятых значений относительной ци-

линдровой мощности $\bar{N}_{е.ц} = N_{е.ц} / N_{е.ц ном}$ при базовом зазоре $\delta_{в.к}$, найдено с использованием методики, изложенной в [5].

Из рис. 1 видно, что если цикловая подача с увеличением зазора вначале уменьшается сравнительно мало (при возрастании зазора до 30-35 мкм), то при больших зазорах (свыше 40 мкм) падение $q_{ц}$ практически пропорционально увеличению зазора. Анализ показывает, что при зазоре 33 мкм снижение цикловой подачи составило 4,4 % на режиме номинальной подачи. С уменьшением нагрузки двигателя (режимы N2-6) это снижение еще меньше. Так, на режимах основной нагрузки дизелей в эксплуатации: $0,9 N_{е.ц ном}$, $0,8 N_{е.ц ном}$ - уменьшение цикловой подачи составило всего 2,5 и 1,2 %, соответственно. На этих режимах и при $\delta_{в.к} = 42 \text{ мкм}$ значение $\delta q_{ц}$ сравнительно мало, т.е. 4,4 и 3,9 %. На режимах $0,5 N_{е.ц ном}$ и минимально устойчивой частоты (режимы N5 и 6) $q_{ц}$ практически постоянно при изменении зазора $\delta_{в.к}$ от 5 до 33 мкм.

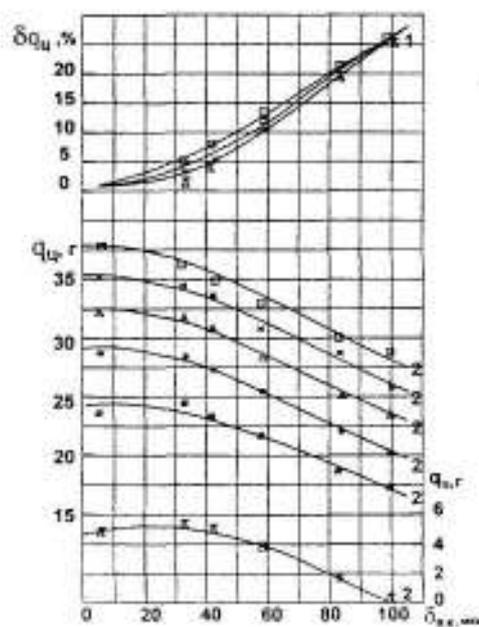


Рис. 1. Зависимость цикловой подачи от зазора $\delta_{в.к}$:

1-уменьшение цикловой подачи; 2-цикловая подача $\square, \times, \diamond$ - соответственно режимы №№ 1, 2, 3, 4, 5, 6

При очень больших значениях зазора, а именно: при $\delta_{вк}=80$ мкм и $\delta_{вк}=100$ мкм падение цикловой подачи топлива достигло 20-28 %. Необходимую мощность дизеля в данном случае можно достичь лишь за счет заметного увеличения активного хода плунжера, т.е. индекса насоса. Это в свою очередь вызовет ухудшение показателей процесса впрыска, а следовательно, и рабочего процесса, что и отмечают механики отдельных судов.

При обработке осциллограмм определены значения основных параметров процесса топливоподачи: продолжительности впрыска первой $\varphi_{вп1}$ и второй $\varphi_{вп2}$ форсунками, углов начала впрыскивания (опережения) первой $\varphi_{оп1}$ и второй $\varphi_{оп2}$ форсунками и максимального давления топлива перед распылителями первой $P_{\phi1}$ и второй $P_{\phi2}$ форсунок, а также в узле разветвления P_p .

На рис.2 приведены графические зависимости основных параметров для первой форсунки, так как показатели работы обеих форсунок сравнительно мало отличаются друг от друга, а характер их изменения вообще одинаков. Чтобы не загромождать рисунок, кривые $\varphi_{вп1}$ и $P_{\phi1}$ приведены только для режимов N 1, 3 и 5, а кривые $\varphi_{оп1}$ и P_p - для режима N1.

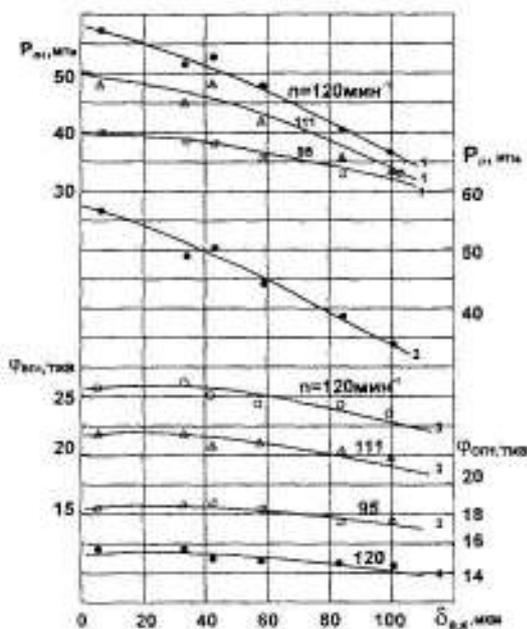


Рис. 2. Зависимость параметров впрыскивания топлива от зазора $\delta_{вк}$:

1, 2 — максимальное давление топлива перед распылителем форсунки №1 и в узле разветвления; 4 — индекс насоса; 3, 4 — продолжительность и начало впрыскивания топлива форсункой №1

Анализ значений угла $\varphi_{вп1}$ показывает, что при увеличении зазора $\delta_{вк}$ от 5 до 33 и от 5 до 42 мкм этот угол остался практически неизменным (в пределах погрешности его определения). Фактически не изменилось и начало впрыскивания. При дальнейшем увеличении зазора $\delta_{вк}$ наблюдается уже существенное уменьшение угла $\varphi_{вп1}$. При $\delta_{вк} = 100$ мкм он уменьшился на 3° поворота кулачкового вала ($^\circ$ ПКВ) по сравнению со случаем, когда $\delta_{вк} = 5$ мкм, причем и впрыскивание началось позднее на $1-1,5^\circ$ ПКВ.

Максимальное давление топлива в системе впрыскивания с увеличением зазора $\delta_{вк}$ всегда снижается, причем с возрастанием зазора $\delta_{вк}$ с 5 до 42 мкм на режиме N1 давление $P_{\phi1}$ упало с 58,0 до 52,0 МПа, т.е. на 10,3%.

Таким образом, если сравнить данные осциллографирования при зазорах 5 и 42 мкм (последний зазор близок к предельному значению, указанному на сборочном заводском чертеже), то можно сделать вывод, что начало и продолжительность впрыскивания топлива изменяются незначительно, а максимальное давление, хотя и существенно снижается, но оно находится еще на достаточно высоком уровне, при котором обеспечивается качественное распыливание топлива. По этой причине при увеличении зазора $\delta_{вк}$ до 40 мкм не должно произойти заметного снижения экономичности дизеля, т.е. повышения удельного расхода топлива.

На рис. 3 представлены результаты опытного исследования, когда при увеличенных зазорах обеспечивается номинальная цикловая подача. Из рисунка видно, что уже при $\delta_{вк}$ до 40 мкм индекс насоса был увеличен на 3 усл. ед., при этом продолжитель-

ность впрыскивания возросла до $26,9^\circ$ ПКВ, т.е. по сравнению с базовым вариантом на $0,7^\circ$ ПКВ, а максимальное давление в форсунке снизилось с 58,0 до 54,0 МПа. Однако при таких изменениях основных параметров процесса впрыскивания, влияющих на экономичность дизеля, нельзя ожидать заметного изменения основных показателей рабочего процесса, включая его экономичность и температуру отработавших газов.

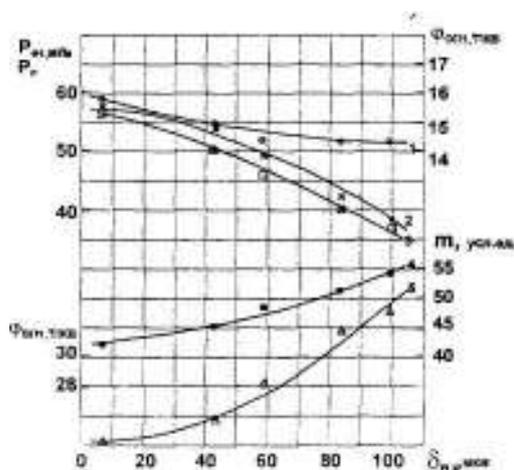


Рис. 3. Влияние зазора $\delta_{вк}$ на показатели впрыскивания номинальной цикловой подачи топлива:

1 — начало впрыскивания топлива; 2, 3 — максимальное давление топлива перед распылителем форсунки №1 и в узле разветвления; 4 — индекс насоса; 5 — продолжительность впрыскивания топлива

При увеличении зазора $\delta_{вк}$ свыше 40-42 мкм наблюдаются уже более значительные изменения в процессе впрыскивания топлива. При возрастании зазора $\delta_{вк}$ с 5 до 100 мкм начало впрыскивания топлива сместилось на $1,4^\circ$ ПКВ, продолжительность впрыскивания возросла на $4,4^\circ$ ПКВ, а максимальное давление упало на 19,0 МПа.

При таких изменениях показателей процесса впрыскивания топлива можно ожидать заметное снижение экономичности дизеля и повышение температуры отработавших газов, что и наблюдается на отдельных судах. Если учесть, что на судах имеют место случаи работы топливных насосов с еще

большими зазорами $\delta_{вк}$, то можно сделать однозначный вывод о недопустимости эксплуатации дизелей, на которых не выполнено требование завода-изготовителя о величине зазора $\delta_{вк}$.

Заключение

Таким образом, проведенное экспериментальное исследование позволяет сделать выводы:

1. С увеличением зазора в паре: втулка плунжера-корпус всасывающего клапана ТНВД при неизменном индексе насоса снижаются цикловая подача, давление и продолжительность впрыскивания топлива. Однако при увеличении зазора от 5 до 30–40 мкм изменение этих параметров даже при впрыскивании маловязкого топлива несущественно и не окажет заметного влияния на рабочий процесс дизеля на всех режимах его работы по винтовой характеристике, включая и режим, соответствующий минимально устойчивой частоте вращения двигателя.

2. На основании результатов исследования процесса топливоподачи в стендовых условиях для дизелей типов ДКРН третьей и четвертой модификаций рекомендуется устанавливать зазор в исследуемой паре от 5 до 30 мкм, а при зазоре более 40–50 мкм всасывающий клапан должен быть заменен.

Список литературы:

1. Фомин Ю.Я., Матвеев В.П., Черемисин В.И. Влияние диаметрального зазора в плунжерной паре насоса высокого давления на впрыск топлива в судовых дизелях // Судовые силовые установки – М.: Рекламинформбюро ММФ, 1975. – Вып. 14. – С. 64-70.
2. Карпов Л.Н., Коршунов ОМ. Влияние величины зазора в прецизионных деталях топливной аппаратуры судовых дизелей на процесс топливоподачи // Тр. ЦНИИМФ. – 1971. – Вып. 143. С. 90-98.
3. Фомин Ю.Я. Работа дизеля при установке распылителей форсунок и

плунжерных пар с низкой гидроплотностью // Известия вузов. Машиностроение/ МВТУ им. Баумана. – 1976. – №1. – С. 115-118. 4. Фомин Ю.Я., Черемисин В.И. Работа дизеля общего назначения с распылителями с низкой гидроплотностью // Двигателестрое-

ние. – 1979. – №8. – С. 45-47. 5. Фомин Ю.Я. Эксплуатационные характеристики судовых малооборотных дизелей. – М.: Транспорт, 1968. – 340 с.

УДК 621.436.038

*А.Н. Врублевский, канд. техн. наук, А.В. Денисов, асп.,
А.Л. Григорьев, д-р техн. наук, А.В. Грицюк, канд. техн. наук, Г.А. Щербаков, инж.*

**ОЦЕНКА ВОЗМОЖНОСТИ СТУПЕНЧАТОГО
ВПРЫСКИВАНИЯ ТОПЛИВА В ЦИЛИНДР ДИЗЕЛЯ 4ДТНА С ПОМОЩЬЮ
ДВУХПРУЖИННОЙ ФОРСУНКИ**

Введение

Главными критериями совершенства процесса топливоподачи современного автомобильного дизеля являются показатели экономичности, внешнего шума автомобиля и уровень выбросов вредных веществ с отработавшими газами.

В табл. 1 приведены пределы и допуски в дБ (А) для внешнего шума автомобилей, оснащенных дизельными двигателями по нормам ЕЭС [1] (действуют с 10.1995 года) и Украины (действуют с 01.01.2006 года) [2].

Таблица 1. Пределы и допуски в дБ (А) для внешнего шума автомобилей

Категория автомобиля	шум, дБ (А)	
	ЕЭС	Украина
Легковые автомобили	75+1	75
Грузовые автомобили - максимальной массой 2 – 3	76+1	77

г.		
- с дизельным двигателем с непосредственным впрыском топлива	77+1	77
максимальной массой свыше 3,5 т		
- двигатели мощностью до 75 кВт	77+1	77
- двигатели мощностью до 150 кВт	78+1	78
- двигатели мощностью свыше 150 кВт	80+1	80

Без дополнительных мероприятий уровень шума автомобильного дизеля с непосредственным впрыскиванием топлива достигает значений 82 дБ (А) [1].

Для снижения шума работы дизельного двигателя с непосредственным впрыскиванием топлива

необходимо ограничивать величину максимального давления сгорания p_z . В этом отношении эффективным решением является организация подачи в цилиндр дизеля пилотной предварительной порции топлива. На рис. 1 показан уровень снижения уровня шума автомобильного дизеля с организацией предварительного впрыскивания топлива.

Гибко изменять характеристику впрыскивания топлива возможно в топливных системах аккумулирующего типа с электронным управлением. В нашей стране системы аккумулирующего типа находятся в стадии разработки. Поэтому целесообразно рассмотреть возможности задания оптимальной характеристики впрыскивания топливной системой непосредственного действия. Один из путей организации предварительного впрыскивания топлива предложен в [3].

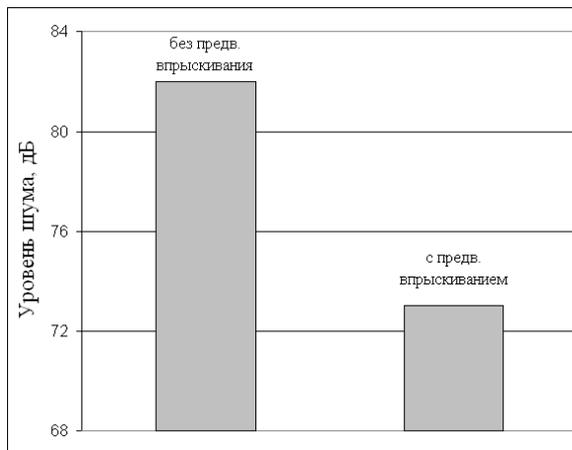


Рис. 1. Снижение шума дизеля с организацией предварительного впрыскивания топлива

В качестве альтернативы двухфазному впрыскиванию можно рассматривать организацию в процессе топливоподачи ступенчатого переднего фронта характеристики впрыскивания. Для обеспечения ступенчатой характеристики впрыскивания в топливной системе непосредственного действия применяют двухпружинные форсунки закрытого типа [4].

В статье рассмотрены конструкция двухпружинной форсунки, методика и результаты расчетов топливной системы непосредственного действия автомобильного дизеля 4ДТНА.

Объект исследования и постановка задачи

Конструкция двухпружинной форсунки для топливной системы дизеля 4ДТНА (4ЧН8,8/8,2) разработана в КП ХКБД. Схема форсунки показана на рис. 2.

Особенности работы двухпружинной форсунки заключаются в следующем. Перемещение иглы 10 разделено на два этапа. На первом предварительном этапе ход иглы ограничен втулкой 8, а начало перемещения иглы – предварительной затяжкой пружины 2. За время предварительного хода эффективное сечение под иглой μ_{f1} не достигает максимального значения, вследствие чего скорость изменения давления P_a в колдце распылителя ниже скорости изменения давления P_ϕ в кармане распылителя. Это приводит к уменьшению доли топлива поступающего в цилиндр на начальной стадии топливоподачи.

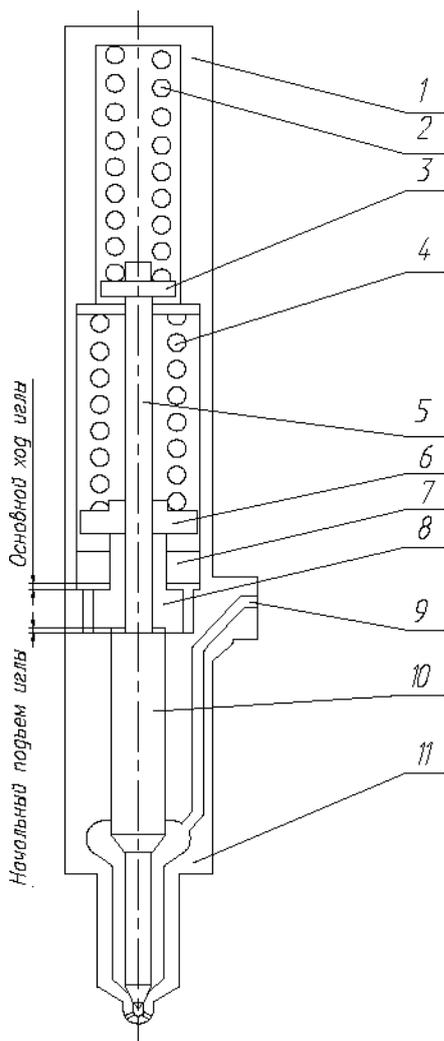


Рис. 2. Схема двухпружинной форсунки: 1 – корпус, 2 – пружина предварительного хода, 3, 6 – тарелки пружин, 4 – пружина основного хода иглы, 5 – шток, 7 – упор-ограничитель хода, 8 – втулка, 9 – подвод топлива к форсунке, 10 – игла, 11 – корпус распылителя

В момент посадки иглы 10 на упор втулки 8 начинается второй основной этап топливоподачи. На этом этапе под действием давления топлива происходит сжатие двух пружин – 2 и 4. Максимальный ход иглы определяется упором 7.

Эффективная работа двухпружинной форсунки в составе топливной аппаратуры дизеля 4 ДТНА возможна при выборе рациональных параметров форсунки – величины предварительного и основного хода иглы, давлений предварительной затяжки пружин форсунки.

В данной статье рассматривается задача определения эффективности применения двухпружинной форсунки для организации ступенчатого впрыскивания топлива. Данная задача решается в ходе математического моделирования работы топливной системы с двухпружинной форсункой.

Моделирование работы топливной системы с двухпружинной форсункой

ПРИ ВЫБОРЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ КОНСТРУКТИВНЫХ И РЕГУЛИРОВОЧНЫХ ПАРАМЕТРОВ ДВУХПРУЖИННОЙ ФОРСУНКИ НАРЯДУ С ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫМИ ИССЛЕДОВАНИЯМИ НАМИ ВЫПОЛНЕНО МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ТОПЛИВОПОДАЧИ В ТОПЛИВНОЙ СИСТЕМЕ С ДВУХПРУЖИННОЙ ФОРСУНКОЙ ПРИ ПОМОЩИ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО РАСЧЕТА. КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ ДВУХПРУЖИННОЙ ФОРСУНКИ В МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ УЧТЕНЫ СЛЕДУЮЩИМ ОБРАЗОМ:

- в блоке расчета «форсунка» моделируется ступенчатое увеличение жесткости пружины форсунки с момента начала основного этапа впрыскивания;
- с момента начала основного хода иглы мгновенно увеличивается масса движущихся во время впрыскивания деталей.

Указанные уточнения внесены в дифференциальные уравнения, задающие граничные условия для форсунки, а именно:

Уравнение движения иглы, которое для однопружинной форсунки имеет вид

$$m_u \frac{d^2 Y}{dt^2} = P_a \cdot f_u'' + P_\phi \cdot f_u' - c_u \cdot (Y_0 + Y), \quad (1)$$

где m_u – масса иглы и движущихся с ней деталей,

Y – подъем иглы,

t – время,

P_a, P_ϕ – давления в колодце и в кармане распылителя соответственно,

$$f_u'' = f_u - f_u'$$

f_u – площадь поперечного сечения иглы,

f_u' – дифференциальная площадь иглы,

c_u – жесткость пружины форсунки,

Y_0 – предварительное сжатие пружины,

в случае применения двухпружинной форсунки:

- для предварительного хода иглы, когда

$$0 < Y \leq Y_{\max}^n$$

$$m_u^n \frac{d^2 Y}{dt^2} = P_a \cdot f_u'' + P_\phi \cdot f_u' - c_u^n \cdot (Y_0^n + Y), \quad (2)$$

- для основного этапа впрыскивания топлива,

когда выполняется условие $Y_{\max}^n < Y \leq Y_{\max}$

$$(m_u^n + m_u^o) \frac{d^2 Y}{dt^2} = P_a \cdot f_u'' + P_\phi \cdot f_u' - c_u^n \cdot (Y_0^n + Y) - c_u^o \cdot (Y_0^o + Y - Y_{\max}^n), \quad (3)$$

где m_u^n, m_u^o – масса иглы и движущихся с ней деталей на предварительном и основном этапе соответственно,

c_u^n, c_u^o – жесткость пружин предварительного и основного хода иглы,

Y_{\max}^n – значение максимального хода иглы на предварительном этапе,

Y_0^n, Y_0^o – предварительное сжатие пружин 2 и 4 (см. рис. 2).

Уравнение сплошности потока в кармане распылителя двухпружинной форсунки можно представить в виде:

$$\alpha \cdot V_\phi \frac{dP_\phi}{dt} = f_T \cdot U_T - f_u \cdot \frac{dY}{dt} + \frac{dV_{осв}}{dt} - \mu f_T \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (P_\phi - P_a)}, \quad (4)$$

где α – коэффициент сжимаемости топлива,

$V_\phi, V_{осв}$ – объемы кармана распылителя и полости, освобождаемой иглой при подъеме,

f_T – площадь внутреннего сечения топливопровода,

f_u – площадь поперечного сечения иглы,

U_T – скорость топлива в выходном сечении нагнетательного трубопровода,

μf_T – эффективное сечение под иглой.

ρ – плотность топлива.

В правую часть уравнения (4) входит скорость перемещения иглы dY/dt . Т.к. при подъеме иглы в момент ее посадки на промежуточный упор происходит мгновенное увеличение массы движущихся деталей, то скорость иглы уменьшится в соответствии с равенством

$$(m_u^n + m_u^o) \cdot \frac{dY^*}{dt} = m_u^n \cdot \frac{dY}{dt}, \quad (5)$$

отвечая закону сохранения импульса при жестком ударе.

Результаты расчетов

Результаты гидродинамического расчета топливной системы высокого давления непосредственного действия с двухпружинной форсункой выполненные в среде пакета MathCAD 11 приведены в табл. 2 и на рис. 3 – 8. В табл. 2 кроме расчетных параметров процесса топливоподачи топливной системы с двухпружинной форсункой (в знаменателе) для сравнения представлены данные безмоторных испытаний топливной системы с двухпружинной форсункой (в числителе). На рис. 7, 8 для сравнения представлены расчетные и опытные кривые изменения давления P_A в колодце распылителя двухпружинной форсунки дизеля 4ДТНА.

Таблица 2. Сравнение безмоторных испытаний с результатами расчета топливной системы дизеля 4ДТНА с двухпружинной форсункой

Частота вращения вала ТНВД, мин ⁻¹	Цикловая подача топлива, мм ³ /цикл	Давление впрыскивания, МПа	Продолжительность впрыскивания, град. кул. вала
400	7,5	10,5/10,0	2,96/3,5
1000	56	47,0/47,0	11,5/14,0
1500	53	59,0/60,0	13,2/13,1
2100	45	78,5/74,0	15,2/15,2

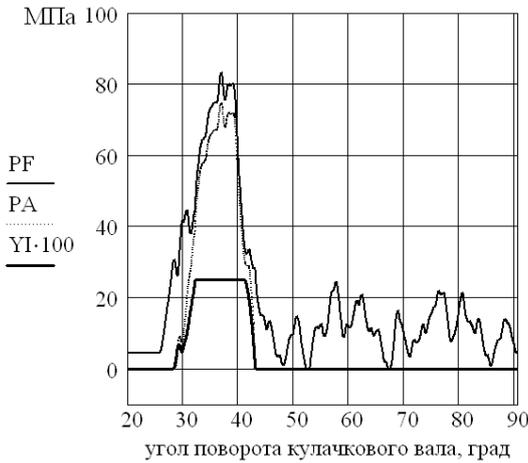


Рис. 3. Расчетные кривые давлений в кармане PF и в колодце РА распылителя, хода иглы форсунки YI $n_{кул. вал} = 2100 \text{ мин}^{-1}$, $q_{ц} = 45 \text{ мм}^3$.

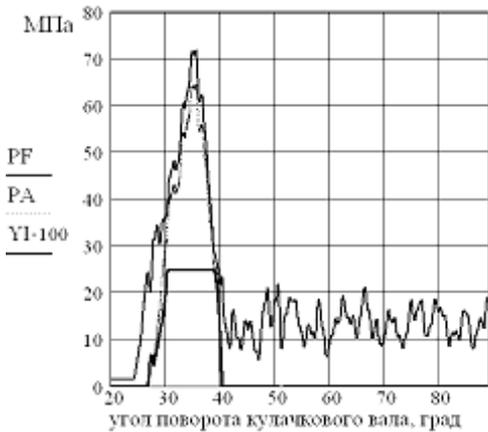


Рис. 4. Расчетные кривые давлений в кармане PF и в колодце РА распылителя, хода иглы форсунки YI $n_{кул. вал} = 1500 \text{ мин}^{-1}$, $q_{ц} = 54 \text{ мм}^3$.

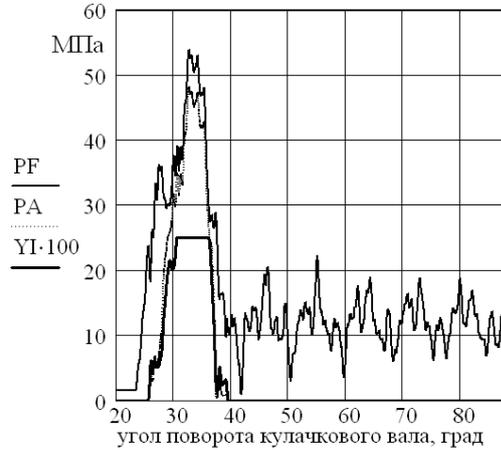


Рис. 6. Расчетные кривые давлений в кармане PF и в колодце РА распылителя, хода иглы форсунки YI $n_{кул. вал} = 1000 \text{ мин}^{-1}$, $q_{ц} = 54 \text{ мм}^3$.

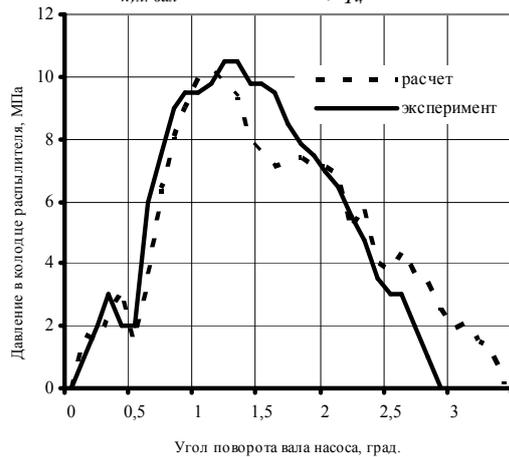


Рис. 7. Расчетные экспериментальные кривые давления РА в колодце распылителя двухпружинной форсунки $n_{кул. вал} = 400 \text{ мин}^{-1}$, $q_{ц} = 7,5 \text{ мм}^3$.

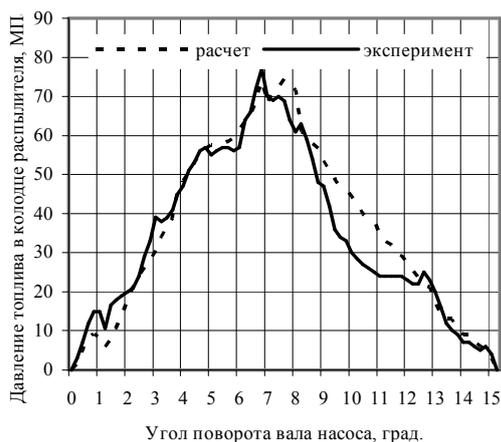


Рис. 8. Расчетные и экспериментальные кривые давления РА в колодце распылителя двухпружинной форсунки $n_{кул. вал} = 2100 \text{ мин}^{-1}$, $q_{ц} = 45 \text{ мм}^3$

Проведенные расчеты показывают, что при величине предварительного хода иглы $Y_{max}^n = 0,05 \text{ мм}$, затяжке пружины предварительного $P_{фо}^n = 12 \text{ МПа}$ и основного $P_{фо} = 25 \text{ МПа}$ хода обеспечивается ступенчатый характер подъема иглы на всех режимах работы дизеля. На режиме холостого хода с помощью двухпружинной форсунки возможно организовать двухфазную подачу топлива в цилиндр дизеля. Результаты расчета подтверждаются данными безмоторных испытаний топливной системы, проведенными в КП ХКБД.

Заключение

1. Применение двухпружинной форсунки с рациональными параметрами приводит к затягиванию подачи топлива в цилиндр дизеля в начальный период впрыскивания (до максимального подъема иглы). При этом продолжительность впрыскивания увеличивается в сравнении с топливной системой с одно-

пружинной форсункой в 3 раза на режиме холостого хода ($n_{кул. вал} = 400 \text{ мин}^{-1}$, $q_{ц} = 7,5 \text{ мм}^3$), в 1,4 раза на режиме максимального крутящего момента ($n_{кул. вал} = 1500 \text{ мин}^{-1}$, $q_{ц} = 54 \text{ мм}^3$). Данный эффект следует рассматривать как положительный, способствующий понижению жесткости сгорания в цилиндре дизеля с неразделенной камерой сгорания.

2. В случае применения двухпружинной форсунки максимальные давления в полостях насоса и форсунки на всех режимах аналогичны указанным значениям в топливной системе с однопружинной форсункой.

Список литературы:

- 1 Автомобильный справочник: Пер. с англ. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: ЗАО «КЖИ «За рулем», 2004. – 992 с.: ил. 2. Національний стандарт України “Єдині технічні притиси щодо офіційного затвердження колісних транспортних засобів, що мають не менше ніж чотири колеса, стосовно створюваного ними шуму” ДСТУ UN/ECE R 51-02:2004, Київ, Держспоживстандарт України, 2005, 31 с. 3. Пат.22446А Украина, МКИ F02M63/06. Пристрій для упорскування палива в дизель і газодизель/ Розенблінт Г.Б., Григор’єв О.Л., Куриц О.А., Врублевський О.М.; ХарДАЗТ – Заявл. 14.11.95; Опубл. 03.03.98. Бюл. №3.4. Системи управління дизельними двигателями. Перевод с немецкого. С40 Первое русское издание. - М.: ЗАО «КЖИ «За рулем», 2004. – 480 с.

УДК: 621565

Ю.І. Горпинко, канд. техн. наук

ВПЛИВ РОЗПОДІЛУ ТЕПЛОВМІСТУ ПОТОКІВ ЗА ТЕМПЕРАТУРАМИ НА ЕФЕКТИВНІСТЬ ПРОТИСТРУМНИХ ТЕПЛООБМІННИКІВ

Вступ

В багатьох натурних випробуваннях кріогенних протиструмних теплообмінників, досягнуті значення ефективності теплопередачі, які різко відхиляються від прогнозу класичних аналітичних розв'язків. Більш того, в деяких процесах спостерігається якісна невідповідність прогнозів теоретичних моделей експериментальним спостереженням. Вважаємо, що за погано передбачувані зміни ефективності теплообмінників відповідає додатковий, коректно не урахований в сучасних теоріях теплопередачі, фактор впливу. Характер дії цього фактора і нові технологічні можливості, що відкриваються з його використанням потребують ретельних досліджень.

Огляд літератури

На практиці найбільш суттєво вдається підвищувати ефективність рекуператорів з загальною протиструмною схемою течії в області приблизного балансу запасів тепла потоків. Такі результати отримували розробники кріогенних дросельних систем на основі газових сумішок [1-5] та гелієвих [6,7]. Близькі до гранично високих рівні ефективності 0,98-0,99 досягались при значеннях числа N_{tu} 7-12 [5-7]. В перерахованих вище роботах описані експерименти, в яких змінювалась теплоємність потоків дроселюванням гелію в секції потоку високого тиску, зміною пропорцій базового складу суміші, зміною тисків циклу системи.

Дослідники, які отримали результати непропорційно високої ефективності теплопередачі, в тому числі методами натурального експерименту, пов'язували їх з можливістю роботи теплообмінників на підвищених температурних натисках [1,2,4,7]. Підвищення температурного натиску забезпечене термодинамічними властивостями газових сумішей чи гелію. Але гелій забезпечує таку можливість у вузькому інтервалі режимних параметрів близько критичної точки. Якісні суміші для підвищення холодопродуктивності дросельних кріогенних систем – велика рідкість. Як виявилось на практиці, окрім підвищення питомого дросель-ефекту, порівняно з чистою речовиною (найчастіше азотом), до сумішок пред'являється додаткова вимога. Її властивості мають забезпечити можливість ефективної регенерації холоду пари.

В більшості випадків, якісна за дросель-ефектом суміш не дозволяє використовувати теплообмінник, пропорційним розмірам компресора, через низький температурний натиск в ньому. Для вирішення проблеми автори [2,4] пропонують варіювати склад суміші, додатково контролюючи її якість проектним розрахунком поверхні теплопередачі, до забезпечення використання теплообмінника помірних розмірів. Якщо такий підхід не спрацьовує, можлива додаткова оптимізація за рахунок підвищення тиску циклу до знаходження такого його рівню, за якого склад суміші забезпечить і підвищення дросель-ефекту і вирішення проблеми ефективної теплопередачі.

Питання, а які ж саме причини примушують середній температурний натиск збільшуватися чи зменшуватися розглядалось в [8]. Апробовано й обгрунтовано введення до розгляду додаткового фактору впливу. Показано, що для збалансованих теплообмінників дія цього фактору - локальних нерівностей запасів тепла потоків, призводить лише до наростання температурного натиску теплопередачі. Встановлено, що локальне переважування запасу тепла нагрівного потоку в більш теплій частині теплообмінника, й локального запасу тепла охолоджуючого – в більш холодній, забезпечує можливість досягнення малих кінцевих недорекупераций. За оберненої ситуації неминуха поява значних втрат від недорекупераций, незалежно від інтенсивності тепло-

переносу.

В роботі [9] запропоновані технології принципово нових теплообмінників, ефективність яких пропонується досягати штучно створеною нерівністю локальних запасів тепла потоків. Доцільність застосування таких конструкцій обґрунтована кількісним аналізом. На основі рівняння теплопередачі показано, що один відсоток збільшення середнього температурного натиску еквівалентний від 2 до 100 відсотків нарощування числа Ntu . Для теплообмінників, робочі тіла яких мають обмежену теплоємність, на основі аналітичних розв'язків [10], показано наступне. За постійної інтенсивності тепло-переносу, при збільшенні запасу тепла одного з потоків, ефективність передачі тепла від (чи до) іншого монотонно збільшується. Фізична причина такої залежності полягає в підвищенні середнього температурного натиску теплопередачі. Для області теплообмінників криогенної якості (інтенсивність за числом $Ntu \sim 10$) залежність є різкою. Порівняно невелике превалювання теплового еквівалента одного з потоків зменшує втрати від недорекуперації іншого на порядок. На ці теоретичні закономірності не звернули уваги автори [2,4]. З них напрямки впливає, що при вирівнюванні дросель-ефектів суміші на кімнатних і низьких температурах, вимоги до інтенсивності тепло переносу в теплообміннику регенерації холоду потоку низького тиску різко підвищуються. Якщо для чистого азоту співвідношення запасів тепла потоків цього теплообмінника становить біля 0,6, то при вирівнюванні дросель ефектів – наближається до 1. Температурний натиск в теплообміннику знижується до теоретичного мінімуму. Для збереження тієї ж ефективності теплопередачі, яка досягалась на азоті, необхідно різко збільшувати величину числа Ntu .

Оригінальні літературні джерела, виконані за участю автора, важко знайти в бібліотеках. Методологія ранніх досліджень, на які спираються роботи [8,9] була знайдена, великою мірою, на рівні інтуїції. Для полегшення критичної оцінки матеріалу фахівцями літературний огляд представлено в розширеному вигляді. Яскравою ілюстрацією дії нового фактора впливу є різкі зміни ефективності протиструмного теплообмінника дросельної рефрижераторної системи [5] на основі азот-вуглеводневої суміші АУС-1. Тип конструкції апарату – витий з оребрених трубок [11]. Ефекти спостерігались при варіюванні температурою стиснутого потоку на вході в теплообмінник, за різних рівнів тиску суміші після компресора. Вхідні температура й тиск зворотного потоку залишались постійними. Об'єкт досліджень вивчався як в натурних, так і в комп'ютерних експериментах. Спроби представлення отриманих, та подібних їм, залежностей виявили наявність методологічних проблем. За використання традиційних графічних форм ефективність ставала пульсуючою функцією, або ж вела себе зовсім супроти теоретичних прогнозів. Фізичний зміст тих процесів, які відображали залежності, виявлявся незрозумілим. За подібних причин багато результатів по сумішевим системам, з якими автор був ознайомлений при особистому спілкуванні з експериментаторами, залишилися неопублікованими.

Для подолання вказаних проблем знадобилися нові варіанти узагальнення експериментальних даних. Перший з них було знайдено в роботах [6,7]. Його вид для експериментів [5] за тиску суміші 4,0 МПа, копільований з [7], наведено на рис. 1. По осі ординат відкладені крайові недорекуперації теплообмінника, нормовані до різниці вхідних температур потоків. Безрозмірні недорекуперації поставлені у відповідність відношенню повних запасів тепла охолоджуваного й охолоджуючого потоків (або їх теплових еквівалентів) \bar{W} .

Завдяки нестандартному визначенню \bar{W} , в аналітичній моделі [6] були виділені у явному вигляді області превалювання запасів тепла кожного з потоків. Правий квадрант рис. 1 включає область превалювання теплового еквіваленту охолоджуваного потоку, лівий - охолоджуючого. Таке виділення виявилось продуктивним при дослідженнях криогенних протиструмних теплообмінників. По-перше, вдалося уникнути пульсацій ефективності при представленні досліджених результатів. По-друге, в роботі [7] було встановлено, що для дросельних систем важливо те, запас тепла якого з потоків теплообмінника регенерації холоду пари робочого тіла превалює.

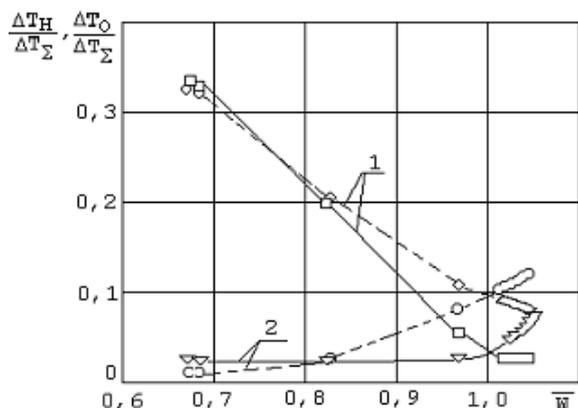


Рис. 1. Крайові недорекуперації протиструмного теплообмінника дросельної системи на основі газової суміші АУС-1 за її тиску після компресора в 4,0 МПа. 1 – недорекуперації охолоджуючого потоку, 2- нагрівного потоку. ---- аналітичний прогноз моделі [6]; ___ залежності, отримані в натурних та комп'ютерних експериментах [5]. Числа одиниць переносу тепла N_{tu} змінювались в інтервалі {7,8-10,3}.

Зміна \bar{w} в процесах, відображених на рис.1, досягала завдяки різномірним залежностям середньої теплоємності суміші АУС-1 [12] в робочому інтервалі температур теплообмінника за високого й низького тисків циклу. Інтенсивність тепло- переносу, необхідна для розрахунків за аналітичною моделлю, задавалась через число N_{tu} , визначене осередненням значень коефіцієнтів теплопередачі, встановлених в комп'ютерних експериментах. Локальні їх величини в кожному елементарному об'ємі дискретної моделі були розраховані за співвідношеннями, рекомендованими авторами [11], з використанням даних адекватних натурних експериментів про витрату робочого тіла. Повна зміна N_{tu} не перевищила 25% для кожної серії експериментів.

Порівняння кривих 1 і 2 показує що аналітична модель [6] не враховує якогось важливого фактору, бо між аналітичним прогнозом і експериментом вельми суттєві відмінності. Аналітична модель [6] базується на тих же факторах впливу, що й найбільш поширені [10,13,14]. Формально вона переходить в модель [10] за звичного вибору безрозмірної координати \bar{w} , як відношення мінімального до максимального запасу тепла потоків. Таким чином для подолання теоретичних проблем самого лише виділення зон превалювання запасу тепла кожного з потоків виявилось замало.

Представлення через недорекуперації рис. 1 не точно відображає ефективність теплопередачі. Похибку визначають відмінності між середніми теплоємкостями потоку з мінімальним запасом тепла в повному робочому інтервалі температур і інтервалі реальної зміни температури вказаного потоку. Для суміші АУС-1 вони є значними. Наявність вірогідного пояснення причин поведінки дозволила авторам [8] наважитися представити ефективність розглядуваного вище теплообмінника у явному вигляді. Рис.2 повторює той, що був наведений у вказаній роботі. Без такого пояснення, як нам здається, основні питання у читача виникали б до методики отримання результатів.

Було використано традиційний підхід до визначення \bar{w} через відношення меншого й більшого запасів тепла потоків. При цьому поле розв'язків згортається в один квадрант, як і в [10,13,14]. Спрощене представлення дозволило авторам чітко окреслити основну проблему різкої, в тому числі і якісної невідповідності аналітичних прогнозів експериментальним даним. Коло розглянутих проблем було навмисне звужене. Автори [8] уникли детального розгляду питань реальної несиметричності розв'язків відносно осі $\bar{w}=1$. Через великий елемент новизни матеріал цієї роботи і так сприймається важко. Щоб не акцентувати увагу на питаннях несиметричності

ті, на тих графіках роботи [8], які відповідають рис. 2, була представлена серія експериментів [5] з тиском компресора 4,0 МПа, для якої несиметричність не є явною.

Як бачимо з рисунка 2 між експериментальними кривими та аналітичним прогнозом взагалі мало спільного. При вирівнюванні співвідношення теплових еквівалентів \bar{w} за сталої величини числа Ntu не відбувається того погіршення ефективності, яке прогнозують загальнозживані аналітичні моделі. За співвідношення запасів тепла потоків \bar{w} біля 0.97- 0.95, при малій зміні його значень та сталій величині числа Ntu , неефективність теплообмінника змінюється вдвічі.

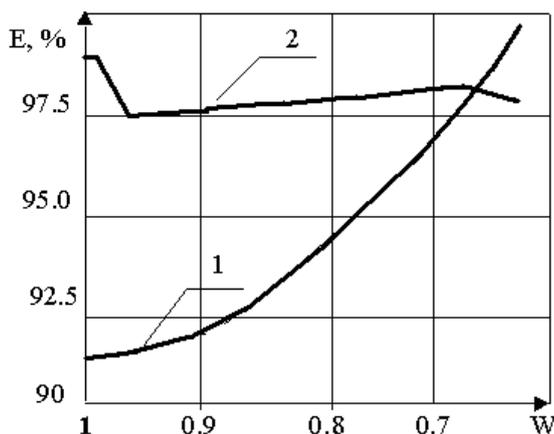


РИС. 2. ЗАЛЕЖНОСТІ ЕФЕКТИВНОСТІ ПРОТИСТРУМНОГО ТЕПЛООБМІННИКА ДРОСЕЛЬНОЇ СИСТЕМИ [1] ВІД СПІВВІДНОШЕННЯ МЕНШОГО Й БІЛЬШОГО ЗАПАСІВ ТЕПЛА ПОТОКІВ, 1 – ПРОГНОЗ АНАЛІТИЧНИХ МОДЕЛЕЙ [5, 6, 7] ЗА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИМИ ДАНИМИ [1] ВІДНОСНО СПІВВІДНОШЕННЯ ТЕПЛОВИХ ЕКВІВАЛЕНТІВ ТА ЧИСЛА NTU ; 2 - ВСТАНОВЛЕНА В НАТУРНИХ ТА КОМП'ЮТЕРНИХ ЕКСПЕРИМЕНТАХ

ЦЕ ПАРАДОКСАЛЬНИЙ РЕЗУЛЬТАТ. ЗА СУЧАСНИМИ АНАЛІТИЧНИМИ МОДЕЛЯМИ, ЕФЕКТИВНІСТЬ ТЕПЛООБМІННИКА ВИБРАНОЇ СХЕМИ ТЕЧІЇ ПОТОКІВ ОДНОЗНАЧНО ВИЗНАЧЕНА ВЕЛИЧИНАМИ \bar{w} Й NTU . ДО ТОГО Ж, ЗГІДНО З РІВНЯННЯМ ТЕПЛОПЕРЕДАЧІ, ДЛЯ ЙОГО ДОСЯГНЕННЯ НЕОБХІДНЕ НАРОЩУВАННЯ ЧИСЛА NTU (ПРАКТИЧНО - ПЛОЩІ ТЕПЛОПЕРЕДАЮЧОЇ ПОВЕРХНІ) НА 100%. В ОБЛАСТІ МАЛИХ ЗНАЧЕНЬ $\bar{w} < 0,7$ ДОДАТКОВИЙ ФАКТОР ВПЛИВУ ЗВОДИТЬ НАНІВЕЦЬ ПОТЕНЦІЙНУ ЗМІНУ НЕЕФЕКТИВНОСТІ ТЕПЛООБМІННИКА НА 200%. ПОДІБНИХ РЕЗУЛЬТАТІВ В ЛІТЕРАТУРІ НАКОПИЧЕНО БАГАТО [7].

За нашою думкою, матеріал досліджень щодо виявлення нового фактора впливу на процеси теплопередачі потребує послідовного й детального викладення та доопрацювання. Особливо важливими для вказаних досліджень є ситуації зміни ефективності теплообмінників за постійних величин інтенсивності теплопередачі і співвідношення теплових еквівалентів потоків.

Мета і задачі дослідження

Метою досліджень було виявлення додаткового фактору, який впливає на процеси теплопередачі, на основі порівнянь опублікованих в літературі експериментальних результатів і теоретичного аналізу; вивчення дії цього фактору у різних областях величин співвідношення повних запасів тепла потоків перевірка придатності існуючих теоретичних інструментів для коректного аналізу.

Теоретичний аналіз здійснювався з використанням ідеалізованого протиструмного теплообмінника. Було прийнято, що теплоємності його робочих тіл можуть монотонно змінюватися з температурою, при тому, що

повні запаси тепла потоків в робочому інтервалі температур є постійними. На практиці ця можливість, значною мірою, вже реалізована при створенні робочих тіл на основі газових сумішок. Величина коефіцієнта теплопередачі прийнята постійною.

**Збільшення температурного натиску
теплопередачі за рахунок досягнення
нерівності локальних запасів тепла потоків**

Аналіз енергетичних балансів ідеалізованого теплообмінника показав наступне. Досягнення в ньому пропорцій між ефективністю 0,98-0,99 й числом одиниць переносу тепла 7-12 за приблизної рівності повних запасів тепла потоків, які відповідають ситуаціям рис. 2 можливе. Для цього достатньо забезпечити превалювання запасу тепла потоку-нагрівника, в більш теплій частині рекуператора й превалювання запасу тепла приймача тепла в більш холодній на однаковому рівні небалансу $\bar{w} = w^{\max}/w^{\min} = 0,7$. За оберненої ситуації неминуха поява значних втрат недорекуперації незалежно від рівня інтенсивності тепло-переносу. Більш детально проведений аналіз буде наведено нижче.

Подальші теоретичні викладки прив'язані до реальної ситуації зміни властивостей робочого тіла в замкнутій системі; З цих причин розглядався випадок рівних вагових витрат потоків, для якого повна й питома ентальпії кожного з потоків пропорційні вказаній витраті. Аналіз можна проводити за стандартними діаграмами питома ентальпія – температура, які або вже наведені в літературних джерелах, або можуть бути розраховані за відомим складом суміші. В більш загальних випадках слід використовувати спеціально побудовані діаграми ентальпія – температура, чи теплота – температура.

На рис. 3 зображені розподіли питомої ентальпії робочих тіл, які забезпечують підвищення або зниження температурного натиску ідеалізованого протиструмного теплообмінника. Відмінності тепловмісту потоків в температурних проміжках однакової величини відповідають залежності теплоємності робочих тіл від температури. Суцільними лініями зображені сприятливі розподіли тепловмісту потоків за температурою, для забезпечення підвищеного температурного натиску теплопередачі. Пунктирними лініями – несприятливі. З порівняння рисунків 2а та 2б випливає, що один і той же вигляд розподілу тепловмісту може забезпечити як зростання, так і зменшення середнього температурного натиску теплопередачі. Випукла чи ввігнута не лінійність розподілу тепловмісту за температурами буде забезпечувати збільшення середнього температурного натиску, залежить від додаткової характеристики. Важливим виявляється чи передача тепла йде від того потоку, у якого, за будь-якої температури з робочого інтервалу, абсолютне значення ентальпії, розраховане від однієї точки відліку, є вищим за величину ентальпії іншого потоку, чи навпаки.

Приймемо умови що, вплив вторинних ефектів малий, конструкція теплообмінника дозволяє здійснювати кількісний аналіз в рамках одновимірної задачі. Ці умови справедливі для витих теплообмінників кріогенних систем, на яких отримана основна маса розглядуваних в літературному огляді експериментальних результатів. Тоді рівняння енергії для потоків теплообмінника може бути записане у вигляді (1):

$$d(I^{\text{pi}}(x))/dx = d(I^{\text{nar}}(x))/dx, \quad (1)$$

де I – ентальпія, x координата лінійного розміру, індекси грі, нар – відносяться відповідно до гріючого і нагріваного потоків.

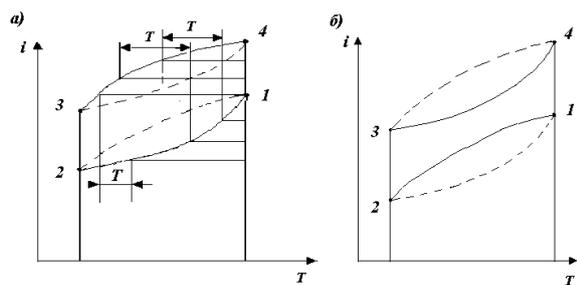


Рис. 3. Сприятливі (—) й несприятливі (- - -) для теплопередачі розподіли тепловмісту потоків протитокового теплообмінника за температурою. а) Теплопередача від потоку з меншою ентальпією. б) Теплопередача від потоку з більшою ентальпією

Розв'язок рівняння :

$$I^{gr} - I^{nar} = \text{const}, \quad (2)$$

вказує на те що ентальпійний натиск по довжині теплообмінного апарату є постійним і дорівнює крайовим різницям ентальпій. За прийнятої вище умови рівності вагових витрат потоків вираз (2) справедливий і для питомих ентальпій. Для оцінки абсолютної різниці температур в будь якому перетині протиструмного теплообмінника достатньо знати зміну температури по одному з потоків й величину недорекуперації. На підтвердження цієї тези розглянемо довільну зону від будь якого з країв теплообмінника до вибраного значення довжини апарату. Припустимо, що недорекуперація на теплому її краї є малою. Тоді для зони від вибраного перетину до теплового краю, яка також є теплообмінником відомі три крайових значення ентальпії, якими однозначно визначається четверта. В силу того, що наявна і-Т діаграма теплоносіїв, визначення різниці температур у вибраному перетині апарату простіше всього здійснити графічним методом.

Вивчення температурних розподілів теплопередачі почнемо з рисунка 2а. За точку відліку приймаємо теплий край теплообмінника. Відкладемо від точки 1 по лінії, паралельній осі ординат точки, які, наприклад, відповідають 1/4, 1/2, 3/4 запасу тепла й визначимо температури, яким вони відповідають за сприятливого розподілу тепловмісту. Для цього проведемо через вказані точки лінії паралельні осі абсцис до перетину з нижньою суцільною кривою. Проробимо аналогічні операції, почавши відлік від точки 4 й використовуючи верхню суцільну криву. Тепер ми можемо визначити різниці температур між потоками у деяких перерізах теплообмінника, для яких точно відомий порядок чергування. Чим більше теплове навантаження зони, тим ближче до холодного краю її довжина. Для оцінки середнього температурного натиску визначення точних довжини зон, які відповідають вибраним величинам їх теплового навантаження, не потрібне, оскільки у збалансованого теплообмінника з постійними теплоємкостями потоків температурний натиск між потоками не змінюється по довжині апарату й є рівним крайовим різницям температур.

Очевидно, що до середини досліджуваного теплообмінника температурний натиск між його потоками збільшується, біля його країв - зменшується. Для зони що співпадає з повною довжиною теплообмінника різниця крайових температур така ж мала, як і тепла недорекуперація. Абсолютна різниця температур в будь-якому внутрішньому перерізі теплообмінника перевищує крайові недорекуперації. Таким чином наші початкове твердження про сприятливість суцільних кривих для підвищення температурного натиску й припущення про можливість досягнення малих кінцевих недорекуперацій підтверджуються. Підкреслимо, що температурний натиск всередині апарату не має нульову величину навіть за дуже інтенсивної теплопередачі. Точна оцінка середнього температурного натиску за величинами крайових недорекуперацій виявляється неможливою. В цій ситуації

вона буде заниженою.

Спробувавши проробити аналогічні операції з кривими несприятливими до теплопередачі, ми зразу наштовхуємося на те що недорекуперація на краях теплообмінника не може бути малою. Для того щоб кінцеві недорекуперації були малими температурний натиск всередині теплообмінника має бути від'ємною величиною. Отже дійсні крайові недорекуперації будуть великими, при цьому визначення середнього температурного натиску за крайовими недорекупераціями дасть дуже завищену величину.

В ситуації теплопередачі від потоку з більшою ентальпією, зображеній на рисунку 2б, збільшення середнього температурного натиску в середніх перетинах апарату забезпечує вже ввігнутий характер не лінійності розподілу тепловмісту за температурою. Несприятливим - стає опуклий.

Додатковий фактор впливу, його дія за різних величин відношення повних запасів тепла

Рис. 3 наочно ілюструє першопричини зміни температурного натиску. Такими є локальні за об'ємом теплообмінника відхилення запасів теплоти потоків, відносно середнього для теплообмінника в цілому співвідношення запасів тепла. Тоді, коли можливий перерозподіл запасів тепла потоків по робочому інтервалу температур, кожному значенню середньо-інтегральної величини співвідношення теплових еквівалентів за сталої інтенсивності тепло-переносу відповідає нескінченна множина можливих значень ефективності.

Причиною появи інтервалу розв'язків за досяжною ефективністю, як було показано вище, є зміна середнього температурного натиску, що відповідає конкретним формам залежності ентальпії теплоносіїв від температури. Прогноз тривимірних аналітичних моделей за середнім температурним натиском і, відповідно, ефективністю теплообмінника буде вірним лише для часткових випадків. Це випадки незмінних теплоємностей потоків при використанні теплообмінних апаратів, елементи конструкції яких не створюють штучних локальних нерівностей запасів тепла потоків. На практиці альтернативні конструкції досі не використовувалися, але це не значить, що їх існування не можливе. В ситуаціях змінної теплоємності можливість практично використовувати вплив нового фактора довели автори [2,4]. За незмінної теплоємності потоків, яка має сталу залежність від температури інтервал розв'язків звужується до одного значення, але його також не можна спрогнозувати за тривимірними аналітичними моделями. Уточнення температурного натиску здійснюють за допомогою комп'ютера.

Для урахування додаткового фактора пропонуємо використати розгорнуту форму представлення загальноприйнятих аналітичних моделей. Розгортання поля розв'язків на дві півосі, аналогічно тому, як це зроблено в [8,12], за рахунок нормування до теплового еквівалентів одного з потоків, в загальному випадку незручне, бо створює зайву, чисто математичну несиметричність. Щоб уникнути такої, перевизначимо координату $\bar{W} = W^{\max}/W^{\min}$ наступним чином. Будемо використовувати у якості $\bar{W} = W_{\text{нагрівного}}/W_{\text{охолоджуючого}}$, якщо $W_{\text{нагрівного}} < W_{\text{охолоджуючого}}$, й $\bar{W} = W_{\text{охолоджуючого}}/W_{\text{нагрівного}}$, якщо $W_{\text{нагрівного}} > W_{\text{охолоджуючого}}$. Розгорнуті залежності наведені на рис. 4. Зображення у другому квадранті на рисунку 3 буде дзеркальним відображенням першого квадранта. У якості теоретичних залежностей використаємо аналітичні розв'язки Кейса і Лондона для недорекуперацій кожного з потоків і середньо-інтегрального температурного натиску. Як видно з рис. 4 залежність теоретичного середнього температурного натиску від співвідношення запасів тепла потоків має мінімум в області поблизу точки балансу $\bar{W} = 1$.

Припустимо, що локальні температурні натиски теплопередачі можна прогнозувати за тими ж кривими, які відповідають середньому температурному натиску теплообмінника в цілому. В такому припущенні, за умови інтегральній збалансованості теплообмінника в цілому, будь-які локальні відхилення запасів тепла призводять лише до наростання середнього температурного натиску теплопередачі. За рис. 4 можна встановити, що

інтегральне підвищення середнього температурного натиску може призводити до двох протилежних результатів за ефективністю теплопередачі.

У першому випадку в більш теплій зоні збалансованого теплообмінника з числом $Ntu=10$ превалює запас тепла того потоку, який гріє. Недорекуперацію на вході в цю зону (і в апарат в цілому) слід визначати за кривою 2 в правому квадранті рис. 4; її величина буде малою. Недорекуперація на холодному краю зони (в середині апарату), відповідно кривій 1 в правому квадранті буде великою. В більш холодній зоні апарату, щоб він був збалансованим за запасами тепла, має превалювати запас тепла охолоджуючого потоку і розв'язки мають дзеркальні значення. Недорекуперація на теплом краю зони відповідно 2 у лівому квадранті буде значною, на холодному краю зони (і апарату в цілому) - малою, відповідно кривій 1 в лівому квадранті. Оскільки нерівність запасів тепла потоків в зонах однакова, розв'язки зшиваються в центрі апарату. Підсумок – середній температурний натиск збільшується за малих кінцевих недорекуперацій, що підтверджується експериментальними даними кривою 4. Ефективність теплопередачі суттєво вище за прогнозований класичними залежностями рівень, який відповідає точці $\bar{w}=1$.

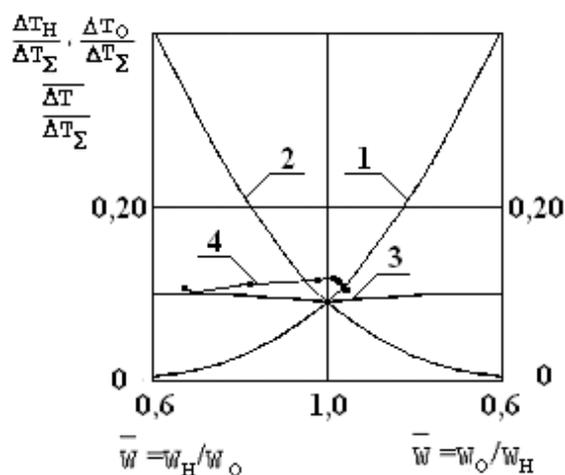


Рис. 4. Розгорнута форма представлення залежності крайових і середньо інтегральної недорекуперації від співвідношення запасів тепла потоків. $Ntu = 10$. 1- Недорекуперація нагрівного потоку, 2- недорекуперація охолоджуючого потоку, 3- теоретичний середній температурний натиск. 4 –середній температурний натиск в експериментах рис.1. Индекси : н – відноситься до нагрівного потоку, о - до охолоджуючого.

Розглянемо ситуацію, коли в більш теплій частині збалансованого теплообмінника з числом $Ntu=10$ превалює запас тепла охолоджуючого потоку, а в більш холодній – нагрівного. Відповідно до рис.4, розв'язки за зонами розвернуться на 180 градусів. Середній температурний натиск збільшиться за рахунок великих крайових недорекуперацій. Ефективність теплообмінника низька, незважаючи на високе значення числа Ntu . Як видно з рис.4 відхилення від класичних прогнозів ефективності збалансованого апарату тим більші, чим значнішими є локальні нерівності запасів тепла потоків. За сприятливих локальних відхилень \bar{w} до 0,7 ефективність теплопередачі стає близькою до гранично можливої й становить 98-99%.

При зменшенні співвідношення повних запасів тепла від балансу, локальні відхилення \bar{w} від середньо інтегрального на однакову величину за постійної інтенсивності теплопередачі дають все менший приріст середнього температурного натиску. За суттєвого ($\bar{w} < 0,6$ й менше) небалансу повних запасів тепла потоків локальні відхилення співвідношення теплових еквівалентів потоків будуть зменшувати середній температурний натиск. Це також підтверджується експериментальними даними 4.

В тій частині теплообмінника, де локальний небаланс перевищує середній, температурний натиск буде

практично таким же як і за середнього співвідношення запасів тепла. Слабке підвищення температурного натиску пов'язане з тим, що при досягненні ефективностей, близьких до 100%, середній температурний натиск за постійної величини числа N_{tu} стає майже стабільною величиною. При цьому, в тій частині де локальне співвідношення теплових еквівалентів потоків є зменшеним відносно середнього, температурний натиск суттєво знижується.

Запропоноване теоретичне пояснення дає якісно і кількісно правильний прогноз аномальних ефектів, представлених в літературі. Різке підвищення ефективності теплопередачі, чи неможливість ефективної теплопередачі спостерігається в експериментах на теплообмінниках, які працюють саме в областях приблизного балансу запасів тепла. Додатковий фактор впливу зводить нанівець прогнозоване аналітичними розв'язками підвищення ефективності теплопередачі за значного небалансу повних запасів тепла потоків, що також спостерігається на практиці (див. рис. 2). Таким чином початкове припущення про можливість прогнозування локальних температурних натисків за класичними аналітичними розв'язками для теплообмінників в цілому є достатньо продуктивним.

Безпосередні експериментальні підтвердження теоретичних висновків

НИЖЧЕ БУДУТЬ НАВЕДЕНІ ДАНІ ЗА ДОСЛІДЖЕННЯМИ ТЕПЛООБМІННИКА [5], ВЖЕ ОПУБЛІКОВАНІ В [8,12], АЛЕ УЗАГАЛЬНЕНІ ІНШИМ ЧИНОМ, ЗА СПОСОБОМ АНАЛОГІЧНИМ РИС.4. ТИСК ОХОЛОДЖУЮЧОГО ЗВОРОТНОГО ПОТОКУ Є БЛИЗЬКИМ ДО АТМОСФЕРНОГО, ТИСК НАГРІВНОГО ПОТОКУ ЗМІНЮВАВСЯ ВІД ОДНІЄЇ СЕРІЇ ЕКСПЕРИМЕНТІВ ДО ІНШОЇ. ДОБРЕ ВИДНО, ЩО СИМЕТРІЇ РОЗВ'ЯЗКІВ ВІДНОСНО ОСІ $\bar{w}=1$ НЕ СПОСТЕРІГАЄТЬСЯ. КРИВА 3 ЗА ВЕЛИЧИНИ СПІВВІДНОШЕННЯ ЗАПАСІВ ТЕПЛА ОХОЛОДЖУЮЧОГО Й НАГРІВНОГО ПОТОКІВ $\bar{w}=0,94$ Є ПРАКТИЧНО ПАРАЛЕЛЬНОЮ ОСІ ОРДИНАТ, ЩО ЯВНО ПІДТВЕРДЖУЄ НАЯВНІСТЬ ДОДАТКОВОГО ФАКТОРУ ВПЛИВУ.

На рис. 6 зображені зміни середнього температурного натиску теплопередачі в тих же серіях експериментів. Кореляція підвищення ефективності й середнього температурного натиску в зоні балансу запасів тепла очевидна. При розгляді кривих рис.6 слід враховувати, що вагова витрата суміші зменшується разом з підвищенням її тиску. Співставлення рис 4 й рис.6 легко виявляє, що теоретичний прогноз тривимірних аналітичних моделей відносно наявності мінімуму середнього температурного натиску в точці $\bar{w}=1$ не справджується.. Пояснення результатів над-ефективної теплопередачі за рахунок підвищення її температурного натиску під дією додаткового фактору впливу знаходить пряме експериментальне підтвердження. Злами на лівих краях кривих 2 й 3 корелюють зі зломом залежності співвідношення теплових еквівалентів від температури стиснутого потоку на вході в теплообмінник

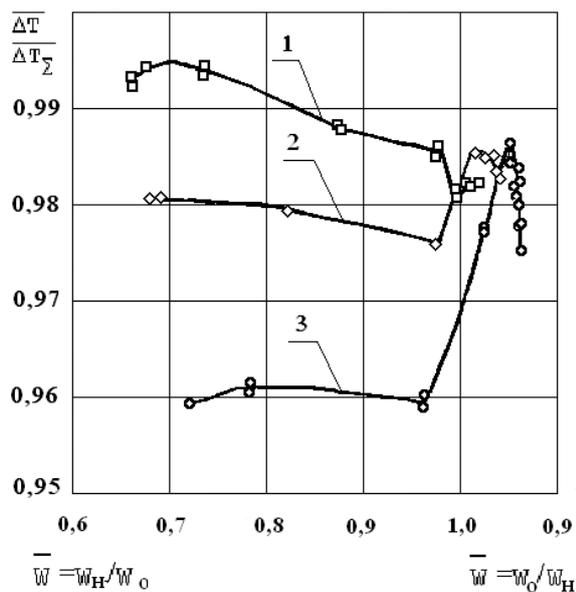


Рис. 5. Розгорнуті залежності ефективності теплообмінника сумішевої системи [8,12], від співвідношення запасів тепла потоків. 1 Тиск нагрівного потоку $P_{нагр}=5,0$ МПа, $Ntu = \{7,1-9,6\}$; 2- $P_{нагр}=4,0$ МПа, $Ntu = \{7,8-10,3\}$; 3 – $P_{нагр}=3,0$ МПа, $Ntu = 8,6-11,0$

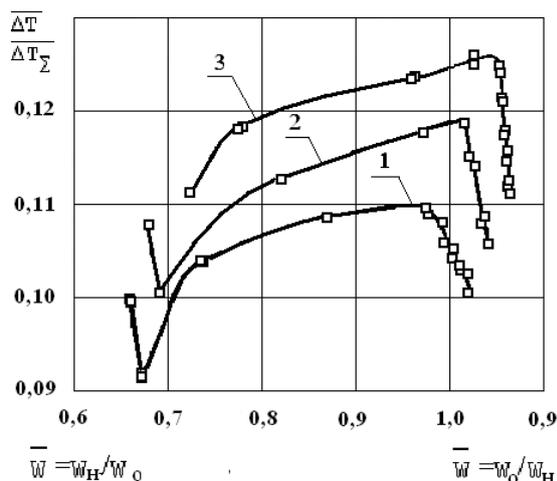


Рис 6. Залежності середнього температурного натиску теплообмінника використання холоду пари дросельної системи 1. 1 Тиск прямого потоку 5,0 МПа; 2- 4,0 МПа; 3 – 3,0 МПа. Вагова витрата суміші в серії 1 становить 7,36 г/с, в серії 2 – 9,03 г/с, в серії 3 – 10,96 г/с.

Коментарі і міркування

Практичними наслідками представленого аналізу для технологій ефективної теплопередачі є можливість чітко уявляти які саме вимоги слід представляти до властивостей робочих тіл теплоенергетичних систем. Їх виконання забезпечить умови мінімізації втрат від неефективної теплопередачі між потоками всередині цих систем. Якщо при компонованні робочого тіла буде урахована можливість створення сприятливого розподілу тепловмісту за температурами, то це дозволить підвищити економічно доцільний рівень ефективності теплопередачі. Наголошуємо, що при цьому не виникне потреби в суттєвому збільшенні енергетичних витрат на прокачування теплоносіїв.

Представлений в даній роботі матеріал потребує доробки. Якщо він зацікавить спеціалістів, то може бути проведена робота по введенню в аналітичні моделі у явному вигляді додаткового фактора впливу, проведення співставлення прогнозів нових теорій з більш широким масивом експериментальних результатів. Аналіз, наведений в даній роботі базувався на гіпотетичній можливості довільної зміни теплоємкостей речовин потоків. Але його висновки формально справедливі й для зміни ентальпії потоків. Таким чином, запропонована теоретична модель не заперечує доцільності створення штучної нерівності запасів тепла потоків за рахунок витрати робочих тіл.

Найбільш перспективною для підвищення споживацьких характеристик нових технологій теплопередачі, які потенційно можуть базуватися на використанні додаткового фактору впливу, є область збалансованої теплопередачі. Саме ця область є проблемною для досягнення високої ефективності, що утруднює розв'язок багатьох проблем, включаючи утилізацію втрат тепла.

Висновки

Виявлено додатковий фактор впливу на процеси теплопередачі у теплообмінниках, із змінними температурами потоків. Таким є відхилення співвідношень локальних запасів тепла потоків від співвідношення повних запасів тепла потоків апарату. Запропонована методологія аналізу ситуацій суттєвого впливу нового фактора.

Якщо знехтувати впливом цього фактора, то, у загальному випадку, можлива велика неточність аналітичного прогнозу середнього температурного натиску теплопередачі. За неврахованої дії виявленого фактора прогнозна величина середнього температурного натиску буде суттєво заниженою в області приблизної рівності запасів тепла потоків і завищеною - за значної їх нерівності, що відповідно спотворить розрахункову величину ефективності. Неправильне урахування впливу нового фактора може призвести до великої похибки у визначенні кінцевих недорекуперацій, за вірно визначеного середнього температурного натиску.

Встановлено, що в найбільш загальних ситуаціях використання звернутої координати співвідношення теплових еквівалентів, у формі співвідношення меншого й більшого запасів тепла потоків, є некоректним для представлення результатів.

Список літератури:

1. Бродянский В.М., Ягодин В.М., Никольский В.А., Тащин А.Г. Перспективы использования дроссельных циклов на смесях в криогенных системах // Химическое и нефтяное машиностроение. 1976 - №1 - М.: Машиностроение. С. 21-23.
 2. Лавренченко Г.К., Дремова Н.В., Волгушев В.В. Оптимизация режимных и конструктивных параметров дроссельных рефрижераторов // Холодильная техника и технология. - Респ. межвед. науч.-техн. сб. 1988. - Вып. 47.- С.10-16.
 3. Алфеев В.Н., Никольский В.А., Ягодин В.М. Дроссельные криогенные системы на многокомпонентных газовых смесях // Электронная техника. Сер. 15. 1971. - Вып. 1. - С. 93-203.
 4. Лавренченко Г.К. Формирование эффективных многокомпонентных рабочих тел и создание на их основе компрессионных дроссельных систем охлаждения: Автореф. дис... докт. техн. наук. - Одесса, 1985. - 36 С.
 5. Горпинко Ю.И., Гетманец В.Ф., Лобко М.П., Якуба В.В. Повышение холодопроизводительности дроссельных микрокриогенных систем на основе смесового рабочего тела. // Повышение эффективности и надежности систем городского хозяйства. - К.: ИСИО. 1995.- С. 134-138.
 6. Гетманец В.Ф., Горпинко Ю.И., Левин А.Я. Вопросы тепловой оптимизации противоточных теплообменников криогенных установок. "Cryogenics - 90" 1-st Intern.Conf. about technique of low temperature, Kosice, 1990. P. 236-237.
 7. Горпинко Ю.И. Підвищення холодопродуктивності дросельних рефрижераторів оптимізацією параметрів і втрат регенеративного теплообмінника. Автореф. дис... канд. техн. наук. - Харків, 1997. 24 с.
- Горпинко Ю.И. Посметный Б.М. Аномальные изменения эффективности теплопередачи. В кн.: Научно-

техническая конференция «Аномальные физические явления в энергетике и перспективы создания новых источников энергии». Сборник докладов. Харьков: Изд-во ООО «Инфобанк», - 2005. С. 137 - 146. 8. Горпинко Ю.И. Посметный Б.М. Технологии и преимущества повышения температурного напора теплопередачи В кн.: Научно-техническая конференция «Аномальные физические явления в энергетике и перспективы создания новых источников энергии». Сборник докладов. Харьков: Изд-во ООО «Инфобанк», - 2005. С. 147 - 156. 9. Kaye W.M., London A.L. (1964). *Compact Heat Exchangers*. 2 nd ed. New York: McGraw Hill Book Co., 1964. 10. Красникова О.К., Усанов В.В., Мищенко Т.С. и др. Трубчатые теплообменники холодильных гелиевых установок. // *Химическое и нефтяное машиностроение*. 1975- №5. С.17-20. 11. Дударь В.И., Евдокимова О.В., Лобко М.П., Михайленко С.А. Фазовые равновесие легкокомпонентных азотно-углеводородных систем и H(T)- диаграмма в трехфазной области хладагентов. 1988. - 28 С. - (Препринт/АН УССР. ФТИНТ; 28-88). 12. Архаров. А.М., Марфенина И.В., Микулин Е.И. Теория и расчет криогенных систем. - М.: Машиностроение. 1978.- 413 С. 13. H.Hausen. *Heat Transfer in Counterflow, Parallel Flow and Cross Flow*, New York: McGraw Hill, 1983. p. 417.

УДК 624.349

А.А. Прохоренко, канд. техн. наук, Д.В. Мешков, асп.

ВЫБОР РАЦИОНАЛЬНОГО КОЛИЧЕСТВА РАБОЧИХ ЦИКЛОВ ДЛЯ УСРЕДНЕНИЯ ИНДИКАТОРНОЙ ДИАГРАММЫ

Введение. Исследование процессов происходящих в цилиндрах перспективных двигателей внутреннего сгорания (ДВС) и полостях топливной аппаратуры (ТА) требует применения современной быстродействующей электронной аппаратуры. На сегодняшний день уровень развития вычислительной техники позволяет создавать компактные быстродействующие комплексы для исследования вышеназванных процессов на базе ЭВМ. Примером такого технического решения может служить автоматизированный исследовательский комплекс для испытаний ДВС созданный на кафедре ДВС НТУ «ХПИ» [1].

Однако при использовании таких комплексов возникает проблема выбора рационального количества рабочих циклов ψ для определения результирующей (усредненной) индикаторной диаграммы с использованием которой производится расчет индикаторных показателей двигателя. Следует отметить, что измерение непосредственно следующих друг за другом циклов подразумевает регистрацию данных за 2 оборота коленчатого вала в четырехтактном двигателе.

Вопрос о выборе числа циклов усредненной диаграммы поднимался еще при использовании прибора индицирования МАИ-2. В данном случае проблему пытались решить включением прибора на определенный, заранее рассчитанный промежуток времени. Полученный массив точек на бумаге барабана, по большому счету и является той самой усредненной диаграммой [2].

Целью исследования является определение такого числа рабочих циклов ψ для построения усредненной индикаторной диаграммы, которое с одной стороны адекватно отображало бы режим работы

двигателя, с другой стороны, не требовало бы больших вычислительных ресурсов и увеличения времени обработки результатов измерений.

Анализ литературных источников показывает, что существуют различные, не всегда четкие, методики выбора числа ψ для усреднения диаграммы. Например, цифровой анализатор 653 фирмы AVL (Австрия) позволяет регистрировать только 16 последовательных рабочих циклов. Лишь с помощью программных средств управления, усредненные за 16 циклов блоки данных, могут быть объединены и представлены в виде одного среднего цикла, содержащего до 256 последовательных циклов [3]. Современные комплексы AVL позволяют более гибко подходить к выбору числа циклов, но четких рекомендаций по выбору числа циклов также нет. Источники [4, 5] указывают от 40 до 160 циклов, но без пояснений.

Исследование по выбору рационального числа ψ было проведено с использованием данных исследований дизеля 4ЧН 12/14 полученных с помощью универсального автоматизированного комплекса для испытаний ДВС и программного обеспечения DieselAnalyse™. Программное обеспечение DieselAnalyse™ по результирующей диаграмме позволяет определять такие основные показатели рабочего цикла: среднее индикаторное давление p_i , индикаторный КПД η_i , максимальное давление p_z , угол начала сгорания $\varphi_{н.з.}$. В качестве определяющего критерия использовано значение среднего среднеквадратичного отклонения выборки, т.к. данный критерий позволяет оценить насколько широко разбросаны точки данных относительно их среднего.

Формула для определения среднего среднеквадратичного отклонения Δ :

$$\Delta = \frac{\sum_{\varphi=1}^{720} \sqrt{\frac{\sum (p - p_{cp})^2}{\psi}}}{720};$$

где p – значение давления в текущей точке; p_{cp} – среднее значение по заданному ψ для текущей точки; φ – угол поворота коленчатого вала; ψ – размер

выборки.

Расчет Δ ведется последовательно для рабочих циклов от первого ($\Delta=0$) до 300. В качестве исходных данных представлены режимы работы двигателя (2000, 1800, 1500 мин⁻¹, при различных нагрузках). Результаты расчетов представлены на рис. 1.

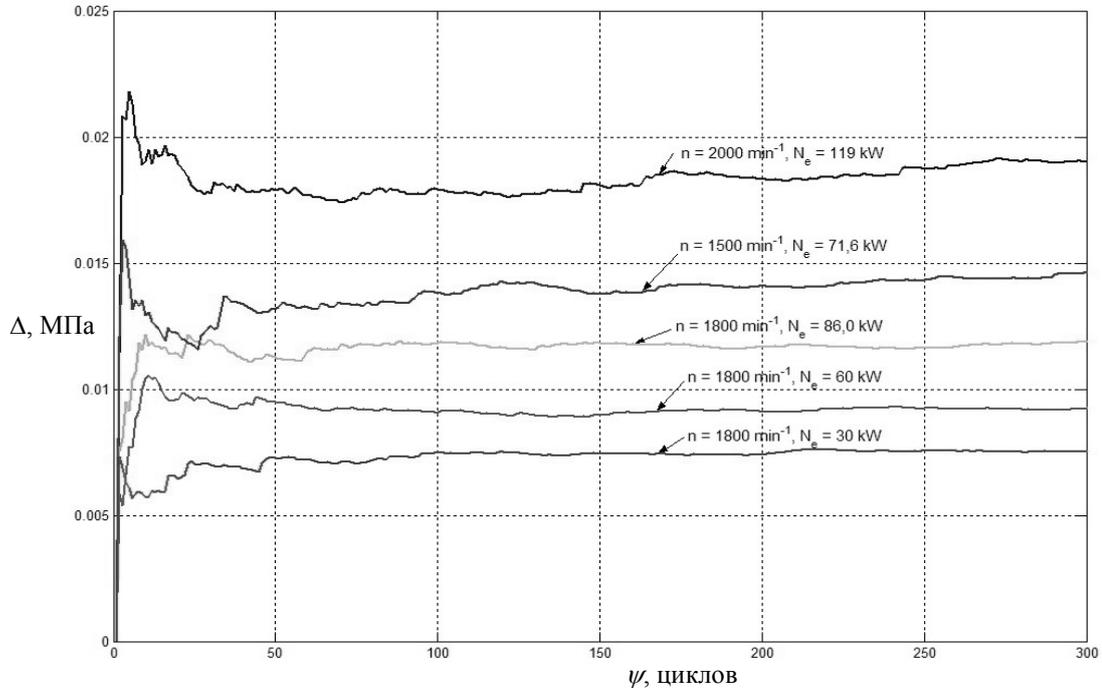


Рис. 1. Зависимость ψ от глубины выборки

Из представленного рисунка видно, что в районе $\psi = 100 \dots 125$ значений наступает стабилизация среднего среднеквадратичного отклонения. Также дальнейшее увеличение размеров выборки нецелесообразно, т.к. это приведет к значительному увеличению времени машинного счета, но не скажется на точности результата. Важно отметить, что в районе ψ от 1 до ~ 75 наблюдается значительный разброс значений среднего среднеквадратичного отклонения. Следовательно, минимальное значение ψ должно быть более 75.

Выводы. В результате проведенного исследования установлено, что для корректного построения усредненной индикаторной диаграммы и расчета индикаторных показателей двигателя необходимо выбирать число ψ в размере 100...125 рабочих циклов. Определено минимальное значение $\psi = 75$.

УДК 621.436.038

Список литературы:

1. Марченко А.П., Прохоренко А.А., Самойленко Д.Е., Мешков Д.В. Универсальный автоматизированный стенд для испытаний ДВС, Вестник НТУ «ХПИ», 2006, 140 с.
2. Райков И.Я. Испытания двигателей внутреннего сгорания. – М.: Высшая школа, 1975. – 320 с.
3. Техническая документация к комплексу AVL-653. Перевод с немецкого.
4. R. Pischinger, Indizieren am Verbrennungsmotor; Anwenderhandbuch - Vorstand des Institutes für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik der Technischen Universität Graz, Graz, Jänner 2002. – S. 136.
5. Brennraumdruckgeregelte Otto- und Dieselmotoren: neue Konzepte zur individuellen Zylinderbeeinflussung, Dissertation Dipl.-Ing. Norbert Müller, TU Darmstadt Darmstadt, Deutschland. – S.18.

А.Н. Врублевский, канд. техн. наук, А.В. Грицюк, канд. техн. наук,
Г.А. Щербаков, инж., А.В. Денисов, асп.

РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ ФОРСУНКИ ДЛЯ ДВУХФАЗНОГО ВПРЫСКИВАНИЯ ТОПЛИВА В ЦИЛИНДР ВЫСОКООБОРОТНОГО ДИЗЕЛЯ

Введение

В автотракторных дизелях с непосредственным впрыскиванием, отличающихся наибольшей экономичностью, основной проблемой является уменьшение выбросов NO_x и твердых частиц. Эффективным методом снижения эмиссии твердых частиц без увеличения выхода NO_x является организация двухфазной подачи топлива. Данный метод применяется в дизелях фирм Mercedes-Benz, Ford, Fiat, Caterpillar и др. [1 - 3]. Наибольшие возможности по организации двухфазной топливоподачи имеют системы с электронным управлением аккумуляторного типа [1]. Однако и в традиционных топливных системах с кулачковым приводом плунжерной пары насосной секции возможно получить двухфазное впрыскивание топлива в цилиндр дизеля.

Анализ публикаций

Так, например, разработанная фирмой Bosch насос-форсунка рис. 1 обеспечивает наряду с основной подачей, подачу предварительной порции топлива в цилиндр дизельного двигателя. Подача предварительной пилотной порции топлива обеспечивается при помощи золотника 3. На начальном этапе активного хода плунжера 1 насосной секции происходит первый подъем иглы 5. При этом золотник 3 находится в верхнем положении, т. к. площадь золотника на которую действует давление топлива меньше площади иглы 5. Продолжающийся рост давления топлива в камере 2 приводит к перемещению золотника 3 и дополнительному сжатию пружины 4. Сила затяжки пружины 4 увеличивается, что вызывает перемещение иглы 5 в сторону запорного конуса и закрытию распыливающих отверстий 7. Давление топлива в кармане 6 распылителя продол-

жает увеличиваться - происходит второй подъем иглы и впрыскивание в цилиндр основной порции топлива. После отсечки игла форсунки садится на запорный конус и процесс топливоподачи завершается. С уменьшением давления в полости 2 золотник под действием пружины 4 перемещается в сторону насосной секции.

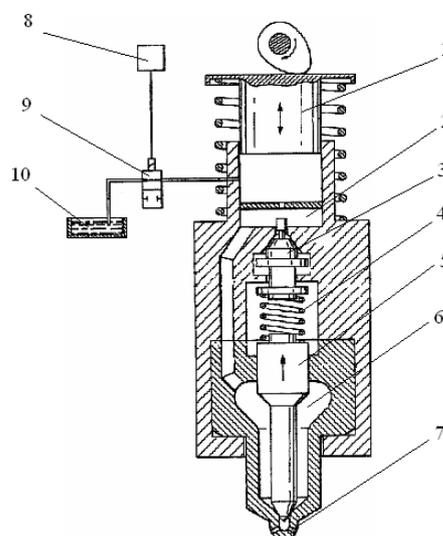


Рис. 1. Схема насос-форсунки с управляющим клапаном фирмы Bosch [4]:

1 - плунжер, 2 - камера управления, 3 - золотник, 4 - пружина, 5 - игла, 6 - карман распылителя, 7 - распыливающие отверстия, 8 - блок управления, 9 - электроуправляемый клапан, 10 - топливный бак

Цель и постановка задачи

Цель данной работы – предложить и исследовать техническое решение, направленное на улучшение показателей работы топливной системы непосредственного действия высокооборотного отечественного дизеля, а именно на организацию двухфазного впрыскивания топлива.

Объект исследования – форсунка с дифференциальным поршнем

Для организации двухфазного впрыскивания в разделенной топливной системе (ТС) непосредственного действия в КП ХКБД (г. Харьков) совместно с кафедрой ДВС ХНАДУ разработана и исследована форсунка закрытого типа с дополнительным дифференциальным поршнем рис. 2.

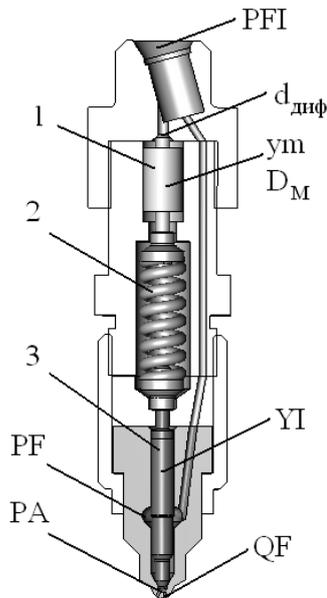


Рис. 2. Форсунка для двухфазного впрыскивания топлива:
1 – поршень, 2 – пружина, 3 – игла

Конструктивной особенностью данной форсунки является использование одной пружины 2 для запираания иглы 3 и дифференциального поршня 1. Такое решение позволяет упростить форсунку и сделать ее компактной, а также исключить необходимость отвода утечек топлива по прецизионным зазорам поршня и иглы.

Двухфазное впрыскивание топлива в ТС с предложенной форсункой организовано следующим образом. В начале активного хода плунжера ТНВД давление топлива P_F в кармане распылителя увеличивается до значения, превосходящего давление $P_{\text{фо}}$ начала хода Y_I иглы. Это приводит к подъему иглы 3 и началу впрыскивания топлива. Перемещение u_m поршня 1 должно начинаться после момента начала впрыскивания. Достигается это выбором величины

$d_{\text{диф}}$ дифференциальной площадки поршня. Следовательно, давление $P_{\text{МО}}$ начала перемещения поршня больше значения $P_{\text{фо}}$. Перемещение поршня 1 приводит к дальнейшему сжатию пружины 2 и отводу топлива в поршневую полость. Вследствие этого давление P_F понижается, а $P_{\text{фо}}$ увеличивается. Под действием данных факторов игла перемещается и перекрывает отверстия распылителя форсунки. Давление P_A в колодце распылителя в данный момент равно нулю. Продолжение нагнетания топлива плунжером ТНВД приводит к дальнейшему росту давления P_F и повторному подъему иглы 3. За время второго подъема иглы происходит подача в цилиндр дизеля основной части цикловой порции топлива. Понижение давления P_F , связанное с открытием сливного отверстия в втулке плунжера ТНВД приводит к перемещению иглы в сторону запорного конуса и завершению процесса впрыскивания топлива. Быстрому перемещению иглы и исключению подвпрыскиваний способствует высокое значение $P_{\text{фо}}$, а также давление топлива, перетекающего в пружинную полость по прецизионным зазорам иглы и поршня.

Обратный ход поршня 1 происходит после запираания иглы. Топливо из поршневой полости уходит в сторону ТНВД и не влияет на завершение процесса впрыскивания.

Проведенные безмоторные испытания (см. табл. 1) подтвердили эффективность предложенного способа для организации двухфазного впрыскивания в ТС непосредственного действия. При этом конструктивные и регулировочные параметры форсунки были следующими: максимальные ход иглы $Y_I = 0,3$ мм и поршня $u_m = 0,5$ мм; диаметр D_M поршня 5 мм; диаметр $d_{\text{диф}}$ дифференциальной площадки 2,7 мм; $P_{\text{МО}} = 29$ МПа, $P_{\text{фо}} = 18$ МПа; топливо из объема полости пружины отводится в топливный бак.

Таблица 1. Результаты расчетного и экспериментального исследования ТС с форсункой (рис. 2)

Частота вращения кулачкового вала, мин ⁻¹	Цикловая подача топлива, мм ³	Давление РА, МПа		Продолжительность впрыскивания, град. кул. вал		Доля цикловой в предварительном впрыскивании (эсп.), %
		расчет	эсп.	расчет	эсп.	
1800	46	52	53,1	17	17,3	20
1800	33	47	52,5	13,5	14	35
1800	19	21	19,4	11	10	60
1500	48	48	45	15	15,5	20
1500	33	46	42,5	11	12	20
1500	22	22	21,3	10	10,4	48
1000	40	28	25	9,5	10,8	65
1000	20	15	17,5	7	7,2	впрыск однофазн
1000	10	16	16,8	4	3,2	впрыск однофазн
400	8,6	3	3	2,5	1,7	впрыск однофазн

Вместе с тем, был выявлены существенные недостатки данного способа, а именно. Достижимые значения максимального давления впрыскивания РА не превышают уровня 53 МПа; на режимах, требующих подачи малых доз топлива (10 – 8 мм³) впрыскивание носит однофазный характер; доля топлива подаваемого в первую фазу составляет 20 – 65 % от суммарной.

С целью определения возможных путей улучшения характеристик впрыскивания в ТС с предлагаемой форсункой проведено моделирование работы данной ТС и серия численных экспериментов.

Результаты расчетно-экспериментального исследования

На первом этапе расчетного исследования проведена проверка на адекватность разработанной математической модели. Результаты данной работы представлены в табл. 1 и свидетельствуют о хорошей сходимости результатов расчета с экспериментальными данными (не менее 90 %).

Результаты моделирования работы форсунки с дополнительным поршнем подтвердили предположение о том, что максимальные значения давления впрыскивания на номинальном режиме - 100 МПа (рис. 3) достигаются при конструкции поршня 1 без дифференциальной площадки, т. е. относительный диаметр дифференциальной площадки равен

$$\bar{D} = d_{\text{диф}} / D_M = 1.$$

Однако в данном варианте не реализуется двухфазное впрыскивание, а высокие давления являются следствием использования происходящих в топливопроводе волновых явлений.

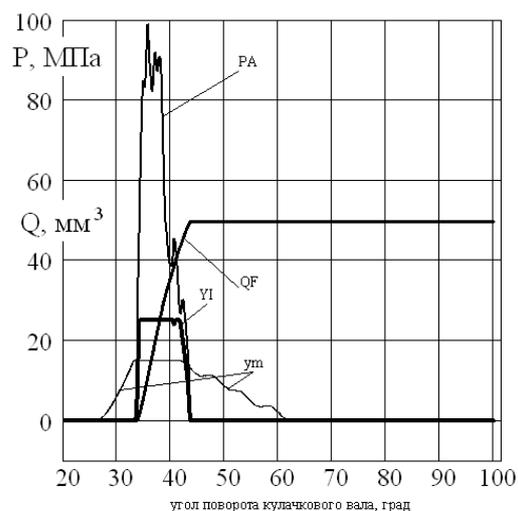


Рис. 3. Расчетные кривые изменения давления РА, хода поршня уш и иглы YI форсунки.

Компромиссным по получаемым значениям давления впрыскивания и возможности организации двухфазной топливоподдачи следует считать форсунку со следующими конструктивными и регулировочными параметрами: максимальные ход иглы YI = 0,3 мм и поршня уш = 0,5 мм; D_M = 6 мм; d_{диф} = 2,5 мм; P_{МО} = 33 МПа, P_{фо} = 21 МПа; объем полости пружины – 775 мм³.

В данной форсунке используются волновые явления в топливопроводе и, в то же время, принципы работы, изложенные выше.

Данные значения получены в ходе теоретического исследования ТС. В таблице 2 представлены результаты данного исследования. На рис. 4 – 6 приведены зависимости, позволившие выбрать рацио-

нальные параметры форсунки для двухфазного впрыскивания топлива для режиме работы дизеля $n_{кул.вал} = 1000 \text{ мин}^{-1}$, $q_{ц} = 20 \text{ мм}^3$. Аналогичные кривые получены для других характерных режимов (см. табл. 2) работы данного дизеля.

Таблица 2. Расчетные характеристики впрыскивания ТС с оптимальными параметрами форсунки

Частота вращения кулачкового вала, мин^{-1}	Цикловая подача топлива, мм^3	Давление РА, МПа	Продолжительность основного впрыскивания, град. кул. вал	Доля цикловой в предварительном впрыскивании, мм^3
1800	46	83	9	2
1800	33	81	6	2
1800	19	67	5	5
1500	48	69	9	3
1500	33	68	6	3
1500	22	60	4,5	3
1000	40	45	7	3
1000	20	43	3,5	2
1000	10	26	2	2,5
400	8,6	6	1,7	4

Полученные на рис. 4 зависимости показывают, что определяющим параметрами для двухфазной подачи являются диаметры поршня D_M и его дифференциальной площадки $d_{диф}$. При фиксированном значении данных диаметров уровень максимального давления в колодце распылителя РА можно задавать давлением $P_{фо}$ предварительной затяжки пружины форсунки (рис. 5) и величиной u_m (рис. 6).



Рис. 4. Зависимость давления РА от диаметра поршня и параметра \bar{D} .

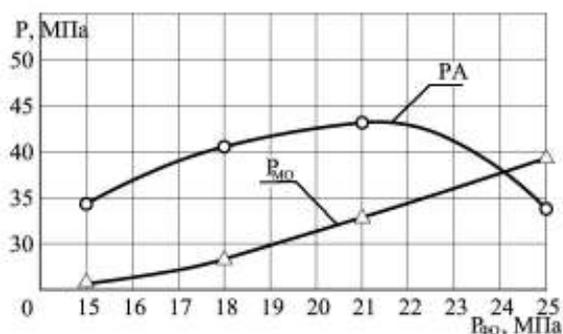


Рис. 5. Зависимость давлений РА и $P_{МО}$ от давления $P_{фо}$.

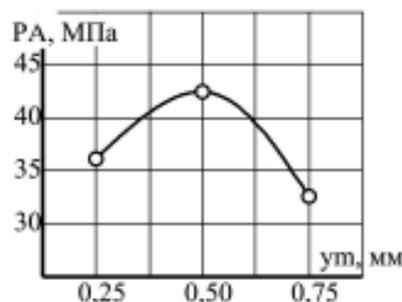


Рис. 6. Зависимость давления РА от величины u_t максимального хода поршня ($D_M = 6 \text{ мм}$;

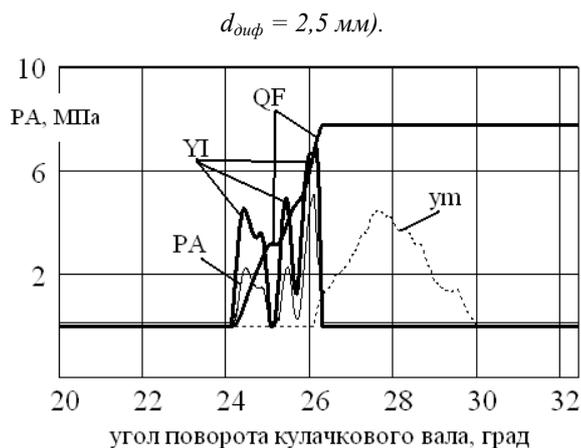


Рис. 7. Расчетные кривые изменения давления PA, хода поршня um и иглы YI форсунки на режиме холостого хода дизеля.

Приведенные на рис. 7 расчетные кривые свидетельствуют о том, что на одном из самых важных при эксплуатации автотракторного дизеля режимов – холостом ходу – предложенная конструкция форсунки обеспечивает двухфазную подачу топлива с общей продолжительностью 2,1 градуса поворота кулачкового вала.

Выводы

В топливной системе непосредственного действия высокооборотного дизеля за счет включения в конструкцию форсунки дифференциального поршня возможно организовать двухфазное впрыскивание топлива на всех рабочих режимах.

Разработана математическая модель работы то-

пливной системы с форсункой с дифференциальным поршнем. Доказана адекватность математической модели – различие характеристик впрыскивания полученных расчетом и в ходе эксперимента не превышает 10 %.

С помощью математического моделирования определены оптимальные конструктивные и регулировочные параметры форсунки, которые обеспечивают двухфазную подачу топлива (доля цикловой в предварительном впрыскивании 2 – 5 мм³) при давлении впрыскивания от 6 МПа на режиме холостого хода до 83 МПа на номинальном режиме.

Список литературы:

1. Системы управления дизельными двигателями. Перевод с немецкого. - М.: ЗАО «КЖИ «За рулем», 2004. – 480 с.
2. Современные подходы к созданию дизелей для легковых автомобилей и малотоннажных грузовиков / А.Д. Блинов, П.А. Голубев, Ю.Е. Драган и др. Под ред. В.С. Папонова и А.М. Минеева. – М.: НИЦ "Инженер", 2000. 332с.
3. Klingmann V.R., Bruggemann H. Der neue Vierzylinder-Dieselmotor OM611 mit Common-Rail-Einspritzung. Teil1: Motor-konstruktion und mechanischer Aufbau // MTZ: Motor-technische Zeitschrift. – 1997. – 58. – № 11. – S. 652-659.
4. Fuel injection system for an internal combustion engine, US Patent 6889661, Duplat, Gérard, Pourret; Raphael, Voigt; Robert Bosch GmbH, F02M 037//04.

УДК 621.43

А.И. Крайнюк, д-р техн. наук, С.В. Алексеев, асп., М.А. Брянцев, инж.

ОСОБЕННОСТИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА КАСКАДНОГО ОБМЕННИКА ДАВЛЕНИЯ

Обменники давления, основанные на прямом преобразовании потенциальной энергии газов в сжатый воздух, находят применение в качестве агрегатов воздухообеспечения различных энергосистем.

Получившие ограниченное применение в системах наддува двигателей внутреннего сгорания (ДВС), волновые обменники давления (ВОД) (система «Сотрех») наряду с очевидными достоинствами, связанными с высокой скоростью обменных процессов и способностью обеспечивать высокое давление наддува, имеют ряд недостатков, обусловленных волновым характером обменных процессов.

Отклонение режима работы ВОД от расчетных условий по частоте вращения ротора, расходу и температуре активной среды сопровождается ухудшением показателей воздухообеспечения ДВС как вследствие рассогласования моментов подключения ячейки ротора к окнам высокого давления с фазами движения первичных волн, так и вследствие увеличения доли сжатого воздуха, оставшегося в ячейке в момент разобщения её с окнами высокого давления. Кроме того, неизбежные диссипативные явления в процессах формирования и взаимодействия сильных ударных волн ограничивают КПД лучших образцов волновых обменников давления на расчетных режимах значениями 0,55..0,56. [4, 5]

В разработанном на кафедре ДВС ВГУ им. В.Даля каскадном обменнике давления (КОД) обмен энергией осуществляется в условно статических многоступенчатых процессах массообмена и вытеснения с формированием волн незначительной интенсивности. Поэтому рабочий процесс характеризуется более высокой эффективностью и меньшей чувствительностью к рассогласованию частоты вращения [1,

2, 3].

Рабочий цикл КОД иллюстрируется рисунком 1, где схематизирована развертка относительно газораспределительных окон и напорообменных каналов статора.

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

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

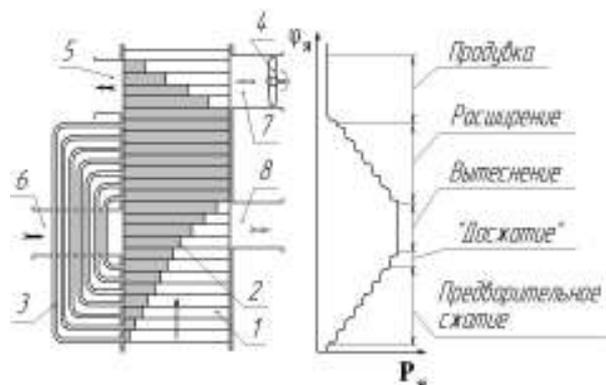


Рис. 1. Схема развертки ротора КОД относительно окон и каналов статора:

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

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

В идеализированном цикле КОД, в случае пренебрежения отличиям давлений сжимающей и сжимаемой сред и другими потерями, имеет место примерное равенство объемных расходов этих сред. Таким образом отношение массовых расходов сжимаемого воздуха и сжимающего газа близко обратному отношению их температур:

$$\frac{G_{ВВД}}{G_{ГВД}} \approx K \frac{T_{ГВД}}{T_{ВВД}},$$

где $K=0,85...0,95$ – коэффициент объемных потерь, в основном зависящий от отношения $P_{ГВД} / P_{ВВД}$.

Отмеченное обуславливает более высокий КПД КОД относительно ВОД, в котором на режиме работы в составе системы наддува ДВС, при условии $P_{ВВД} = P_{ГВД}$, практически реализуется равенство массовых расходов сжимающей и сжимаемой сред $G_{ВВД} = G_{ГВД}$.

Косвенным показателем совершенства рабочего цикла обменника может служить уровень остаточного давления газа в ячейке в момент предшествующий её подключению к окнам низкого давления, которое отражает долю неиспользованной энергии сжимающего газа. С увеличением числа напорнообменных каналов Z_k определяющих число каскадов массообмена, остаточное давление $P_{ост}$, как видно из рис.2, непрерывно снижается.

Расчетные зависимости получены для КОД со следующими основными конструктивными параметрами: диаметр ротора $D_p=200$ мм, длина ротора $L_p=200$ мм, количество ячеек ротора $Z_p=50$.

Вполне закономерным следствием увеличения числа каскадов массообмена (сжатия) является повышение давления предварительного сжатия $P_{п-1}$.

Для каждой размерности КОД существует своё рациональное значение числа Z_k , увеличение которого не приводит к повышению эффективности работы обменника (рис.2.).

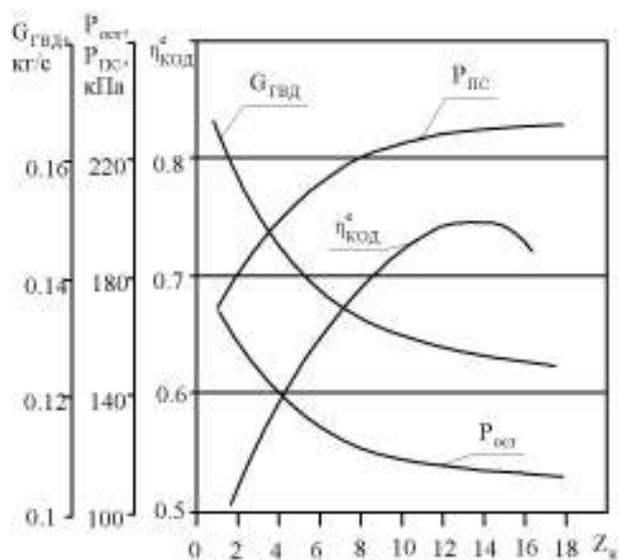


Рис. 2. Зависимость эффективного КПД КОД $\eta_{КОД}$, остаточного давления $P_{ост}$, давления предварительного сжатия $P_{пс}$ и расхода газов в окне ГВД $G_{ГВД}$ от количества массообменных каналов статора Z_k

Это связано с тем, что начиная с некоторого момента увеличение Z_k сопряжено с необходимостью уменьшения угловых размеров окон высокого и низкого давления. При этом ухудшение эффективных показателей работы КОД обусловлено по крайней мере двумя факторами, для оценки которых обратимся к выражению эффективного КПД $\eta_{КОД}^e$:

$$\eta_{КОД}^e = \frac{G_{ВВД} \cdot \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_{ВВД} \left[\left(\frac{P_{ВВД}}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \frac{N_{пр}}{\eta_{пр}}}{G_{ГВД} \cdot \frac{k_2}{k_2-1} \cdot R_2 \cdot T_{ГВД} \left[1 - \left(\frac{P_{ПВД}}{P_0} \right)^{\frac{k_2-1}{k_2}} \right]}, \quad (1)$$

где $G_{ВВД}$, $P_{ВВД}$, $T_{ВВД}$ – расход, давление и температура воздуха отводимого к потребителю; $G_{ГВД}$, $P_{ГВД}$, $T_{ГВД}$ – массовый расход, давление и температура сжимающего газа; $N_{пр}$ – мощность затрачиваемая

на привод ротора КОД; $\eta_{пр}$ – КПД условной машины осуществляющей привод ротора КОД

1) Уменьшение угловых размеров окон низкого давления сопровождается снижением времени отводимого на продувку ячейки свежим воздухом. Поэтому для интенсификации продувки необходимо увеличение напорности продувочного вентилятора, что достигается увеличением затрат мощности $N_{вент}$ на его привод. Зависимость мощности привода от угловых размеров окон низкого давления $\varphi_{НД}$ по условию сохранения показателей продувки ячеек ротора показана на рис.3.

2) Уменьшение угловых размеров окон высокого давления сопровождается снижением производительности обменника. Восстановление производительности КОД достигается увеличением радиального размера окон, что приводит к заметному увеличению размеров

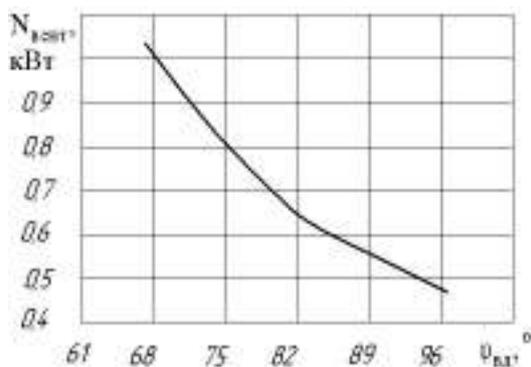


Рис.3. Влияние угловых размеров окон низкого давления $\varphi_{НД}$ на мощность привода продувочного вентилятора $N_{пр}$.

обменника, или повышением скорости истечения газов на участке высокого давления, за счет снижения давления в окне воздуха высокого давления (ВВД) (см. рис.4.). Последнее в свою очередь, согласно формуле 1, приводит к снижению КПД обменника.

Для КОД рассматриваемой конструкции и размерности рациональное количество напорообменных каналов Z_k находится в пределах 12...14. На режи-

ме $P_{ГВД} = 3 \text{ кгс/см}^2$, $P_{ВВД} = 2,8 \text{ кгс/см}^2$, $n_p = 2800 \text{ мин}^{-1}$, КПД обменника с указанными конструктивными параметрами достигает 0,75, значительно превышая показатели лучших образцов турбокомпрессора и ВОД.

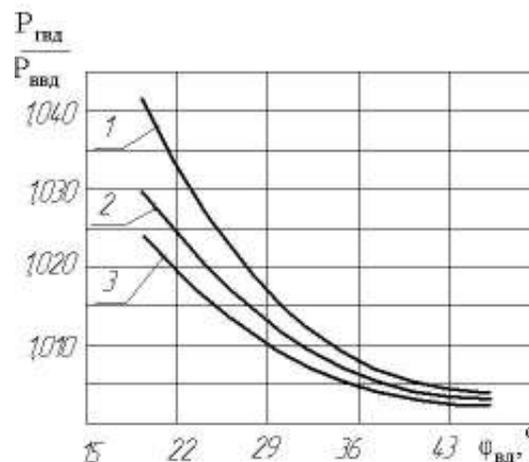


Рис.4 Зависимость величины отношения давления сжимаемой и сжимающей сред от угловых размеров окон ГВД и ВВД, при различных давлениях нагнетаемого воздуха $P_{ВВД}$:
1. – $P_{ВВД}=240 \text{ кПа}$; 2. – $P_{ВВД}=290 \text{ кПа}$; 3. – $P_{ВВД}=340 \text{ кПа}$;

Замечательная особенность рабочего цикла КОД заключается в незначительном влиянии неполноты вытеснения сжатого воздуха к потребителю на линии высокого давления (так называемого «мёртвого объёма») на эффективные показатели обменника.

Причина такой нечувствительности вполне объяснима. Энергия сжатого воздуха, оставшегося в ячейке после разобщения с окном ВВД участвует в процессе каскадного массообмена и, следовательно, наряду с энергией сжимающего газа в ячейке непосредственно расходуется на последующее сжатие свежего заряда.

Причем с увеличением каскадности обменника (см. рис. 5.) степень полезного использования потенциальной энергии не вытесненного сжатого воздуха возрастает. Поэтому при $Z_k=14$ кривая $\eta_{КОД}^e = \psi(\alpha_{вд})$ имеет слабо выраженный характер

(см. рис. 3.).

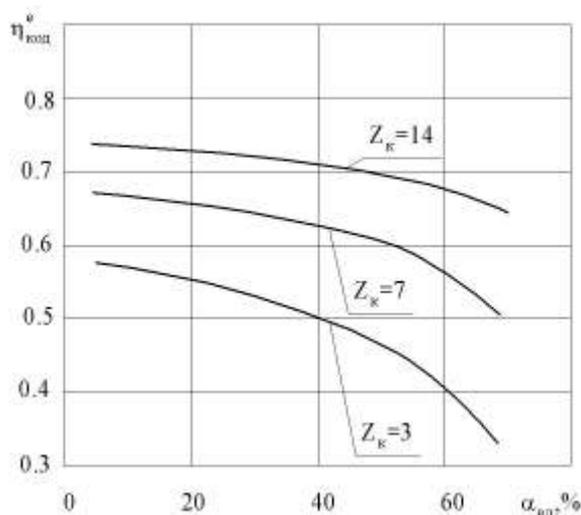


Рис. 5. Влияние неполноты вытеснения $\alpha_{\text{вд}}$ на КПД КОД $\eta_{\text{КОД}}^e$, при различных количествах каналов статора

Отмеченная особенность является определяющей в расширении области эффективной работы на нерасчетных режимах.

Непревзойденная эффективность работы КОД в широком диапазоне режимов эксплуатации и простота конструкции обменника обуславливают перспективность его применения в различных отраслях

народного хозяйства.

Список литературы:

1. А.И.Крайнюк, Ю.В.Сторчеус, А.А.Данилейченко. Применение эффекта теплового сжатия для улучшения энергоиспользования в теплосиловых установках // Вісн. Східноукр. нац. ун-ту. – 2000. – №9. – С.182-189.
2. Крайнюк А.И., Данилейченко А.А., Брянец М.А. Рабочий процесс и перспективы создания компрессора теплового сжатия // Авиационно-космическая техника и технология: Сб. научн. трудов. Вып.19. Тепловые двигатели и энергоустановки. - Харьков:Гос. аэрокосмический ун-т «ХАИ». - 2000. - С.141-145.
3. Крайнюк А. И., Данилейченко А. А., Крайнюк А. А. Критерии эффективности агрегата каскадно-теплового сжатия // Вісн. Східноукр. нац. ун-ту імені Володимира Даля. - 2005. - № 8 (90). - С. 176-179.
4. Крайнюк А.И., Сторчеус Ю.В. Системы газодинамического наддува. - Луганск.: Изд-во ВУГУ, 2000. - 224 с.
5. Крайнюк А. И., Сторчеус Ю. В., Левчук В. П. Пути совершенствования систем воздушного снабжения дизельных двигателей // Вісник Східноукраїнського державного університету. – Луганськ: Вид. СУДУ. - 1996. - № 1. - С. 143-147.

УДК 621.43

А.Е. Свистула, канд. техн. наук, Д.Д. Матиевский, д-р техн. наук

УТОЧНЕННЫЙ МЕТОД АНАЛИЗА ИНДИКАТОРНОГО КПД РАБОЧЕГО ЦИКЛА ДВС

1. Постановка проблемы

В работе [2] анализ индикаторного КПД η_i осуществляется по уравнению, представляющему собой разность относительного количества располагаемой теплоты, введенной в цикл, и долей потерянной $\Delta X_{\text{нп}}$ и неиспользуемой δ_i теплоты в цикле (1).

$$\eta_i = 1 - \Delta X_{\text{нп}} - \sum \delta_i. \quad (1)$$

Неиспользование теплоты определяется по уравнению непосредственной связи индикаторного КПД с характеристиками выделения и отвода теплоты от рабочего тела (РТ), которые описывают одну из сторон проявления развития разнообразных внут-

рицилиндровых процессов: выгорания топлива, теплообмена, диссоциации и пр.

Однако, анализ индикаторного КПД, выполненный в работе [2], не отражает максимальный КПД преобразования теплоты в работу, т.к. за эталон взят цикл с мгновенным подводом теплоты в ВМТ и мгновенным отводом в НМТ. Этот цикл имеет наибольший КПД по условию подвода теплоты в ВМТ, но при замыкании цикла по изохоре не позволяет получить максимальный КПД по условию отвода теплоты.

2. Метод анализа индикаторного КПД и результаты исследования

В работе [6] рассматриваются циклы с отводом теплоты по изобаре и (или) изотерме. С точки зрения получения максимального КПД предпочтителен цикл с замыканием по изотерме (рис. 1). Назовем такой цикл идеализированным и дифференцируем неиспользование теплоты δ , в эталонном цикле, введенном в работе [2], при анализе КПД действительного цикла по методике [2].

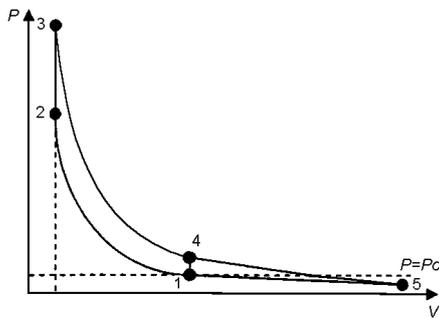


Рис. 1. Идеализированный цикл.

Идеализированный цикл по аналогии с работой [6] (рис. 1) состоит из двух адиабат 1-2 и 3-5, изохоры 2-3 и изотермы 5-1, в котором мгновенно в ВМТ (процесс 1-2) осуществляется ввод такого же количества теплоты $1 - \Delta X_{нп}$, что и в реальном цикле. Рабочим телом в цикле является воздух в идеальном состоянии с показателем адиабаты $\kappa = 1,4$. Отвод теплоты для получения максимально возможного значения работы осуществляется в изотермическом процессе 5-1 при минимально возможной температуре

окружающей среды T_0 . Этот цикл имеет наибольший КПД, так как вся теплота вводится мгновенно в наиболее выгодном месте цикла, где степень сжатия имеет максимальное значение ϵ_0 , и максимально возможную работу.

Можно показать, что для такого цикла с мгновенным подводом теплоты, изотермическим замыканием, сжатием и расширением по адиабате термический КПД имеет вид

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\epsilon_0^{k-1}} \cdot \frac{\ln \lambda_z}{\lambda_z - 1}, \tag{2}$$

где ϵ_0 – степень сжатия, κ – показатель адиабаты, $\lambda_z = \frac{H_u}{\alpha C_v T_a \epsilon_0^{k-1} L_0}$ – степень повышения давления; H_u – низшая теплота сгорания; α – коэффициент избытка воздуха; C_v – изохорная теплоемкость; T_a – температура в точке «а»; L_0 – теоретически необходимое количество воздуха.

Тогда неиспользование теплоты в названном цикле составит

$$\delta_{th} = \frac{1}{\epsilon_0^{k-1}} \cdot \frac{\ln \lambda_z}{\lambda_z - 1}. \tag{3}$$

Выражение (2) отличается от выражения термического КПД цикла Отто с мгновенным подводом и отводом теплоты в мертвых точках наличием второго множителя во втором члене. Цикл (рис. 1) имеет больший КПД, чем цикл Отто, т.к. множитель

$\frac{\ln \lambda_z}{\lambda_z - 1}$ меньше единицы и зависит от λ_z (рис. 2).

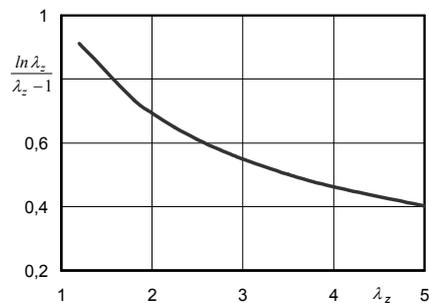


Рис. 2. Зависимость $\frac{\ln \lambda_z}{\lambda_z - 1}$ от λ_z .

Неиспользование теплоты в идеализированном цикле $\delta_{ин}$ будет зависеть от степени сжатия ε_0 и (в отличие от неиспользования теплоты в эталонном цикле $\delta_{э-н}$) от степени повышения давления λ_z . Величина $\delta_{ин}$ имеет тенденцию к уменьшению с ростом соответственно ε_0 и λ_z , характеризующих геометрические параметры и нагрузку (рис. 3).

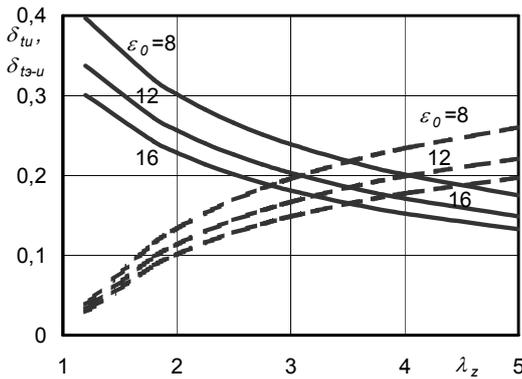


Рис. 3. Зависимость $\delta_{ин}$ (—) и $\delta_{э-н}$ (- - -) от ε_0 и λ_z

Анализируя КПД во взаимосвязи с характеристиками подвода и отвода теплоты, необходимо ввести долю выгоревшего топлива X_n (по аналогии с работой [2]). Тогда коэффициент использования теплоты в развитии цикла, названного идеализированным, по мере подвода доли теплоты X_n будет иметь вид

$$\eta_{un} = X_n - \frac{X_n}{\varepsilon_0^{k-1}} \cdot \frac{\ln \lambda_n}{\lambda_n - 1}, \quad (4)$$

где $\lambda_n = X_n(\lambda_z - 1) + 1$ – текущая степень повышения давления.

Коэффициент неиспользования теплоты идеализированного цикла в его развитии в произвольной точке

$$\delta_{un} = \frac{X_n}{\varepsilon_0^{k-1}} \cdot \frac{\ln \lambda_n}{\lambda_n - 1}. \quad (5)$$

Далее запишем разницу неиспользования теплоты в эталонном (введенном в работе [2]) и предложенном идеализированном цикле и обозначим ее коэффициентом $\delta_{э-н}$. За эталонный цикл в [2] принят

цикл, отличающийся от идеализированного тем, что отвод теплоты осуществляется мгновенно в НМТ по изохоре 4-1 (рис. 1). Разность неиспользования теплоты в эталонном и идеализированном цикле

$$\delta_{э-н} = \sum \frac{\Delta X_n}{\varepsilon_0^{k-1}} \left(1 - \frac{\ln \lambda_n}{\lambda_n - 1} \right). \quad (6)$$

Согласно рис. 3 коэффициент $\delta_{э-н}$ по завершении цикла уменьшается с ростом степени сжатия ε_0 и увеличивает с ростом степени повышения давления λ_z , т.е. нагрузки. Величина коэффициента $\delta_{э-н}$ (по данным работы [2]) уменьшается с увеличением не-полноты сгорания (как функции коэффициента избытка воздуха α) и степени сжатия ε_0 .

Таким образом, неиспользование теплоты в эталонном цикле $\delta_{э-н}$ можно представить в виде суммы двух коэффициентов $\delta_{ин} + \delta_{э-н}$.

Далее все рассуждения правомерно вести относительно эталонного цикла 1-2-4-1 (рис. 1), используя положения [2].

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

$$\delta_{нс-н} = \sum \frac{\Delta X_n}{\varepsilon_n^{k-1}} - \sum \frac{\Delta X_n}{\varepsilon_0^{k-1}}. \quad (7)$$

Коэффициент неиспользования теплоты $\delta_{к-н}$ от изменения состояния РТ подсчитывается по формуле

$$\delta_{к-н} = \varphi_n \sum \frac{\Delta X_n}{\varepsilon_n^{k_n-1}} - \sum \frac{\Delta X_n}{\varepsilon_n^{\kappa_{1,4}-1}}. \quad (8)$$

Здесь k_n есть функция температуры и состава РТ, а $\kappa_{1,4}$ – показатель адиабаты для воздуха в идеализированном состоянии. Коэффициент $\delta_{к-н}$ может быть представлен в виде суммы коэффициентов $\delta_{с+дг}$, дифференцированно определяющих изменение $\delta_{к-н}$ соответственно в функции состава РТ и температуры. Коэффициент неиспользования теплоты по

причинам ее отвода от РТ в развитии цикла представляет разность

$$\delta_{wn} = \sum_1^m \Delta X_{wn} - \varphi_n \sum_1^m \frac{\Delta X_{wn}}{\varepsilon_n^{\kappa_n - 1}}. \quad (9)$$

Формула отражает в комплексе зависимость ко-

эффициента δ_{wn} от количества $\sum_1^m \Delta X_{wn}$, характера

и места отвода теплоты в цикле и изменяющегося значения показателя адиабаты. Коэффициенты δ_{wn} подсчитываются отдельно для каждого из видов отвода теплоты.

С учетом приведенных рассуждений выражение (1) текущего значения КПД использования теплоты в произвольной точке n рабочего цикла имеет вид

$$\eta_{in} = 1 - \Delta X_{nn} - \delta_{un} - \delta_{э-и} - \delta_{нс} - \delta_{кн} - \delta_{wn}. \quad (10)$$

В окончательном виде по завершению цикла

$$\eta_i = 1 - \Delta X_{nn} - \delta_u - \delta_{э-и} - \delta_{нс} - \delta_{кн} - \delta_w. \quad (11)$$

Все коэффициенты в формулах (10) и (11) подсчитываются по известным функциям тепловыделения, теплоотвода, показателя адиабаты, текущей степени сжатия, по изменению угла поворота кривошипа φ или объема цилиндра в зависимости от принятых пределов интегрирования как по мере развития цикла, так и за весь цикл или на любом интересующем интервале.

На рис. 4 представлены графические зависимости, которые позволяют наблюдать формирование коэффициентов уравнения (10) в развитии цикла. Из графиков видно, что частные и суммарные значения коэффициентов δ_i в процессе развития цикла увеличиваются, так как идет постоянное накопление долей неиспользуемой теплоты. Наиболее интенсивный рост коэффициентов δ_i наблюдается в процессе сгорания–расширения, который характеризуется интенсивным выделением и отводом (теплообмен, диссоциация, утечки) теплоты.

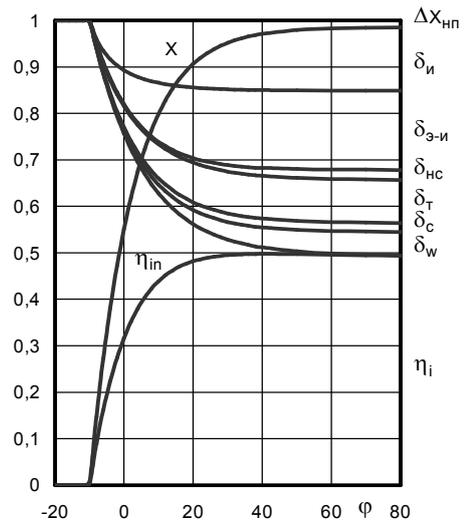


Рис. 4. Изменение коэффициентов выделения X , неиспользования δ и использования η_{in} теплоты в цикле (дизель 1С13/14, $n=1750 \text{ мин}^{-1}$, $P_i=0,98 \text{ МПа}$)

Для рассмотренного варианта значения коэффициентов достигают: $\delta_u=0,15$, $\delta_{э-и}=0,17$, $\delta_{нс}=0,09$, $\delta_{кн}=0,02$, $\delta_w=0,03$, $\delta_i=0,05$, $\eta_i=0,48$. Ранее известный коэффициент δ_s [2] удалось дифференцировать на две составляющие $\delta_s = \delta_i + \delta_{э-и} = 0,15 + 0,17 = 0,32$.

Величина δ_i определяет предельное неиспользование теплоты, соответствующее идеализированному циклу, уменьшить которое не представляется возможным для принятых условий. Значение δ_i будет определяться геометрическими характеристиками двигателя (степенью сжатия) и нагрузочным режимом (через степень повышения давления).

Заключение

1. Получено уточненное выражение для анализа эффективности использования теплоты в эталонном цикле. Предложено при анализе индикаторного КПД ввести в рассмотрение идеализированный цикл с изохорным подводом теплоты и изотермическим отводом. Неиспользование теплоты в ранее известном [2] эталонном цикле дифференцировано, и выделена составляющая неиспользования теплоты в идеализированном цикле. Разность в неиспользовании теплоты между эталонным и идеализированным

циклом связана с изменением закона отвода теплоты, т.е. с заменой продолженного расширения по адиабате с замыканием цикла по изохоре на замыкание по изотерме.

2. Неиспользование теплоты в идеализированном цикле является предельным, уменьшить которое в тепловом двигателе не представляется возможным, что определяет теоретически максимальное значение термического КПД теплового двигателя.

3. Предлагаемый метод анализа индикаторного КПД позволяет дифференцировать влияние на η_i различных процессов с учетом особенностей их развития и может быть успешно использован в комплексе теоретических и экспериментальных методов исследования и реализации мероприятий по повышению топливной экономичности двигателя.

Список литературы:

1. Матиевский Д.Д., Дудкин В.И., Батулин С.А. Участие сажи в рабочем цикле дизеля и инди-

каторный КПД// Двигателестроение. - 1983. - №3. - С.54-56. 2. Матиевский Д.Д. Метод анализа индикаторного КПД рабочего цикла двигателя // Двигателестроение. - 1984. - №6. - С. 7 - 11. 3. Ефремов И.Ф., Матиевский Д.Д. Метод анализа топливной экономичности поршневых ДВС // Двигателестроение. - 1986. - №10. - С. 3 - 6. 4. Матиевский Д.Д., Синицын В.А. Расчетно-экспериментальные методы исследования граничных условий теплообмена и его влияние на индикаторный КПД ДВС// Вестник АлтГТУ. - Барнаул. - 2000. - №2. - С.20-25. 5. Матиевский Д.Д., Свистула А.Е. Повышение экономичности и снижение вредных выбросов дизеля воздействием на рабочий процесс присадки газа к топливу// Вестник АлтГТУ. - Барнаул. - 2000. - №2. - С.122-128. 6. Марченко А.П. Термодинамическая оценка резервов повышения КПД двигателей внутреннего сгорания// Двигатели внутреннего сгорания научно-техн. журнал. - Харьков: НТУ «ХПИ». - 2004. - №2(5). - С.3-5.

УДК 621.434.13

**Н.И. Мищенко, д-р техн. наук, А.В. Химченко, канд. техн. наук,
С.Н. Крамарь, канд. техн. наук**

ВЛИЯНИЕ СТЕПЕНИ СЖАТИЯ И РАЗДЕЛЕННОЙ ТОПЛИВОПОДАЧИ НА СОДЕРЖАНИЕ СО И NO_x В ОТРАБОТАВШИХ ГАЗАХ ДВУХТАКТНОГО БЕНЗИНОВОГО ДВИГАТЕЛЯ

Введение

Одной из важнейших проблем современного двигателестроения является снижение токсичности отработавших газов (ОГ) двигателей внутреннего сгорания (ДВС) при одновременном улучшении их экономических и мощностных показателей. Применение в двухтактных бензиновых двигателях регулирования степени сжатия на частичных режимах и

расслоения заряда в камере сгорания позволяет комплексно решить эту проблему.

1. Постановка проблемы

Двухтактный ДВС с кривошипно-камерной продувкой – один из наиболее широко распространенных типов двигателей для минитехники и малогабаритных транспортных средств. В разработке автомобильных двухтактных двигателей уже достигну-

ты определенные успехи. В последние годы двухтактный ДВС считают вполне перспективным двигателем для легковых и малогабаритных грузовых автомобилей, так как он характеризуется высокой удельной мощностью, имеет хорошую равномерность характеристики крутящего момента, обладает хорошими массогабаритными показателями.

Ряд компаний, совершенствуя рабочий процесс и делая ставку на преимущества двухтактного ДВС, готовятся к производству или уже начали выпускать автомобили с двухтактными двигателями [1-7]. В Японии на протяжении последних лет ведущие фирмы расходуют миллионы долларов на создание и развитие двухтактных бензиновых двигателей автомобильного типа [8, 9]. Однако следует констатировать, что на сегодня двухтактный ДВС не может конкурировать с четырехтактным двигателем из-за нерешенности вопросов снижения токсичности ОГ и повышения топливной экономичности.

Для устранения этих недостатков предлагаются новые идеи организации рабочего процесса, проводятся опытно-конструкторские и исследовательские работы по созданию двигателей нетрадиционной конструкции. В этом направлении при участии авторов статьи ведутся обширные работы в автомобильно-дорожном институте ДонНТУ, где разработаны два экспериментальных двухтактных бензиновых двигателя – с отдельной подачей свежего заряда [10] и бесшатунного с изменяемой степенью сжатия [11, 12].

2. Решение проблемы. Результаты экспериментов

В настоящей статье представлены результаты исследования опытных двигателей, в ходе которого изучались, в частности, выбросы монооксида углерода (СО) и оксидов азота (NOx). Результаты исследования эмиссии углеводородов (СН) в этих двигателях изложены в [13].

Экспериментальные двигатели созданы на базе двухтактного двигателя мотопилы «Тайга-214» (диаметр цилиндра 50 мм, ход поршня 38 мм, частота вращения вала при максимальной мощности 7000 мин^{-1} , степень сжатия 7). В бесшатунном двигателе с изменяемой степенью сжатия (ϵ) кривошипно-шатунный механизм заменен на кривошипно-кулисный и, кроме того, имеется устройство, позволяющее регулировать ϵ в пределах от 5 до 16 [12].

Второй экспериментальный двигатель имеет кривошипно-шатунный механизм и снабжен поршневым нагнетателем для отдельной подачи свежего заряда [10]. Нагнетателем служит переоборудованный для этих целей двухтактный двигатель мотопилы Shindaiwa 500 (Япония), в котором выпускное окно заглушено, а свечное отверстие подключено через золотник к камере сгорания двигателя.

Токсичность ОГ двигателя определялась с помощью газоанализатора Bosch ЕТТ 008.71 по методике, изложенной в [13].

2.1. Двигатель с отдельной подачей свежего заряда

Монооксид углерода

Как известно, в бензиновых ДВС образование СО может происходить при сгорании богатых топливовоздушных смесей. Кроме того, СО может выделяться и при наличии избытка кислорода вследствие диссоциации диоксида углерода (CO_2), возникающего при высоких температурах (выше 2000 К) [14]. В двухтактных бензиновых двигателях температуры относительно невелики, что связано с невысокими степенями сжатия и наличием большого количества остаточных газов. Поэтому основной причиной образования СО в этих двигателях является недостаток кислорода в рабочей смеси.

На рис. 1 показаны эмиссии СО в зависимости от состава смеси серийного и экспериментального двигателей.

Форма кривой CO серийного двигателя соответствует общепринятой для бензиновых двигателей как двухтактных, так и четырехтактных. При сгорании бедных смесей содержание CO в отработавших газах минимально, а при обогащении смеси эмиссия CO резко возрастает. Это объясняется недостатком кислорода в рабочей смеси. В двигателе с отдельной топливopодачей кривая CO имеет такую же форму, как и у серийного двигателя, но эквидистантно смещена в сторону бедных смесей. Минимум выбросов

CO (0,5 – 0,2 %), находится в диапазоне среднего по цилиндру коэффициента избытка воздуха $\alpha = 1,45 - 1,55$. Этот факт объясняется тем, что на момент воспламенения в цилиндре двигателя формируется расслоенный заряд. В начальный период горения сгорает богатая смесь, и в ней из-за недостатка кислорода образуется CO. При дальнейшем выгорании бедных смесей температура сгорания резко падает, исключая тем самым выделение CO вследствие диссоциации CO₂.

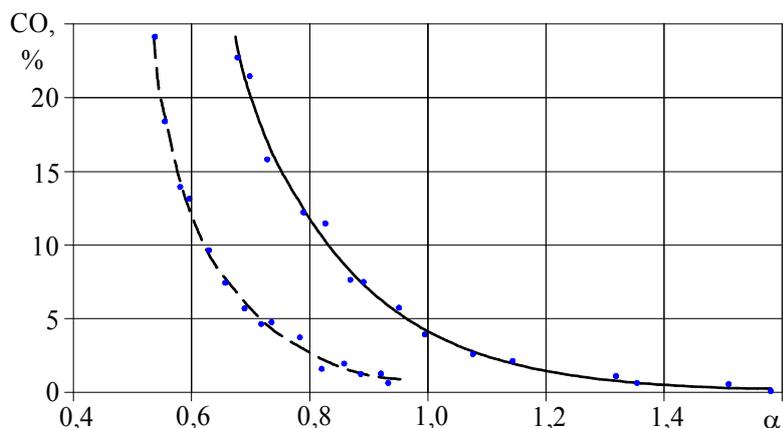


Рис. 1. Зависимость выбросов CO от состава смеси ($n = 3000 \text{ мин}^{-1}$): сплошная линия – двигатель с отдельной топливopодачей; пунктирная – классический ДВС

Окислы азота

На рис. 2 показаны зависимости содержания в отработавших газах оксидов азота от состава смеси. Форма кривой NO_x двигателя с отдельной топливopодачей аналогична кривой серийного двигателя, но

смещена в зону бедных смесей. Как и в случае с эмиссией CO, это связано с процессом сгорания расслоенного заряда. Аналогичный эффект был получен Н.П. Самойловым при расслоении смеси подачей воздуха в нижнюю часть цилиндра [15].

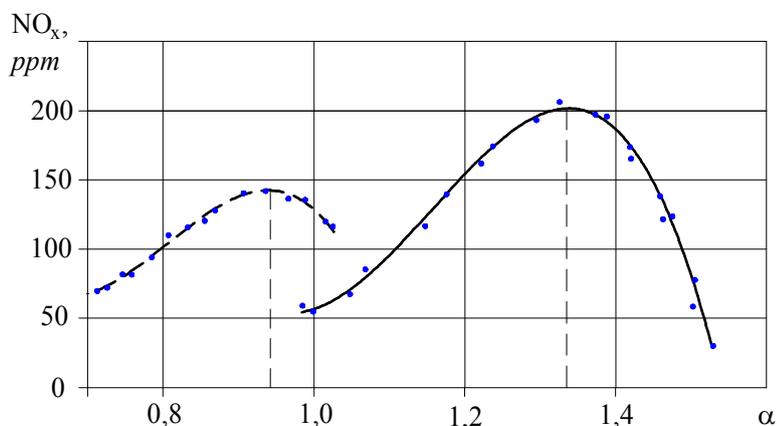


Рис. 2. Зависимость выбросов NO_x от состава смеси ($n = 3000 \text{ мин}^{-1}$): сплошная линия – двигатель с отдельной топливopодачей; пунктирная – классический ДВС

Увеличение максимальных выбросов оксидов азота (на 50 ppm) объясняется более высокими температурами сгорания, которые связаны с уменьшением доли остаточных газов (продувка производилась воздухом без дросселирования на впуске) и дозарядкой цилиндра.

В двигателе с отдельной топливной подачей, дополнительное влияние на увеличение выбросов NOx оказывают местные повышенные температуры газов в камере сгорания [14]. Это связано с тем, что в камере при расслоении заряда всегда имеется смесь с местными значениями коэффициента избытка воздуха $\alpha \geq 1,0$.

2.2. Двигатель с изменяемой степенью сжатия

Монооксид углерода

Поскольку состав смеси является определяющим фактором, влияющим на выбросы CO, увеличение α с уменьшением нагрузки приводит к снижению выбросов CO при всех ϵ (рис. 3).

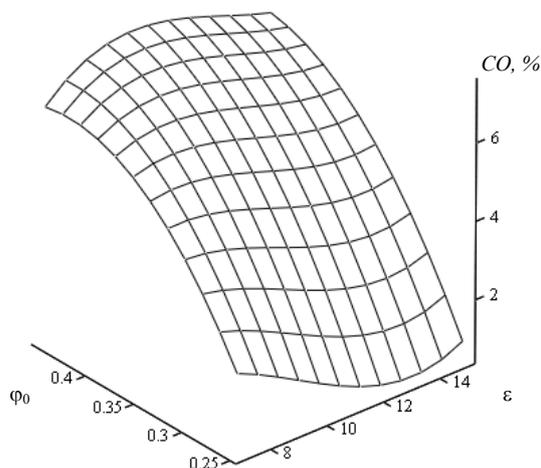


Рис. 3. Зависимость выбросов CO от ϕ_0 и степени сжатия при $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$

Увеличение степени сжатия приводит к некоторому снижению CO. На малых нагрузках (при коэффициенте наполнения кривошипной камеры $\phi_0 = 0,35$

– 0,45), где значения α достигали 1, концентрации CO снижались до 1 %.

Оксиды азота

В двухтактном двигателе с кривошипно-камерной продувкой имеется большее количество остаточных газов в камере сгорания. Связанные с этим особенности рабочего процесса двухтактного двигателя приводят к однозначному снижению выбросов NOx, по сравнению с четырехтактным ДВС, на всех режимах работы.

При испытаниях экспериментального образца двигателя максимальная концентрация NOx не превышала 100 ppm (рис. 4).

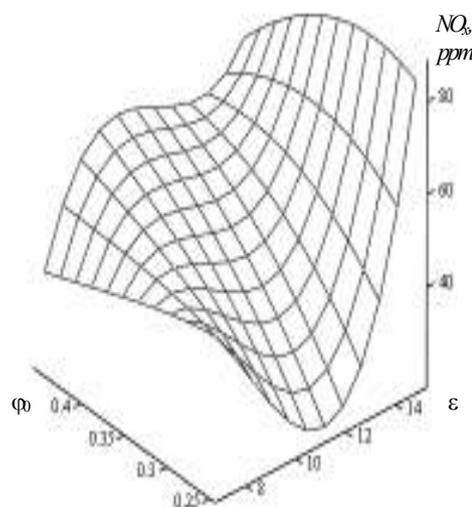


Рис. 4. Зависимость выбросов NOx от ϕ_0 и ϵ при $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$

Изменение ϵ на частичных нагрузках неоднозначно сказывается на выбросах NOx. Так как факторы, влияющие на образование NOx, в основном зависят от α , состав смеси имеет определяющее значение. Следует отметить, что в двухтактных двигателях из-за большого количества остаточных газов значения мощностного и экономичного составов смеси сдвигаются в сторону ее обогащения. Повышение же степени сжатия позволяет двигателю эффективно работать на более бедных смесях. Влияние ϵ на процессы впуска привело к изменению α в кри-

вошипной камере. При этом, увеличение количества кислорода в смеси создает условия для соответствующего роста эмиссии NO_x в отработавших газах.

Как видно из рис. 4, при средних нагрузках ($\varphi_0 = 0,35 - 0,45$) рост концентрации NO_x в отработавших газах пропорционален обеднению смеси.

При малых наполнениях кривошипной камеры и $\varepsilon = 9 - 13$ выбросы NO_x имеют минимальное значение. Это можно объяснить тем, что при обеднении смеси в области $\alpha > 1$ и наличии значительного количества остаточных газов скорость сгорания уменьшается, что снижает максимальную температуру цикла.

В целом увеличение ε на частичных нагрузках приводит к увеличению выбросов NO_x в 2 – 3 раза, но при этом концентрация оксидов азота остается гораздо ниже, чем у четырехтактных двигателей.

Заключение

Экспериментальные результаты для различных типов ДВС свидетельствуют о том, что основным параметром для выбросов CO является состав смеси. Степень сжатия и расслоение заряда оказывают незначительное влияние.

Экспериментально установленные предельные уровни NO_x в отработавших газах двигателей с расслоением заряда и изменяемой степенью сжатия значительно выше от соответствующих уровней NO_x в отработавших газах обычных двухтактных бензиновых ДВС. Однако в этих двигателях концентрация NO_x остается гораздо ниже, чем у четырехтактных бензиновых ДВС.

Список литературы:

1. Woodward Brian. Australian two-stroke without the blue smoke // "Newsi". — 1988. — 119, 1624. — P. 36. 2. Rehsche Michael. Zurück in die Zukunft // INUFA Transp. Rdsch. — 1993. — 14, № 1. — P. 19 – 20. 3. Der Zweitakt-Automobilmotor // KFZ. — 1992. — 35, №10. — P. 451 – 456. 4. Ealey Lance. Two-stroke revo-

lution brews in the land down under // "Auto-mot. Ind." — 1986, 166. — № 7. — P. 28 – 29. 5. Langerman Melissa. First sales of orbital engine // Search. — 1996. — 27, № 7. — С. 203. 6. Yamazaki Takayuki. Бензиновые двигатели на Токийском автосалоне // Найнэн кикан = Intern. Combust. Engine. — 1990. — 29, № 2. — P. 83 – 88. 7. Daniels J. Renaissance des Zweitaktters? // Fahrzeug + Kaross. — 1989. — 42, № 11. — S. 42 – 43. 8. Ishihara Soichi. Возрождение интереса к двухтактным автомобильным ДВС // "Дзидоса гидзюцу, J.Soc. Autom. Eng. Jap." — 1987. — 41, № 9. — P. 1011 – 1017. 9. Renaissance des Zweitaktters? // Autotechnik. — 1993. — 42, № 3. — P. 10 – 21. 10. Н. И. Мищенко, С. Н. Крамарь. Пути повышения экономичности двухтактных бензиновых двигателей внутреннего сгорания // Автомобильный транспорт / Сборник научных трудов ХНАДУ (ХАДИ). – Вып. 7 – 8. – Харьков. – 1999. – С. 174 – 176. 11. Мищенко Н. И., Химченко А. В. Выбор и расчет параметров бесшатунного бензинового двигателя с переменной степенью сжатия // Сб. трудов междунар. науч.-техн. конф. "Прогрессивные технологии машиностроения и современность". — Донецк: ДонГТУ. — 1997. — С. 166 – 168. 12. Мищенко Н. И., Химченко А. В., Новокрещенов В. С. Бесшатунный двухтактный двигатель с механизмом изменения степени сжатия // Отраслевое машиностроение: Труды / Таврическая государственная агротехническая академия. — Мелитополь: ТГАТА. — 1998. — Т. 6, вып. 2. — С. 36 – 37. 13. Мищенко Н. И., Химченко А. В., Крамарь С. Н., Колесникова Т. Н. Влияние степени сжатия и смешанной топливоподачи на эмиссию СН в двухтактных бензиновых двигателях. – Труды ПГАСА. – Днепропетровск: 2002. – С. 54 – 57. 14. Воинов А. Н. Сгорание в быстроходных поршневых двигателях. — 2-е изд. перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1977. — 277 с. 15. Звонов В. А. Токсичность двигателей внутреннего сгорания. — М.: Машиностроение, 1973. — 200 с.

УДК 621.436

М. Р. Ткач, канд. техн. наук, Б.Г. Тимошевский, д-р техн. наук, Б. А. Тхы, инж.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПОКАЗАТЕЛЕЙ СУДОВОГО ДВС, ИСПОЛЬЗУЮЩЕГО АЛЬТЕРНАТИВНОЕ ТОПЛИВО

1. Постановка проблемы

Применение жидких альтернативных топлив (ат) является одним из путей снижения зависимости Украины от импорта нефтепродуктов. Технохимические свойства ат характеризуются более или менее существенными отличиями от дизельных топлив нефтяного происхождения. Степень различия определяются сырьем и технологическим процессом получения альтернативного топлива. Известно, что процесс сгорания топлива в двс с воспламенением от сжатия определяется фракционным и групповым составами применяемого топлива [1,2,3]. Исследованиям рабочего процесса двс на широком спектре альтернативных топлив (масла растительного происхождения, их эфиры, спирты, синтетические топлива из угля их смеси с нефтяным топливом), посвящены исследования ученых хпи, мади, мвту, алгту, зарубежных лабораторий и институтов.

Вместе с тем, в литературе практически отсутствуют данные по работе на топливе, получаемом из отходов полимерного сырья методом термического крекинга. Приведенные ниже показатели даны для такого топлива, полученного в лабораторных условиях [4]. Данное топливо отличается от дизельного дл по гост 305 более широким фракционным составом, измененным групповым составом, а также пониженной плотностью (таблица 1). В настоящей работе исследовано альтернативное топливо (ат), являющееся компаундом из равных массовых частей вышеназванного топлива и топлива дл по гост 305.

Цель исследования. Создание специализированного стенда с компьютеризированной системой измерений; исследование показателей судового двс при работе на альтернативном топливе.

Таблица 1. Основные технохимические показатели топлива

Показатели		Величина
Фракция, масс %	49 –190 ⁰ С,	38,9
	190 –353 ⁰ С	56,1
	Другие	5,0
Углеродо- роды, масс %	Парафиновые	40,1
	Моноолефиновые	48,8
	Диеновые	11,1
Кинематическая вязкость при T=293 К, мм ² /с		2,88
Плотность, кг/м ³		729

2. Решение проблемы

2.1. Экспериментальный стенд и система измерений

Стенд создан на основе судового двс 6ЧН12/14 с турбонаддувом. Технические данные двс показаны в таблице 2 [5]. Дизельный двигатель 4 нагружен электрогенератором постоянного тока 21 с регулируемым током возбуждения, что обеспечивает плавное изменение нагрузки во всем диапазоне мощности двс. Электрический генератор 21, соединен с нагрузкой 17, состоящей из 50 тэнов мощностью по 2 кВт каждый с обдувом осевым вентилятором эв 025/100).

Таблица 2. Технические данные двс 6ЧН12/14

Тип дизеля	Судовой двс с наддувом.
Ход / диаметр поршня, мм	120/140
Номинальная частота вращения коленчатого вала, мин ⁻¹	1500
Средняя скорость поршня, м/с	7
Мощность номинальная, кВт	84,5

Продолжение табл.2

Степень сжатия	13,5
Давление начала впрыскивания, мПа	17,6...18,3
Угол опережения подачи топлива до ввт, °пкв	18...22
Турбокомпрессор	ТКР 11

Датчики. В качестве первичных преобразователей температуры использованы термоэлектрические (номинальная статическая характеристика $x_k(l)$ по

гост 3044), давления – тензорезистивные сапфир 22д, силы - тензодатчик km(s) 1100 (0,5 кН). Стабилизация опорного напряжения обеспечивается специализированными источниками питания. Электрические параметры нагрузки определяются цифровым, 4,5 разрядным прибором в7-38. Весовой расход топлива определяется по показаниям датчика силы, определяющего вес расходной топливной цистерны совместно с топливом в заданные промежутки времени с учетом количества топлива сливающегося из тнвд (электронные весы 20).

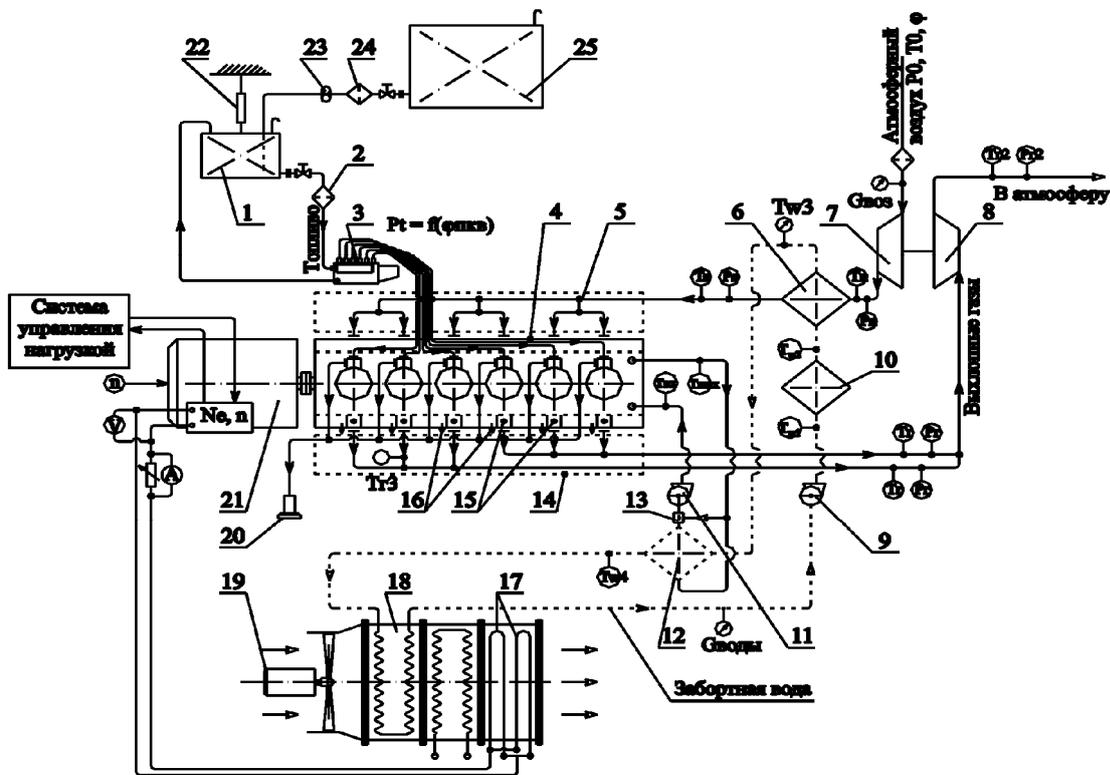


Рис 1. Схема экспериментальной установки на базе судового ДВС 6ЧН12/14

1 - расходная топливная цистерна; 2, 24 - фильтры грубой очистки; 3 - топливный насос высокого давления; 4 - двигатель внутреннего сгорания 6ЧН12/14; 5 - впускной трубопровод; 6 - охладитель наддувочного воздуха; 7 - компрессор; 8 - турбина; 9 - насос забортной воды; 10 - охладитель масла; 11 - водяной насос; 12 - водо-водяной теплообменник; 13 - регулятор температуры охлаждающей воды; 14 - выпускной трубопровод; 15 - датчики температуры; 16 - датчик индикаторного давления; 17 - нагрузка; 18 - водо-воздушный теплообменник; 19 - осевой вентилятор; 20 - электронные весы; 21 - электрический генератор; 22 - датчик силы; 23 - подкачивающий насос; 24 - фильтр грубой очистки; 25 - цистерна.

Параметры индикаторного процесса дизель-генератора измеряются синхронно с частотой дискретизации порядка 10 кГц. Параметры стенда измеряются с частотой 1c^{-1} . Сигналы датчиков поступают в микропроцессорный модуль ai8s-5a и далее, в стек процессора. После обработки комплексом специализированных программ на языке *delphi* результаты измерений выводятся на монитор в графическом (развернутая индикаторная диаграмма и графики зависимостей параметров в реальном масштабе времени) и текстовом видах.

Модуль ai8s-5a [6] выполнен в формате *microrc* и предназначен для одновременного преобразования 8 сигналов в виде тока или напряжения, поступающих на входы восьми ацп, в 14 разрядный дополнительный код. Каналы модуля имеют групповую гальваническую изоляцию и индивидуальную защиту от перенапряжения. Ai8s-5 содержит следующие функциональные блоки (рис.2.): инструментальные усилители ($ia_0..ia_7$); аналого-цифровые преобразователи ($adc_0..adc_7$); цифро-аналоговые преобразователи (dac_0, dac_1); порт цифровых выходов; блоки оптической развязки (*opt*); *fifo* выборки (*fifo*); таймер (*tmr*); контролер шины *isa*.

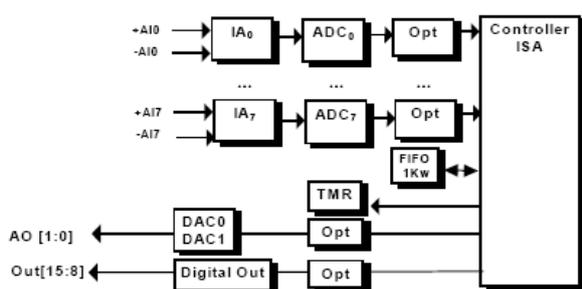


Рис. 2. Блок-схема модуля AI8-S5

Значения параметров каждого цикла записываются в уникальный (по имени) файл на жестком диске и служат основой для последующей обработки.

Индивидуальная тарировка каждого канала изменения физических величин позволила свести к техническому минимуму инструментальную погреш-

ность измерений. Минимизация методической погрешности выполнена на базе рекомендаций [7,8]. Применение эвм для регистрации данных позволяет принять погрешность регистрации – нулевой. Оценка максимальной погрешности измерений статических параметров дает следующие значения: температура – 0,5 к; давление – 0,5% и веса (силы) – 0,25% верхнего предела измерений. Данные показатели близки к минимальным достижимым значениям для технических измерениях.

2.2. Вопросы методики эксперимента

С целью исключения влияния случайных факторов на большинстве режимов производились повторные замеры и предварительное осциллографирование. Существенное снижение влияния стохастичности индикаторного процесса достигнуто осреднением параметров 10...100 рабочих циклов двигателя. Важной особенностью проведения исследований является определение положения ввт и частоты вращения расчетным путем. Для этого, на каждом режиме осуществляется кратковременное отключение подачи топлива на индицируемый цилиндр. Параметры стенда измеряются заданное количество раз (обычно 10...15) в каждой точке режима. Программа проведения испытаний включает в себя подготовительные работы и ряд содержательных этапов.

3. Результаты исследований

В качестве иллюстрации работоспособности созданного оборудования ниже приведены результаты исследований на двух режимах: 1 – мощность генератора 27,1 кВт; 2 – мощность генератора 57,7 кВт. Сопоставимость результатов при работе на различных топливах обеспечена проведением испытаний при одинаковом значении мощности (тока возбуждения) и частоты вращения генератора.

исследования повторяемости индикаторных показателей двс выполнены при количестве регистрируемых циклов от 10 до 100. Значения максимально-го и среднего давления в цилиндре приведены на

рис. 3. Здесь даны значения параметров на дизельном и альтернативном топливах при двух значениях мощности генератора. Отклонение текущего значения измеренных параметров от среднего по всем циклам лежит в диапазоне 3,4%...4,0%. Такая величина нестабильности является следствием неповторяемости значений массы и давления впрыскиваемого

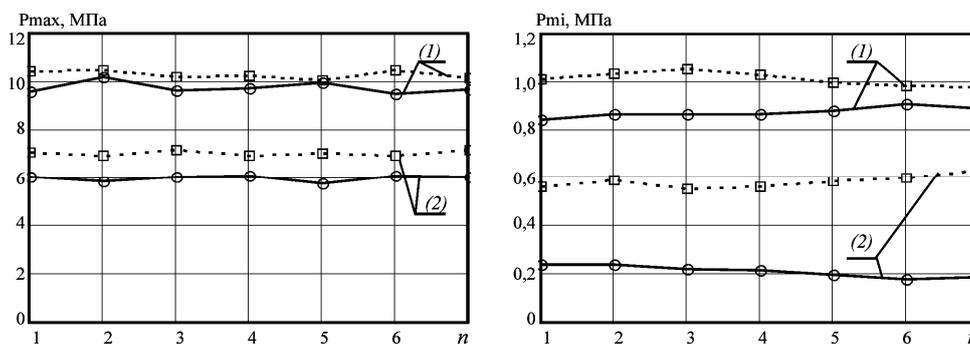


Рис. 3. Оценка погрешности измерения максимального и среднего давления при испытании 1,2 – режимы работы; — дизельное топливо; - - - - - альтернативное топливо

Повышение точности обработки результатов обеспечивается использованием осредненных значения индикаторного давления в цилиндре за n измеряемых циклов:

$$P(\varphi) = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (P^*(\varphi(i)))_n \quad (1)$$

Где: $P^*(\varphi(i))$ - значение давления цилиндра

При величине угла поворота φ в i -ом рабочем цикле;

$P(\varphi)$ - осредненное значение давления в цилиндре, за n рабочих циклов двигателя, в зависимости от угла φ ; N – число измеренных рабочих циклов двигателя; φ - угол поворота коленчатого вала.

Определение величин скорости нарастания давления в цилиндре выполнено путем дифференцирования зависимости $p(\varphi)$ по углу поворота. Ввиду “зашумленности” экспериментальных данных выполнено их сглаживание методом “скользящего окна” [9].

3.1. Период задержки воспламенения

Данный параметр определен промежутком времени (измеренного в градусах угла поворота коленчатого вала (пкв)) от момента начала подачи топлива

до момента отрыва линии индикаторного давления от линии сжатия. Как следует из приведенных экспериментальных данных, период задержки воспламенения при использовании ат увеличивается на 2–4 °пкв, причем большее значение соответствует большей мощности дсв (рис.4). Полученные результаты являются следствием отличия параметров альтернативного топлива от дизельного (по гост 305). Это: пониженная способностью альтернативного топлива к самовоспламенению, повышенная температура самовоспламенения, сниженная температура кипения при повышенной теплоте испарения, пониженная вязкость [10].

3.2. Давление и скорость нарастания давления в цилиндре

Значения максимального давления (p_{max}), максимальной скорости нарастания давления ($dp/d\varphi$) при использовании альтернативного топлива во всех проведенных испытаниях выше, чем для дизельного топлива (см. Рис. 3 и рис. 4). Абсолютное значение повышения максимального давления на альтернативном топливе составляет 0,6...1,0 мПа, а среднего 0,1...0,3 мПа. Причем, большая разница давлений

соответствует меньшей мощности двс. Работа двс на альтернативном топливе приводит к росту величины скорости нарастания давления на $5...10 \text{ мПа}^0\text{пкв}$,

причем снижение мощности двс приводит к увеличению значения этого параметра.

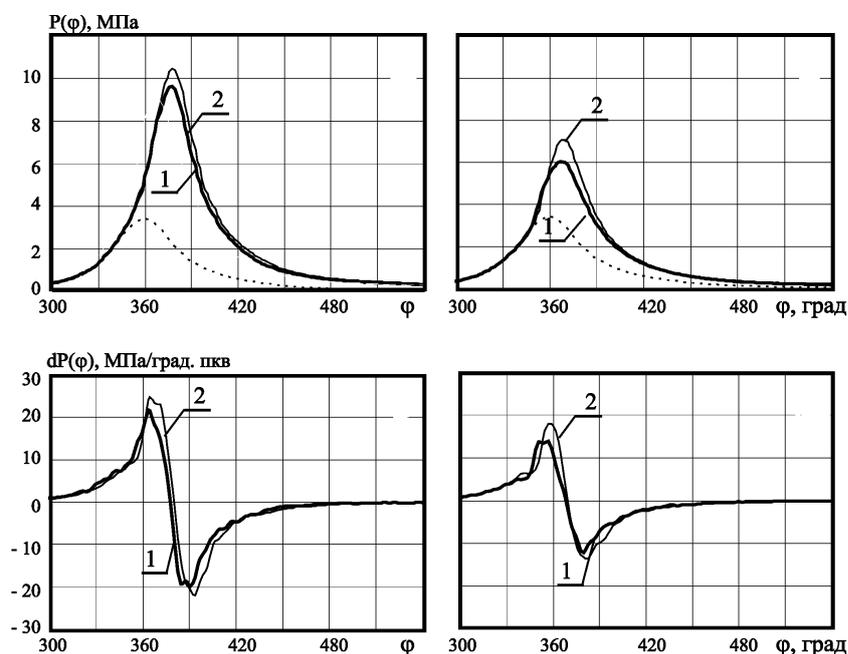


Рис. 4. Сравнение давления и скорости нарастания давления в цилиндре судового двс бчн12/14 при работе на дизельном (1) и альтернативном топливе (2) а, в – режим 1; б, г – режим 2

Выводы

1. На базе ДВС 6ЧН12/14 создан стенд с компьютеризированной системой измерений для исследования показателей ДВС на различных топливах.
2. Показано, что при работе на альтернативном топливе период задержки воспламенения удлиняется на $2...4^0\text{пкв}$.
3. На базе обработки данных показано, что скорость нарастания давления при работе на альтернативном топливе повышается на $2...4^0\text{пкв}$

Список литературы:

1. Абрамчук Ф.А., Марченко А.П., Разлейцев Н.Ф., Третьяк Е.И., Шокотов Н.К. Современные дизели: повышение топливной экономичности и длительной прочности. –К.: Техника, 1992.-272с. 2. Сомов В. А., Ицук Ю. Г., Судовые многотопливные двигатели. – Л.: Судостроение, 1984. – 240 с, ил.3. Семенов Б. Н. и др. Рабочий процесс высокооборотных дизелей малой мощности. - Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1990. - 240 с.: ил. 4. Тимошевский Б.Г., Ткач

М.Р. Альтернативные топлива для тепловых двигателей // *Авіаційно-космічна техніка і технологія: Зб. Наук. праць. Харків: Нац. Аерокосмічний ун-т “Харк. авіац. ін-т”, 2001.- Вып. 26 - Двигуни та енергоустановки. - С.13-18.* 5. Браславский М. И., Судовые дизель-генераторы малой мощности.– Л.: Судостроение, 1968. –174 с. 6. АІ8S–5А. Модуль изолированных аналоговых вход с параллельным измерением. Руководство пользователя. Fastwell Inc. 1999. 18 с. 7. Куликовский К.Л., Купер В.Я. Методы и средства измерений. М.: Энергоатомиздат. 1986. 448с. 8. Новицкий П.В., Зограф И.А. Оценка погрешностей результатов измерений.– Л.: Энергоатомиздат, 1985.–304 с. 9. Р. И. Ивановский. Компьютерные технологии в науке и образовании. Практика применения систем MathCAD Pro: Учеб. пособие/ - М.: Высш. шк., 2003. – 431 с.: ил. 10. Гуреев А.А., Кемпфер Г.М. Испаряемость топлив для поршневых двигателей.– М.: Хи мия, 1982.– 264

УДК 661.96.001

А.А. Сирота, инж., Н.И. Радченко, инж., А.И. Чураков, инж.

ОПТИМАЛЬНЫЕ ВОДОРОДНЫЕ ДОБАВКИ К ТОПЛИВУ СУДОВЫХ ДВС**1. Анализ состояния проблемы, постановка цели и задач исследования**

Истощение природных запасов органических топлив и непрерывно растущие цены на них обострили проблему замены углеводородных топлив альтернативными. Последние годы в качестве реальной альтернативы для тепловых двигателей рассматривается водород, который обладает рядом преимуществ по сравнению с органическими топливами: на порядок более высокими скоростью горения и коэффициентом диффузии; большей почти в три раза теплотворной способностью; широкими концентрационными пределами воспламеняемости и горения; небольшой излучающей способностью пламени, обеспечивающей снижение радиационного теплообмена со стенками цилиндра.

Однако высокая стоимость получения водорода и трудности его хранения в больших объемах отодвигают решение вопроса полного перевода двигателях внутреннего сгорания (ДВС) на водородное топливо на неопределенное время. Очевидно, что в настоящее время наиболее приемлемым вариантом являлось бы применения водорода в качестве небольших добавок к традиционному дизельному топливу, не создающих особых проблем, связанных с производством и хранением водорода.

Эффективность использования водородных добавок к дизельному топливу обычно оценивают традиционными экономическими и энергетическими показателями – по изменению удельного расхода топлива и КПД двигателя. Очевидно, что эффект от применения добавок зависит от относительного, приходящегося на единицу основного топлива, их количества и режимов работы двигателя.

Целью исследования является определение оптимальной относительной величины добавки водорода к дизельному топливу, обеспечивающей максимальные удельные приращение КПД двигателя и сокращение расхода основного топлива.

2. Экспериментальное исследование работы дизеля на водородных добавках и анализ результатов

С целью исследования влияние водородных добавок к дизельному топливу на экономичность и энергетическую эффективность высокооборотных двигателей и определения оптимального, с точки зрения достижения максимального удельного эффекта, количества этих добавок были проведены экспериментальные исследования судового высокооборотного дизеля без наддува марки 2 Ч 13,5/14 номинальной мощностью $N_{\text{енном}} = 29,4$ кВт и с номинальной частотой вращения коленчатого вала 1500 об/мин [1, 2]. Небольшие добавки водорода подавались в двигатель со свежим зарядом воздуха через всасывающий коллектор. Этот способ выгодно отличается от других тем, что не требует сложных дополнительных устройств и высоких давлений водорода, что позволяет использовать его в двигателях внутреннего сгорания на транспортных средствах.

Испытания двигателя проводились по двум нагрузочным характеристикам, по которым работают дизельгенераторы: при постоянных частотах вращения коленчатого вала: $n = 1500$ об/мин (номинальная) и 920 об/мин (минимально устойчивая). В настоящей работе представлены данные испытаний двигателя при $n = 1500$ об/мин. Результаты, полученные при $n = 920$ об/мин, подтверждают приведенных здесь выводы.

Исследования проводились на четырех режимах с относительными мощностями $\bar{N}_e = N_e / N_{\text{енном}}$, равными 1,0; 0,75; 0,50; 0,25. На каждом режиме работы двигателя (при относительной мощности \bar{N}_e) определялся удельный эффективный расход дизельного топлива без применения добавок водорода g_e , г/(кВт·ч) и с добавками водорода g_e^H . Все замеры выполнялись на каждом режиме по несколько раз, а затем усреднялись. Расход водорода g_H , г/(кВт·ч), изменялся от 0,5 до 2 % расхода дизельного топлива

и в процентах определялся как $m_{H_2} = g_H/g_e \cdot 100 \%$.

Анализ результатов испытаний показывает, что экономия дизельного топлива $\overline{\Delta g_e} = (g_e - g_e^H)/g_e \cdot 100 \%$, за счет применения добавок водорода зависит от режима нагрузки на двигатель $\overline{N_e}$ и величины m_{H_2} .

На каждом режиме работы двигателя рассчитывался приведенный удельный эффективный расход топлива по зависимости

$$b_e = g_e + 2.84g_H, \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)},$$

где 2,84 представляет собой отношение значений низшей удельной теплоты сгорания водорода и дизельного топлива.

Эффективный КПД двигателя определялся следующим образом:

– при работе без добавок водорода

$$\eta_e = \frac{3600 \cdot 10^5}{g_e Q_H} \cdot 100 \%;$$

– при работе с добавками водорода

$$\eta_e^H = \frac{3600 \cdot 10^5}{b_e Q_H} \cdot 100 \%,$$

где Q_H – низшая удельная теплота сгорания дизельного топлива, которая принималась равной 42700 кДж/кг.

Относительное изменение эффективного КПД двигателя за счет добавок водорода рассчитывалось как

$$\overline{\Delta \eta_e} = \frac{(\eta_e - \eta_e^H)}{\eta_e} \cdot 100 \%.$$

Зависимость относительного приращения эффективного КПД двигателя $\overline{\Delta \eta_e}$, %, от количества добавок водорода m_{H_2} , %, при температуре воздуха на входе в цилиндры двигателя $t_b = 20^\circ\text{C}$ и разных нагрузках на двигатель $\overline{N_e}$, работающий по нагрузочной характеристике с числом оборотов коленчатого вала 1500 об/мин, представлена на рис. 1. Как видно, с уменьшением нагрузки на двигатель $\overline{N_e}$ относительное приращение КПД $\overline{\Delta \eta_e}$ от применения добавок водорода увеличивается. Таким образом, добавки можно рассматривать как эффективное средство ослабления отрицательного влияния на

энергетические показатели ДВС перехода на частичные нагрузки. Из рисунка также видно, что существует некоторая оптимальная величина m_{H_2} , находящаяся в диапазоне значений $m_{H_2} = 1,5 \dots 2,0 \%$, при которой относительное приращение КПД $\overline{\Delta \eta_e}$ будет максимальным, причем с изменением нагрузки $\overline{N_e}$ она остается практически постоянной. Из рисунка видно, оптимальные добавки водорода обеспечивают повышение КПД двигателя $\overline{\Delta \eta_e}$ на 1...5 %.

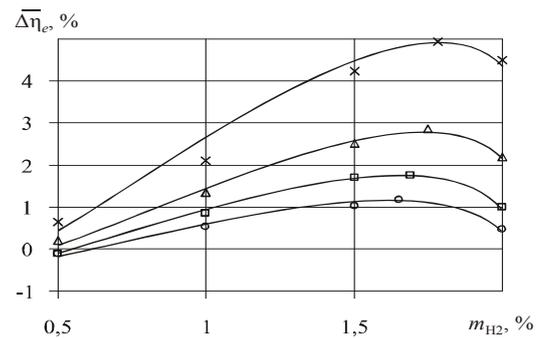


Рис. 1. Зависимость относительного приращения КПД двигателя $\overline{\Delta \eta_e}$ от количества добавок водорода m_{H_2} при температуре воздуха на входе $t_b = 20^\circ\text{C}$ и разных нагрузках на двигатель $\overline{N_e}$: $\times - \overline{N_e} = 0,25$; $\Delta - 0,50$; $\square - 1,0$

Очевидно, что об экономической целесообразности применения водородных добавок можно судить по экономии дизельного топлива, приходящейся на единицу массы добавки. С этой целью введем такой параметр, как относительное сокращение удельного эффективного расхода дизельного топлива $\Delta g_e / g_{H_2}$, представляющее собой отношение сокращения удельного эффективного расхода дизельного топлива Δg_e , г/(кВт·ч), к удельному расходу водорода g_{H_2} , г/(кВт·ч). Этот параметр показывает, сколько грамм дизельного топлива, приходящегося на 1 кВт эффективной мощности N_e , экономится при подаче в двигатель 1 грамма H_2 на 1 кВт N_e . Он характеризует эффективность использования водорода и может быть назван, например коэффициентом эффективности использования водорода. При его максимальном значении эффективность использования водорода будет наибольшей.

Зависимость относительного сокращения удельного эффективного расхода дизельного топлива $\Delta g_e / g_{H_2}$ от количества добавок водорода m_{H_2} при

температуре воздуха на входе $t_b = 20^\circ\text{C}$ и разных нагрузках на двигатель \overline{N}_e приведена на рис. 2. Как видно, кривые этой зависимости имеют экстремумы, которым соответствуют добавки водорода m_{H_2} , составляющие примерно 1,5 %. С уменьшением нагрузки на двигатель \overline{N}_e эффективность использования водорода увеличивается, что подтверждает целесообразность применения добавок для компенсации отрицательного влияния частичных режимов на экономичность ДВС. Из рисунка также видно, что каждый грамм добавки водорода обеспечивает сокращение расхода дизельного топлива на 3...5 грамм. Результаты экспериментальных исследований показали, что максимальная эффективность применения водородных добавок имеет место при весьма малых их количествах 1,5...2 %, что не создает каких-либо существенных проблем, связанных с производством и хранением водорода.

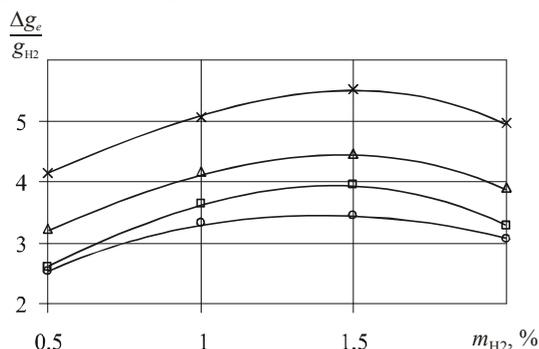


Рис. 2. Зависимость относительного сокращения удельного эффективного расхода дизельного топлива $\Delta g_e / g_{\text{H}_2}$ от количества добавок водорода m_{H_2} при температуре воздуха на входе $t_b = 20^\circ\text{C}$ и разных нагрузках на двигатель \overline{N}_e : $x - \overline{N}_e = 0,25$; $\Delta - 0,50$; $\square - 0,75$; $o - 1,0$

Благодаря весьма малым количествам добавок, энергетические затраты на их получение не являются определяющими, а производство водорода можно осуществлять непосредственно на борту судна, например в электролизерах, во время снижения нагрузки на судовую электростанцию. Хранение водорода в небольших количествах вполне можно осуществлять в гидридных аккумуляторах [3, 4], используя их уникальное свойство освобождения водорода при более высоком давлении, чем его поглощение, для дополнительного повышения давления водорода,

подаваемого в камеру сгорания ДВС, или же производства механической (электрической) энергии или холода.

Выводы

1. Экспериментально установлено существование некоторой оптимальной величины водородных добавок m_{H_2} , при которой достигается максимальное приращение КПД двигателя $\overline{\Delta\eta}_e$, причем с изменением нагрузки \overline{N}_e она остается практически постоянной и находится в диапазоне значений $m_{\text{H}_2} = 1,5...2,0\%$.
2. Оптимальные добавки водорода позволяют повысить КПД двигателя на 1...5 %.
3. Оптимальные водородные добавки обеспечивают максимальное сокращение удельного расхода дизельного топлива, приходящееся на единицу массы водорода.
4. При оптимальных добавках сокращение расхода дизельного топлива составляет 3...5 грамм на 1 грамм водородной добавки.
5. С уменьшением нагрузки на двигатель \overline{N}_e эффективность использования водорода увеличивается, что подтверждает целесообразность применения водородных добавок для компенсации отрицательного влияния частичных режимов на КПД и экономичность ДВС.

Список литературы:

1. Сирота А.А., Чураков А.И. Испытания судового высокооборотного ДВС с добавками водорода // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: НТУ "ХПИ", 2005. – № 2. – С. 81–84.
2. Тимошевский Б.Г., Тимофеев В.И., Сирота А.А., Гаврилков А.В. Глубокая утилизация вторичных энергоресурсов с помощью гидридных систем // Судостроительная промышленность. – Вып. 13. – 1990. – С. 15–21.
3. Timoshevsky B., Cui K., Timofeev V., Sirota A., Beljakov S., Gao X. Energy saving hydride's systems for internal combustion engines // Journal of WUWTE, Vol.3 № 7, 1992, pp. 34–39.
4. Timoshevsky B., Cui K., Beljakov S., Sirota A., Cao X. Hydride's equipment for internal combustion engines // Journal of WUWTE, Vol. 3, № 8, pp. 42–47.

УДК 661.96.001

*А.А. Сирота, инж., Б.Г. Тимошевский, д-р техн. наук, Н.И. Радченко, инж.,
А.И. Чураков, инж.*

ИСПЫТАНИЯ СУДОВОГО ВЫСОКООБОРОТНОГО ДВС НА ТОПЛИВОВОДОРОДНОЙ СМЕСИ ПРИ РАЗНЫХ ТЕМПЕРАТУРАХ ОКРУЖАЮЩЕГО ВОЗДУХА

1. Анализ проблемы, постановка цели и задач исследования

Высокооборотные ДВС применяются в качестве дизельгенераторов морских и речных судов. Их эффективность в значительной степени зависит от температуры воздуха, подаваемого в цилиндры. С повышением его температуры уменьшается коэффициент избытка воздуха, ухудшается смесеобразование, увеличиваются период задержки самовоспламенения топлива, температура выпускных газов и отвод теплоты от цилиндров, теплонапряженность двигателя, удельный расход топлива, снижаются эффективный КПД и мощность двигателя. Так, согласно [1] каждый градус повышения температуры окружающего воздуха вызывает уменьшение мощности судового ДВС на 0,5 %. Таким образом, проблема повышения эффективности работы судовых ДВС при высокой температуре воздуха стоит довольно остро.

Весьма перспективным направлением повышения энергетических, экономических и экологических показателей судовых ДВС является применение водорода в качестве топлива. Благодаря замкнутому циклу его производства и использования (из воды и с образованием воды как продукта его сгорания) водород является неисчерпаемым источником энергии. Однако полный переход ДВС на водородное топливо в обозримом будущем не представляется возможным, поскольку КПД даже самых совершенных и перспективных технологий производства водорода из воды не превышает 50 %, а хранение и транспортировка больших объемов водорода связаны со значительными энергетическими затратами, техническими сложностями обеспечения мер повышенной безопасности. Поэтому в качестве реальной альтер-

нативы можно рассматривать использование малых добавок водорода, не создающих проблем при их хранении. По данным НАМИ и Института проблем машиностроения НАН Украины применение водородных добавок к бензиновому топливу увеличивает КПД двигателя на 10...15 %, а на частичных режимах – на 17...22 % [2].

Таким образом, проблему повышения эффективности работы судовых высокооборотных ДВС при повышенной температуре окружающего воздуха целесообразно решать в рамках перспективного направления повышения энергетических и экологических показателей ДВС путем применения водородных добавок к углеродному топливу.

Целью работы является экспериментальное исследование влияния водородных добавок к топливу на эффективность высокооборотных ДВС при разных температурах окружающего воздуха и разработка на основе полученных данных рекомендаций по применению водородных добавок с целью улучшения экономических и энергетических показателей двигателей при повышенных температурах воздуха.

Для ее достижения были решены следующие задачи: получены опытные данные по мощности, удельному расходу топлива и КПД при разных температурах окружающего воздуха и работе высокооборотного судового ДВС с добавками водорода к углеродному топливу; разработаны рекомендации по применению водородных добавок с целью улучшения экономических и энергетических показателей двигателей при повышенных температурах воздуха.

2. Испытания высокооборотного ДВС с добавками водорода к топливу при разных температурах воздуха

С целью исследования влияние водородных до-

бавок к дизельному топливу на экономичность и энергетическую эффективность высокооборотных двигателей при разных температурах воздуха на входе в цилиндры двигателя были проведены экспериментальные исследования судового высокооборотного дизеля без наддува марки 2 Ч 13,5/14 номинальной мощностью $N_{\text{ном}} = 29,4$ кВт и с номинальной частотой вращения коленчатого вала 1500 об/мин [3]. Небольшие добавки водорода подавались в двигатель со свежим зарядом воздуха через всасывающий коллектор.

Испытания проводились по двум нагрузочным характеристикам, по которым работают дизельгенераторы: при постоянных частотах вращения коленчатого вала: $n = 1500$ об/мин (номинальная) и 920 об/мин (минимально устойчивая). В настоящей работе представлены данные испытаний двигателя при $n = 1500$ об/мин.

Исследования проводились на четырех режимах с относительными мощностями $\overline{N}_e = N_e / N_{\text{ном}}$, равными 1,0; 0,75; 0,50; 0,25. На каждом режиме работы двигателя (при относительной мощности \overline{N}_e) определялся удельный эффективный расход дизельного топлива без применения добавок водорода g_e , г/(кВт·ч) и с добавками водорода g_e^H . Все замеры выполнялись на каждом режиме по несколько раз, а затем усреднялись. Расход водорода g_H , г/(кВт·ч), изменялся от 0,5 до 2 % расхода дизельного топлива и в процентах определялся как $m_{H_2} = g_H/g_e \cdot 100$ %.

Анализ результатов испытаний показывает, что экономия дизельного топлива $\overline{\Delta g_e} = (g_e - g_e^H)/g \cdot 100$ %, за счет добавок водорода зависит от режима нагрузки на двигатель \overline{N}_e , величины m_{H_2} и температуры воздуха на входе.

На каждом режиме работы двигателя рассчитывался приведенный удельный эффективный расход топлива по зависимости

$$b_e = g_e + 2.84g_H, \text{ г/(кВт·ч)},$$

где 2,84 представляет собой отношение значений низшей удельной теплоты сгорания водорода и

дизельного топлива.

Эффективный КПД двигателя определялся следующим образом:

– при работе без добавок водорода

$$\eta_e = \frac{3600 \cdot 10^5}{g_e Q_H} \cdot 100 \text{ \%};$$

– при работе с добавками водорода

$$\eta_e^H = \frac{3600 \cdot 10^5}{b_e Q_H} \cdot 100 \text{ \%},$$

где Q_H – низшая удельная теплота сгорания дизельного топлива, которая принималась равной 42700 кДж/кг.

Относительное изменение эффективного КПД двигателя за счет добавок водорода рассчитывалось как

$$\overline{\Delta \eta_e} = \frac{(\eta_e - \eta_e^H)}{\eta_e} \cdot 100 \text{ \%}$$

Зависимости относительного приращения КПД двигателя $\overline{\Delta \eta_e}$ от температуры воздуха на входе t_b при разных нагрузках на двигатель \overline{N}_e и добавках водорода m_{H_2} представлены на рис 1. Как видно, в рассматриваемом интервале температур t_b относительное приращение КПД $\overline{\Delta \eta_e}$ за счет применения добавок водорода изменяется от 1 % (на номинальном режиме) до 5 % (при $\overline{N}_e = 0,25$). С повышением температуры t_b воздуха приращение КПД $\overline{\Delta \eta_e}$ возрастает по линейному закону, причем с уменьшением нагрузки темп приращения $\overline{\Delta \eta_e}$ увеличивается: прямые становятся круче. Таким образом, добавки можно рассматривать как эффективное средство ослабления отрицательного влияния повышения температуры окружающего воздуха и перехода на частичные режимы на энергетические показатели ДВС.

Обращает на себя внимание то обстоятельство, что графики, соответствующие величине водородных добавок $m_{H_2} = 1,5$ %, располагаются выше, чем $m_{H_2} = 2,0$ %, причем на всех режимах нагрузки двигателя. Это свидетельствует о существовании неко-

торой оптимальной величины добавки, лежащей в диапазоне значений $m_{H_2} = 1,5 \dots 2,0 \%$ и обеспечивающей максимальное относительное приращение

КПД двигателя $\overline{\Delta\eta_e}$.

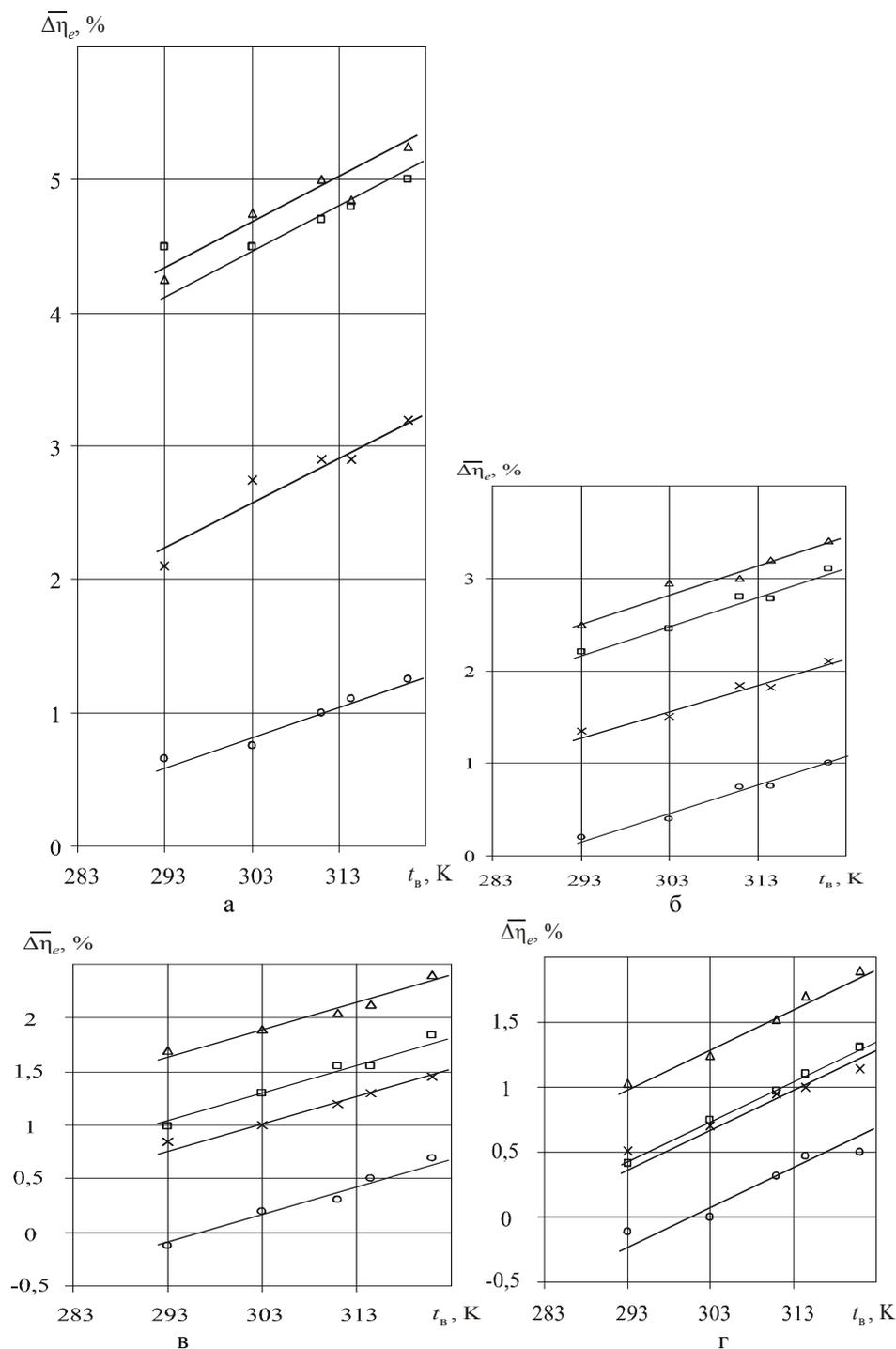


Рис. 1. Зависимость относительного приращения КПД двигателя $\overline{\Delta\eta_e}$ от температуры воздуха на входе $t_{в}$ при нагрузках на двигатель $\overline{N_e} = 0,25$ (а), 0,5 (б), 0,75 (в) и 1,0 (г) и разных добавках водорода m_{H_2} , %: о – $m_{H_2} = 0,5$ %; × – 1,0 %; Δ – 1,5 %; □ – 2,0 %

Об экономической целесообразности применения водородных добавок можно судить по экономии

дизельного топлива, приходящейся на единицу массы добавки, т.е. об удельной ценности добавки. Для

этого воспользуемся относительным сокращением удельного эффективного расхода дизельного топлива $\Delta g_e / g_{H_2}$, представляющим собой отношение сокращения удельного эффективного расхода дизельного топлива Δg_e , г(кВт·ч), к удельному расходу водорода g_{H_2} , г(кВт·ч). Этот параметр показывает, сколько грамм дизельного топлива, приходящегося на 1 кВт эффективной мощности N_e , экономится при подаче в двигатель 1 грамма H_2 на 1 кВт N_e . Он характеризует эффективность использования водорода и может быть назван, например коэффициентом эффективно-

сти использования водорода. При его максимальном значении эффективность использования водорода будет наибольшей.

Зависимости относительного сокращения удельного эффективного расхода дизельного топлива $\Delta g_e / g_{H_2}$ от температуры воздуха на входе t_b при разных нагрузках на двигатель $\overline{N_e}$ и добавках водорода m_{H_2} представлены на рис. 2. Как видно, с повышением температуры t_b величина $\Delta g_e / g_{H_2}$ возрастает линейно, причем с уменьшением m_{H_2} темп приращения $\Delta g_e / g_{H_2}$ увеличивается: прямые становятся круче.

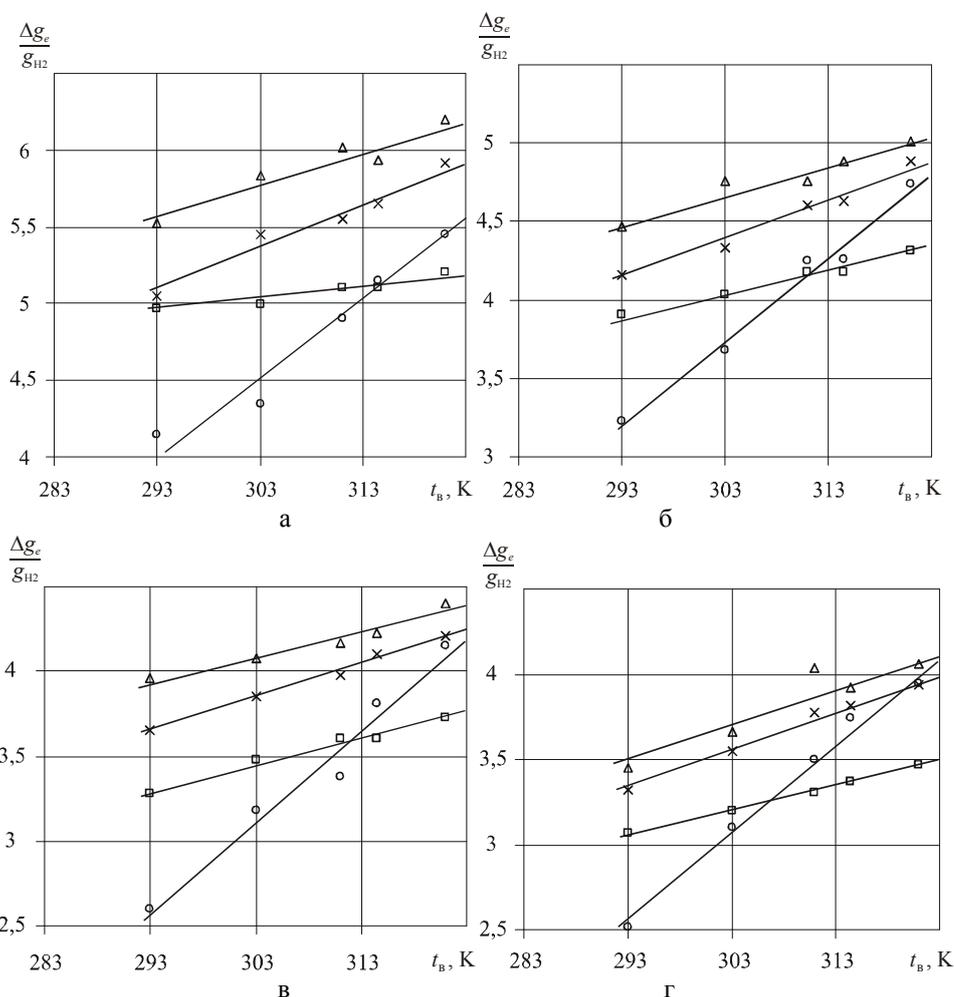


Рис. 2. Зависимость относительного сокращения удельного эффективного расхода дизельного топлива $\Delta g_e / g_{H_2}$ от температуры воздуха на входе t_b при нагрузках на двигатель $\overline{N_e} = 0,25$ (а), $0,5$ (б), $0,75$ (в) и $1,0$ (г) и разных добавках водорода m_{H_2} , %: о – $m_{H_2} = 0,5$ %; × – $1,0$ %; Δ – $1,5$ %; □ – $2,0$ %

Как и в случае приращения КПД двигателя $\overline{\Delta \eta_e}$ (рис. 1), на всех режимах нагрузки двигателя

графики, соответствующие величине водородных добавок $m_{H_2} = 1,5$ %, располагаются выше, чем $m_{H_2} = 2,0$ % (рис. 2). Это подтверждает существова-

ние оптимальной величины добавки, лежащей в диапазоне значений $m_{H_2} = 1,5 \dots 2,0$ % и обеспечивающей максимальное относительное сокращение удельного эффективного расхода дизельного топлива $\Delta g_e / g_{H_2}$.

Таким образом, можно сделать вывод о том, что водородные добавки являются весьма эффективным способом повышения экономических и энергетических показателей судовых высокооборотных ДВС при высоких температурах окружающего воздуха, а их малая величина (1...2 %) не создает особых проблем, связанных с производством и хранением водорода на борту судна.

Выводы

1. Применение небольших (1...2 %) добавок водорода к топливу компенсирует отрицательное влияние повышения температуры воздуха, подаваемого в цилиндры двигателя, на его экономические и энергетические показатели, обеспечивая сокращение

относительного (отнесенного к удельному расходу водорода) удельного эффективного расхода дизельного топлива на 2...6 % и увеличение относительного приращения КПД двигателя на 1...5 %.

2. С повышением температуры воздуха, подаваемого в цилиндры, и уменьшением нагрузки на двигатель эффект от использования водородных добавок возрастает.

Список литературы:

1. Гладков О.А., Лерман Е.Ю. Создание малотоксичных дизелей речных судов. Л.: Судостроение, 1990.
2. Мельник Г.В. Водород – энергоноситель XXI века // Двигателестроение. – № 3 (221). – 2005. – С. 48–49.
3. Сирота А.А., Чураков А.И. Испытания судового высокооборотного ДВС с добавками водорода // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: НТУ "ХПИ", 2005. – № 2. – С. 81–84.

УДК 426.43.

Е.В. Белоусов, канд. техн. наук, Т.П. Белоусова, инж.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ФОРМИРОВАНИЯ СЛОЯ ТВЕРДОГО ТОПЛИВА В РЕАКТОРЕ ТВЕРДОТОПЛИВНОГО ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ СО СЛОЕВЫМ СЖИГАНИЕМ

Введение

Важным аспектом научно-технического прогресса, на данном этапе и в ближайшей перспективе, является поиск альтернативных топлив для поршневых двигателей внутреннего сгорания (ДВС). Это объясняется, с одной стороны, постоянным ростом цен на нефть, продукты переработки которой традиционно используются в качестве топлив для ДВС, а с другой стороны, чрезвычайно высокой распространенностью данного типа двигателей во всех сферах хозяйственной деятельности человека. Одним из

перспективных направлений в расширении топливной базы поршневых ДВС является исследование возможности использования для них в качестве моторного твердых топлив и суспензий на их основе. В последние десятилетия достигнут заметный прогресс в данном направлении, однако многие вопросы остаются неисследованными.

1. Анализ литературных источников

Наряду с объемными методами сжигания твердых топлив в составе различного рода суспензий [1], перспективным направлением в области их исполь-

зования в ДВС является слоевое сжигание крупных частиц топлива в специальном выносном реакторе, имеющем с рабочим цилиндром общий тепло- и массообмен [2]. Второе направление является наименее изученным. В частности, неисследованным является вопрос формирования структуры слоя твердого топлива с узким гранулометрическим составом в ограниченном пространстве реактора двигателя.

Все известные работы по слоевому сжиганию были выполнены для слоя с широким гранулометрическим составом и неограниченного в пространстве [3]. В то же время такие параметры слоя, как изменение размеров части по высоте, коэффициент заполнения объема реактора, суммарная площадь частиц топлива в отдельных зонах слоя и в реакторе в целом, аэродинамическое сопротивление засыпки и др., могут оказывать существенное влияние на рабочий процесс двигателя.

2. Цель работы

В данной работе предпринята попытка смоделировать процесс формирования и динамику изменения параметров слоя в ходе выгорания частиц твердого топлива в реакторе двигателя и с помощью модели исследовать характеристики слоя и влияние отдельных факторов на них.

3. Решение проблемы

Особенностью формирования слоя при слоевом сжигании в реакторе твердотопливного поршневого двигателя (ТТД) является то, что слой ограничен стенками реактора сравнительно небольших размеров (размер реактора и размер поступающих в него частиц имеют или один порядок, или отличаются не более, чем на порядок), что оказывает влияние на характер залегания частиц в слое. Для предотвращения выноса частиц из зоны горения в рабочий цилиндр поступающее в реактор топливо не должно содержать мелких частиц. Кроме того, слой топлива должен обладать сравнительно небольшим аэродинамическим сопротивлением, чтобы обеспечить его

эффективную продувку. В этой связи частицы подаваемого топлива должны отличаться друг от друга по размерам не более, чем на порядок. Такие требования значительно отличают условия формирования структуры слоя твердого топлива в реакторе ТТД от процесса формирования слоя на колосниковом полотне в других топочных устройствах.

Для моделирования параметров слоя примем ряд допущений:

- предположим, что все частицы имеют сферическую форму и бимодальное распределение по размерам как внутри отдельных слоев, так и по всей высоте слоя. При этом в пределах слоя их размеры изменяются от d_1 до d_2 , где d_1 – диаметр самых крупных частиц, поступающих в топочную камеру, d_2 – диаметр самых мелких частиц;

- размер d_1 больше, чем d_2 не более, чем на порядок;

- в процессе выгорания частицы своей формы не меняют, а только пропорционально уменьшаются в диаметре.

Чтобы упростить задачу, будем считать, что в реактор поступают частицы одного, усредненного, размера, для нахождения которого могут быть использованы известные методики. При исследовании средний по слою диаметр частиц определялся как среднеарифметическое, среднеобъемное, среднеповерхностное значение обмерянных частиц [4]; однако в исследованном диапазоне размеров наиболее точное соответствие экспериментальным данным давала методика, предложенная Заутером (d_{32}). Далее в расчетах использовалась именно эта методика.

Для определения количества частиц, которое может одновременно находиться в элементарном i -том слое внутри цилиндрического реактора, использовалось следующее выражение:

$$n_{\text{час } i} = \frac{D^2 \pi}{4d_{32i}^2},$$

где D – диаметр реактора.

Данное выражение позволяет определить количество частиц в слое для широкого диапазона изменения их размеров при хорошем соответствии экспериментальным данным, что видно из рис. 1.

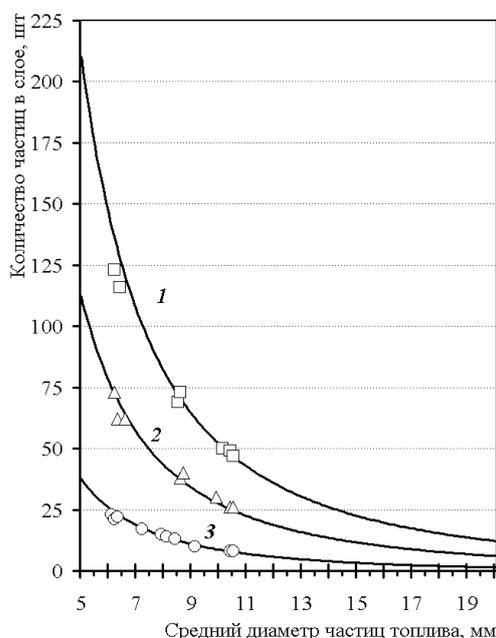


Рис. 1. Сопоставление расчетных и экспериментальных данных; 1, 2, 3 – количество частиц в слое для реактора диаметром 82, 60 и 35 мм, соответственно.

Вся засыпка реактора состоит из нескольких элементарных слоев, верхний из которых формируется из частиц, имеющих усредненный диаметр для частиц, поступающих в реактор ($d_{1cp} = d_{32l}$). Размер частиц нижнего слоя определяется размером щелей в колосниковом полотне топочной камеры. По мере выгорания частицы опускаются на более низкий уровень, пропорционально уменьшаясь в диаметре. Таким образом, под элементарным слоем следует понимать элемент слоя, состоящего из одного ряда частиц одного осредненного диаметра. Высота элементарного слоя определяется средним диаметром частиц. Схематически процесс изменения размеров частиц показан на рис. 2.

Каждый последующий слой частиц имеет диаметр меньший, чем диаметр частиц предыдущего

слоя на величину коэффициента уменьшения, который находится из условий, показанных на рис. 2, и может быть определен из выражения:

$$k = \frac{d_{2cp}}{d_{1cp}} = \frac{1 - \operatorname{tg}\alpha}{1 + \operatorname{tg}\alpha},$$

где $\operatorname{tg}\alpha$ находим из выражения:

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{(d_{1cp} - d_{ncp})}{2 \times l} = \frac{(d_{1cp} - d_{ncp})}{(2L - d_{1cp} - d_{ncp})}.$$

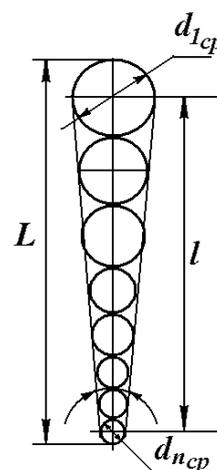


Рис. 2. Изменение размеров частиц по высоте реактора

Количество элементарных слоев в реакторе может быть определено из выражения:

$$n_{сл.} = \frac{(\ln d_{ncp}) / d_{1cp}}{\ln k} \times b,$$

где b – коэффициент, учитывающий взаимное проникновение частиц одного слоя в нижележащий слой. Для сферических частиц он может быть найден из выражения:

$$b = \frac{1 + k}{\sqrt{1 + 2k}}.$$

Для частиц другой формы этот коэффициент может быть определен экспериментально.

Диаметр d_{ncp} выбирается из условия максимального выгорания органической массы топлива. К моменту достижения частицей диаметра, при котором она может пройти через колосниковое полотно

реактора, в ней должна остаться только зольная составляющая. Исходя из этого условия, зная зольность используемого топлива (A (%)), можно найти наименьший диаметр частиц на выходе из слоя, используя выражение:

$$d_{n_{cp}} = d_{l_{cp}} \sqrt[3]{A/100}.$$

Применение топлива с меньшей зольностью, чем расчетная, приведет к увеличенным потерям горючей массы с золой. На рис. 3 показаны расчетные зависимости между начальным и конечным диаметром частиц топлива в зависимости от его зольности.

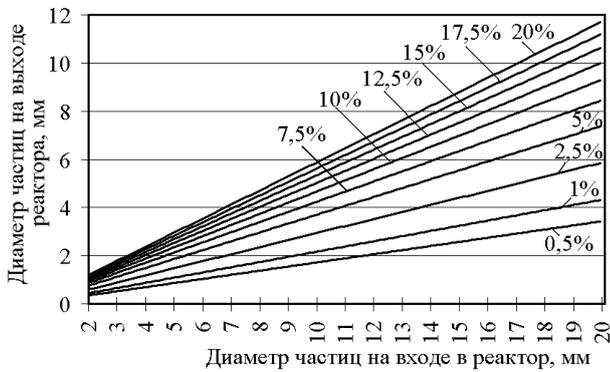


Рис. 3. Расчетные зависимости между начальным и конечным диаметром частиц топлива в зависимости от его зольности.

Анализируя представленную диаграмму, можно сделать важный практический вывод: для обеспечения надежной работы колосникового полотна и для гарантированного удаления частиц золы из зоны горения при выборе топлива ориентироваться необходимо на топлива со сравнительно высокой зольностью. Это позволит поддерживать достаточную величину зазора между колосниками, чтобы частицы золы удалялись из реактора под собственным весом. Использование таких топлив значительно удешевит их предварительную подготовку к использованию в ТТВД.

Из рис. 4 видно, что суммарный объем частиц в реакторе и как следствие, плотность засыпки (соотношение объемов частиц и реактора), при уменьше-

нии среднего размера подаваемых в реактор частиц, до некоторого значения имеют максимумы, носящие периодический характер. При неоптимальном диаметре входящих частиц, в реакторе остается свободное пространство, которое не может быть заполнено, так как высота этого пространства меньше размера входящих частиц. При дальнейшем уменьшении размеров периодические колебания плотности засыпки прекращаются, а влияние размеров частиц на плотность ослабевает. Можно предположить, что оптимальными для данного реактора размерами подаваемых частиц являются величины, лежащие в интервале между границей периодических колебаний плотности и участком, на котором резко снижается влияние размеров частиц на плотность засыпки. Для рассматриваемого случая это интервал 0,4...0,6 см.

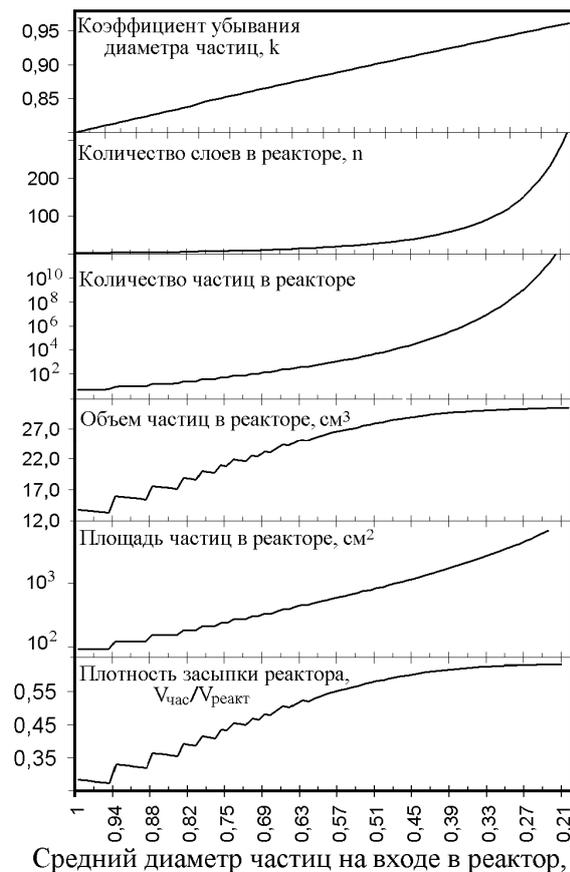


Рис. 4. Изменение основных характеристик слоя как функция размера частиц, поступающих в реактор диаметром 35 мм и высотой 50 мм.

Снижение размеров частиц ниже этих значений не дает никаких преимуществ, а только ведет к увеличению аэродинамического сопротивления слоя.

Выводы

1. Расчеты показали, что засыпка реактора, состоящая из частиц с узким гранулометрическим составом, может иметь сравнительно высокую плотность, что сокращает непродуктивное выгорание топлива в процессе сжатия воздушного заряда [5].

2. При выборе топлива для сжигания слоевым методом в ТТВД, рациональней ориентироваться на топлива с достаточно высокой зольностью (10...20%).

3. Для каждого реактора существует оптимальный диапазон размеров частиц, который позволяет наиболее полно использовать топочное пространство и снизить влияние сопротивления слоя на рабочий процесс ТТВД.

Список литературы:

1. *Caton J.A., Rosegay K.H. A Review and Comparison of Reciprocating Engine Operation Using Solid Fuels // «Transactions of the Society of Automotive Engineers», Vol. 82, №831362. – 1984. – P. 1108-1124.*
2. *Белоусов Е.В. Создание и совершенствование твердотопливных поршневых двигателей внутреннего сгорания. – Херсон: ОАО ХГТ, 2006. – 451 с.*
3. *Основы практической теории горения / Померанцев В.В., Арефьев К.М., Ахмедов Д.Б. и др. – Л.: Энергия, 1973. – 263 с.*
4. *Двигатели внутреннего сгорания / Орлин А.С., Вырубов Д.Н., Калиш Г.Г. и др. – М.: МАШГИЗ, 1957. – С. 336-337.*
5. *Белоусов Е.В., Белоусова Т.П. Особенности протекания политропного процесса сжатия в твердотопливных поршневых двигателях со слоевым сжиганием топлива. // Сб. науч. работ УГМТУ. – Николаев: УГМТУ, 2001.– № 3 (375).– С. 84-89.*

УДК 535.4 + 621.43

А.П. Марченко, д-р. техн. наук. А.Г.Кесарийский, инж.

ЛАЗЕРНО-ИНТЕРФЕРЕНЦИОННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ В СОВРЕМЕННЫХ СИСТЕМАХ РАЗРАБОТКИ ДВС

Создание конкурентоспособных двигателей внутреннего сгорания – одна из важнейших задач двигателестроительных предприятий Украины. Ведущие фирмы развитых стран, выпускающие ДВС, каждые три-четыре года предлагают новые образцы, демонстрируя очень высокие темпы их разработки. Очевидно, что в этих условиях без резкого подъема качества и темпов разработки новой продукции предприятиям Украины весьма сложно занять достойное место в мировом экономическом сообществе. Одним из путей решения этой проблемы является использование высокоэффективных современных средств создания и доводки двигателей.

Опыт динамично развивающихся двигателестроительных предприятий показывает, что применение высоких технологий на стадии разработки двигателей внутреннего сгорания дает шанс создать конкурентоспособную продукцию, востребованную не только на внутреннем, но и зарубежном рынке. В то же время, очевидно, что при ограниченном финансировании НИР, отечественным предприятиям чрезвычайно сложно конкурировать с международными промышленными гигантами. В этих условиях особое значение приобретает применение высоких технологий, обеспечивающих существенный выигрыш в темпах и затратах на разработку ДВС.

Применение в двигателестроении систем автоматизированного проектирования (САПР) на основе САД/САМ/САЕ технологий привело к существенной интенсификации процесса формирования геометрического облика деталей ДВС. Возможности, предоставляемые САД-модулями по геометрическому моделированию деталей, упростили решение проблем многовариантной трансформации фор-

мы детали, компоновки узлов, оценки собираемости и т.д. Использование САЕ-модулей для математического моделирования состояний и процессов обеспечило возможность проведения глубокого анализа напряженно-деформированного состояния деталей, а формирование управляющих программ с применением САМ-модулей позволило оперативно изготавливать опытные образцы деталей на станках с ЧПУ.

К сожалению, достоинства такой технологии разработки двигателей, в полной мере проявляются только применительно к геометрически простым деталям, которые и так достаточно хорошо отработаны за период многолетней практики производства ДВС. При разработке же сложных деталей, например, блок-картеров имеющих специфическую геометрическую форму, содержащих элементы прецизионных кинематических пар, подверженных воздействию механических и тепловых нагрузок, применение автоматизированных систем, весьма затруднительно. Проблема состоит в том, что математический анализ напряженно-деформированного состояния геометрически сложной детали требует подробного описания краевых условий, а это достаточно сложно выполнить, опираясь только на теоретические представления конструктора-разработчика о взаимодействии деталей в сборке и влиянии нагрузок на формирование НДС. В результате доводка конструкции по-прежнему проводится путем итерационного приближения к приемлемому результату, а затраты времени и финансовых ресурсов сводят к минимуму эффект от использования автоматизированных систем разработки деталей ДВС. Кроме того, это вынуждает конструктора с осторожностью относиться к созданию нового конструктивного об-

раза сложной детали и минимизировать изменения по отношению к исходному прототипу, что существенно сдерживает темп совершенствования ДВС.

Анализ проблем автоматизированной разработки сложных деталей ДВС, таких как блок-картер, головка, коленчатый вал и т.д., показывает, что существенное уменьшение времени и затрат на разработку этих деталей при одновременном повышении их технических характеристик, может быть достигнуто только при использовании автоматизированного поискового конструирования и математического моделирования, основанных на понимании физической сущности взаимодействия элементов конструкции под воздействием рабочих и технологических нагрузок, а так же на применении достоверных граничных условий при формировании математической модели. Кроме того, конечноэлементные модели применяемые для расчетов должны проходить обязательную верификацию по экспериментальной высокоточной информации представленной в виде интегральных полей деформаций и перемещений. Последнее требование сопряжено с тем, что достоверность столь сложных моделей практически невозможно оценить по единичным, точечным экспериментальным значениям.

Таким образом, для успешной и целенаправленной корректировки геометрических характеристик виртуальной детали и ее конечноэлементной модели должна существовать физическая деталь, пригодная для экспериментального исследования. Фактически это означает, что для создания высококачественной конструкторской документации необходима деталь, изготовленная по этой же документации!

Решение этой проблемы состоит в создании прототипа детали, - первого ее приближения в цепи последующих модификаций. Для простых деталей это не составляет труда, но для блок-картера получение его прототипа традиционными методами сопря-

жено со столь большими затратами, что экономическая целесообразность такого подхода при современном уровне развития методов и средств исследования и разработки ДВС становится весьма сомнительной. Решение этой задачи может быть эффективно выполнено с применением технологий быстрого прототипирования (Rapid Prototyping) [1].

Фрагмент обобщенной блок-схемы разработки деталей ДВС с применением CAD/CAM/CAE технологий и методов быстрого прототипирования показан на рис. 1.



Рис. 1. Фрагмент схемы автоматизированной разработки деталей ДВС

Технологии Rapid Prototyping обеспечивают возможность быстрого изготовления прообразов де-

тали двигателя не только соответствующих геометрическим формам твердотельной CAD-модели, но в ряде случаев позволяют получить функциональную деталь, имеющую характеристики, соответствующие деталям, которая будет изготавливаться серийно. Именно эта возможность, как видно из приведенной схемы, позволяет на самых ранних стадиях разработки произвести экспериментальные исследования напряженно-деформированного состояния деталей и узлов ДВС с целью верификации расчетных моделей и целенаправленного улучшения конструктивных и технологических характеристик элементов двигателя. При этом для сохранения темпов и качества разработки, технологии быстрого прототипирования должна соответствовать столь же высокая, информационно насыщенная методология экспериментального анализа напряженно-деформированного состояния деталей, узлов, сборок.

Опыт экспериментального исследования НДС деталей и узлов ДВС показывает, что в наибольшей степени потребностям систем автоматизированной разработки ДВС соответствуют лазерно-интерференционные методы [2-4]. Высокая чувствительность к перемещениям, составляющая доли микрона, интегральный характер регистрации поля перемещений, возможность определения пространственного вектора перемещений при исследовании реальных объектов под воздействием реальных нагрузок – все это обеспечивает высокую информативность исследования и хорошую сочетаемость с расчетными методами.

Последовательность интерферограмм деформирования наружной поверхности блок-картера двигателя ЗМЗ 406.10, полученных по методу двойной экспозиции при последовательном увеличении перепада давления в цилиндре от 0.1 МПа до 3.0 МПа показана на рис.2. Даже качественный анализ интерферограмм свидетельствует о чрезвычайной информативности этого метода. Например, можно отме-

тить, что блок-картер имеет пониженную жесткость боковой стенки, проявляющуюся в формировании локальных зон прогиба (кольцевые интерференционные структуры) при нагружении давлением. Величины перемещений могут быть получены для любой точки поверхности или по сечению, например, А-А, как это показано на рис.2.

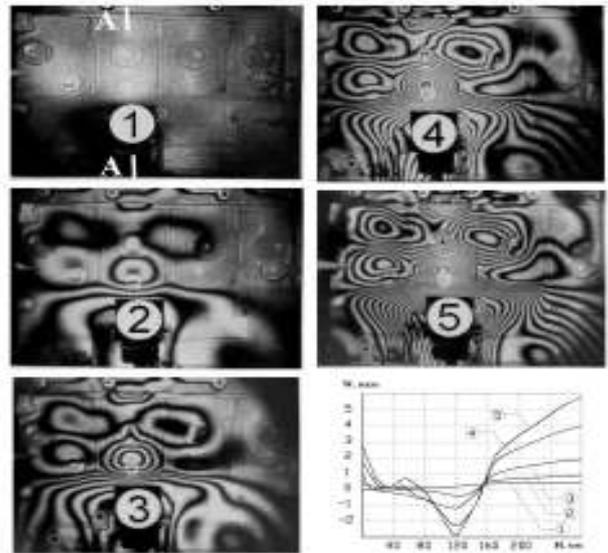


Рис.2. Последовательность интерферограмм деформирования наружной поверхности блока цилиндров ЗМЗ 406.10 при нагружении перепадом давления в цилиндре: 1- 0.1МПа, 1- 0.5 МПа, 1- 1.0МПа, 1- 2.0МПа, 1- 3.0МПа

Комплексное использование CAD/CAM/CAE технологий в сочетании с методами быстрого прототипирования и лазерно-интерференционными измерениями существенно расширяет возможности конструктора при создании новых изделий, позволяет смелее отступать от традиционных решений. Анализ фрагмента схемы процесса разработки деталей ДВС показанной на рис.1., позволяет убедиться в этом на примере разработки блок-картера ДВС.

После формирования исходного геометрического облика детали на этапе поискового конструирования, полученная геометрическая модель передается в модуль САЕ, на стадию математического ана-

лиза с применением, например, конечноэлементных методов. Конечноэлементная модель, построенная на основании САД-модели, предыдущего опыта и первоначальных представлений о функционировании элементов конструкции, позволяет провести анализ НДС в первом приближении и устранить грубые ошибки, аномалии в распределении напряжений и деформаций. Варьируя геометрическими параметрами детали, свойствами материала, связями элементов конструкции и т.д., конструктор последовательно формирует геометрический облик детали, доводя его до приемлемого уровня, соответствующего заданным критериям работоспособности. Полученная уточненная 3-D геометрическая модель передается в комплекс быстрого прототипирования, что в случае изготовления, например, автомобильного блок-картера обеспечивает возможность получения отливки и ее окончательной обработки за 1-2 недели.

Дальнейший процесс разработки заключается в определении лазерно-интерференционными методами реальных деформационных характеристик блок-картера под воздействием рабочих и технологических нагрузок. Как показано в работе [5] для верификации математической модели блок-картера целесообразно провести измерение полей деформации наружной поверхности этой детали при воздействии технологических усилий сборки блока с головкой цилиндров и при воздействии внутрицилиндрового давления. Полученные поля перемещений, с учетом дальнейшего использования математической модели позволяют: определить правильность задания граничных условий в части взаимодействия элементов конструкции; выяснить достаточность количества и оптимизировать число конечных элементов, применяемых при разбиении геометрической модели;

- привести распределение густоты конечноэлементной сетки в соответствие с реальным распределением деформаций и перемещений;

- откорректировать типы конечных элементов применяемых при создании конечноэлементной модели.

Принятые ранее граничные условия корректируют по данным распределения перемещений по полю детали. При этом добиваются подобия расчетного поля перемещений и экспериментально с учетом формы и градиентов поля перемещений, а не только величины перемещений в точках.

Исследование деформационных характеристик блока цилиндров при воздействии затяжки крепежа и нагружении внутренним давлением достаточно полно отражает особенности взаимодействия основных деталей двигателя. Но, в случае разработки блок-картера ДВС со съемными гильзами, целесообразно провести дополнительное исследование деформации зеркала цилиндра при затяжке крепежа. Необходимость такого исследования вызвана наличием дополнительных связей между элементами конструкции, существенно влияющими на формирование общего напряженно-деформированного состояния ДВС.

Дальнейшие операции по оптимизации конструкции блок-картера проводятся с использованием отлаженной конечноэлементной модели и с учетом особенностей формирования напряженно-деформированного состояния конструкции, выявленных при экспериментальном исследовании прототипа блок-картера. Расчетно-экспериментальные исследования блок-картера двигателя ЗМЗ 406.10 подтвердили эффективность предложенной технологии. На рис.3 в качестве примера приведены расчетное и экспериментальное поле деформирования боковой стенки блок-картера этого двигателя при нагружении физической и виртуальной детали одинаковым усилием затяжки.

Хорошая сходимость результатов подтверждает целесообразность применения методов быстрого прототипирования и лазерно-

интерференционных методов измерения как элементов современной системы автоматизированной разработки деталей и узлов ДВС.

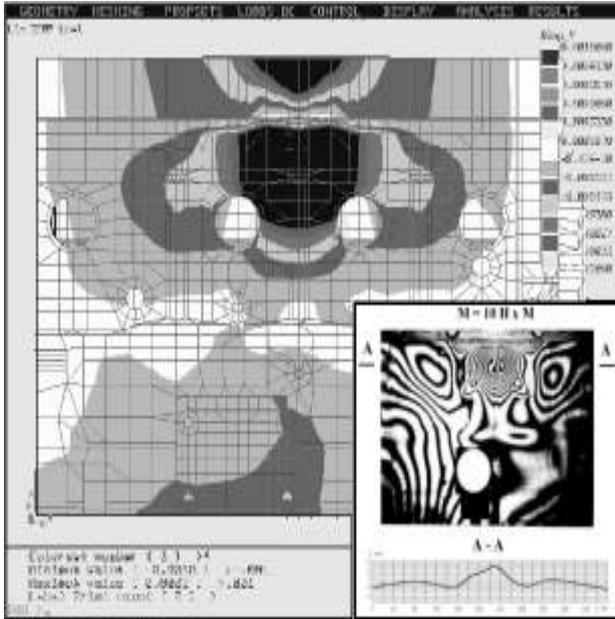


Рис.3. Расчетное и экспериментальное поле нормальных перемещений боковой поверхности ДВС ЗМЗ 406.10 при затяжке резьбового крепежа

Выводы

Комплексное использование методов быстрого прототипирования в сочетании с лазерно-интерференционными методами анализа напряженно-деформированного состояния деталей-прототипов обеспечивает возможность существенного сокращения временных и финансовых затрат при разработке сложных деталей ДВС. Это достигается смещением итерационных процессов разработки и доводки из области исследования и испытания физических деталей в область анализа и изменения виртуальных деталей-прообразов за счет более полного информаци-

онного насыщения CAD/CAE технологий данными экспериментального исследования детали-прототипа.

Список литературы:

1. Ли К. Основы САПР (CAD/CAM/CAE). - Петербург: Питер, 2004.-560 с.
2. Кесарийский А.Г. Голографические исследования работоспособности двигателей внутреннего сгорания. В кн. Когерентная оптика и голография; Труды XXV школы-симпозиума, Ярославль: Изд-во ЯГПУ, 1997, с.191 - 197.
2. Кесарийский А.Г. Влияние затяжки групповых резьбовых соединений на деформацию блока цилиндров двигателя внутреннего сгорания. В сборнике научных статей " Прогресс-Технология-Качество: Труды Второго конгресса двигателестроителей Украины с иностранным участием, Киев-Харьков-Рыбачье, 22-25 сентября 1997г." .- Харьков, ИМиС, 1997, с. 235-237
3. Кесарийский А.Г. Комплексное применение методов голографической интерферометрии и конечноэлементного математического моделирования при отработке конструкции двигателя внутреннего сгорания// Актуальные проблемы теории и практики современного двигателестроения: Труды Международной научно-технической конференции, 23-25 апреля 2003, г. Челябинск – Челябинск: Изд-во ЮурГУ, 2003. с. 92-95.
4. Кесарийский А.Г. Разработка лазерно-интерференционных средств исследования напряженно-деформированного состояния деталей и узлов ДВС.: дис. к.т.н. // Национальный Технический Университет «Харьковский Политехнический Институт», Харьков, 2005.-241 с.

УДК 621.436

*А.П. Марченко, д-р техн. наук, С.А. Король, канд. техн. наук,
А.Л. Григорьев, д-р техн. наук*

О ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТИ КОМБИНИРОВАННОГО УПРАВЛЕНИЯ ПРИВОДАМИ ВСПОМОГАТЕЛЬНЫХ СИСТЕМ ДИЗЕЛЯ

Введение

В настоящее время во всём мире наблюдается растущий интерес к электромеханическим управляемым системам подачи топлива и воздуха (или горючей смеси) в цилиндры двигателя внутреннего сгорания и угасание научного интереса к традиционным гидромеханическим системам впрыскивания топлива и механическим газораспределительным системам. К сожалению, в нашей стране (поскольку такая аппаратура пока оказывается во много раз дороже традиционной, а заводы не готовы к столь глубокой перестройке производства) эти исследования не вышли из стадии лабораторных разработок. Возможно, что дальнейшее развитие отрасли будет идти революционным путём. Новая топливная и газораспределительная аппаратура обещает качественный скачок в решении обострившейся проблемы оптимального приспособления характеристик топливоподачи и газообмена к изменяющимся условиям работы транспортного дизеля, и поэтому такое развитие событий, если оно окажется экономически оправданным, можно только приветствовать.

Но это не означает, что, в ожидании неизбежного перехода на новую элементную базу, нужно прекратить совершенствование топливной и газораспределительной аппаратуры механического типа.

Формулирование проблемы

На многих зарубежных автомобилях двигатели уже оснащены системой VVT (Variable Valve Timing), позволяющей регулировать момент открытия и закрытия клапанов, что приводит к высокой приспособляемости, экономичности и малой токсичности при общем увеличении мощности. Воз-

можность дополнительной регулировки системы газораспределения способно добавить двигателю (как показывает пример нового мотора 2004 GM 3,6L Global V6 Engine) около 20% мощности и 13% крутящего момента [1]. Еще одна система, имеющая маркировку VVT (Variable Valve Train), позволяет автоматически регулировать высоту поднятия клапанов. Система VALVETRONIC уже устанавливается на двигателях компании BMW.

Компанией BMW ведутся работы по созданию электромеханического привода клапанов. Такой привод, если он будет доведен до серийного выпуска, позволит полностью отказаться от распредвалов: открывать и закрывать клапаны будут специальные электромагнитные соленоиды, а регулировать этим процессом – электроника. Но пока у этой конструкции существует множество нерешённых проблем: недостаточная скорость срабатывания, малая мощность, сложность охлаждения магнитных катушек.

Современное состояние проблемы внедрения электронного управления процессом топливоподачи подробно изложено в [2-5].

Ещё 15-20 лет назад, когда появились сообщения о первых успехах "электронного направления", в бывшем СССР были активизированы научные исследования в области создания его "механической альтернативы". Необходимость таких работ объяснялась не только известными требованиями военной приёмки; к этому времени на ряде заводов отрасли (в Ярославле, Чугуеве и Вильнюсе) были введены новые мощности, и в этих условиях коренная ломка сложившегося производства привела бы к существенным экономическим потерям. В то же время со-

поставление выявленных резервов и новых требований показывало (см., например, [6-9]), что для получения весомых результатов, способных конкурировать с возможностями электромеханических устройств, придётся выполнить глубокую модернизацию топливной и газораспределительной аппаратуры и оснастить её новыми механическими или гидромеханическими узлами. Результаты этих работ начали появляться в печати лишь в самые последние годы.

Решение проблемы

В рамках этой программы нам выпало предложить и принять участие в разработке трёх принципиально новых технических решений:

1) метода формирования прямоугольного импульса подачи топлива [10], основанного на применении резонансных элементов-демпферов (модуляторов импульсов давления);

2) метода стабилизации показателей впрыскивания топлива на частичных режимах [11], основанного на регулируемом неравномерном вращении кулачкового вала топливного насоса высокого давления дизелей;

3) метода управления углом запаздывания закрытия впускного клапана двигателя внутреннего сгорания [12], основанного на регулируемом неравномерном вращении вала привода впускного клапана.

Использование первого метода позволяет задержать начало впрыскивания и, тем самым, поднять его интенсивность, а в зоне малых подач (что особенно актуально для тепловозных дизелей) - повысить стабильность. Второй метод увеличивает скорости нагнетания топлива плунжером на частичных скоростных режимах работы дизеля и сокращает диапазон рабочих режимов насоса.

Первые два метода облегчают процесс оптимального проектирования топливной аппаратуры транспортного дизеля и повышают его эффектив-

ность [11], что обеспечивает улучшение топливной экономичности на 3-4%. В результате выполненных исследований удалось найти несколько классов двигателей, для которых внедрение этих новшеств даёт ещё более существенный эффект. На наш взгляд глубокая модернизация топливной системы автомобильного дизеля, дизеля маневрового тепловоза и газодизеля, проведенная при использовании этих методов, составляет серьёзную альтернативу дорогостоящим системам электронного впрыскивания.

Третий метод позволит повысить весовое наполнение цилиндров двигателя внутреннего сгорания воздухом при снижении частоты вращения коленчатого вала.

Результаты аналитических расчетов и экспериментов по исследованию процессов наполнения цилиндров двигателя горючей смесью, проведенные в [13] при разных углах запаздывания закрытия впускного клапана $\varphi_{ззак}$, представлены на рис. 1.

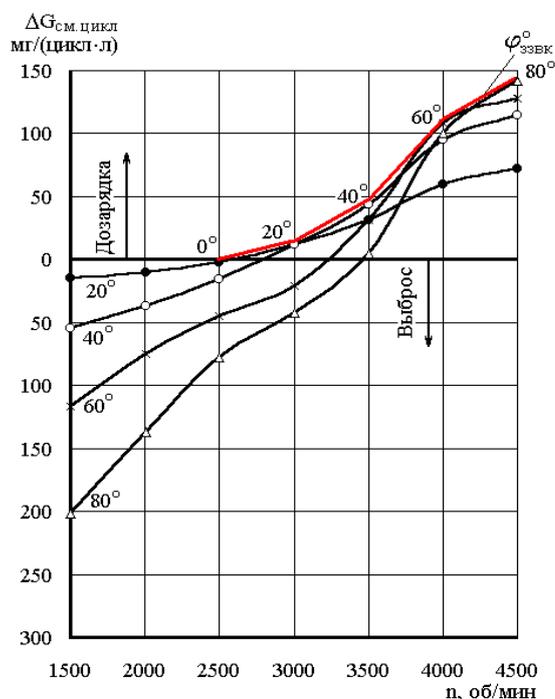


Рис. 1. Наполнение цилиндров двигателя внутреннего сгорания при разных углах запаздывания закрытия впускного клапана (при повышении частоты угол запаздывания целесообразно увеличивать)

Анализ этих данных показывает, что снижение частоты вращения коленчатого вала двигателя (от ее номинальной величины), приводит к тому, что на промежутке времени, отвечающем углу запаздывания закрытия впускного клапана, наблюдается пропорциональное снижение скорости движения и силы инерции воздушного потока во впускном отверстии.

Это приводит к уменьшению дозарядки цилиндра и обратному выбросу воздуха в зоне средних и нижних частот скоростного диапазона двигателя.

Для решения этой проблемы в [12] предложен способ бесступенчатого регулирования углом запаздывания закрытия впускного клапана, который позволит для каждого режима дизеля получить максимально возможное наполнение цилиндров (чему на рис. 1 соответствует кривая, огибающая графики).

Наиболее просто реализовать этот способ для дизеля, имеющего автономные распределительные валы для впускных и выпускных клапанов (напр., двигателя семейства ЗМЗ). Здесь для изменения угла запаздывания используются устройства, обеспечивающие на скоростных частичных режимах дизеля регулируемое неравномерное вращение приводного вала впускного клапана (рис. 2). Такие регулируемые приводы неравномерного вращения были применены в [11] для бесступенчатого регулирования неравномерного вращения кулачкового вала топливного насоса дизеля, и при их разработке можно использовать имеющийся опыт.

Эти регулируемые приводы выполнены на основе известных механизмов: сдвоенного шарнира Гука, рычажно-кулачкового, кулачково-эксцентрикового или кулачково-синусного, и по конструкции и технологичности намного проще электронных. Стоимость новых устройств соответствует стоимости трех муфт опережения впрыска топлива для топливного насоса дизеля, что (при равном выигрыше по топливо - экономическим и экологическим показателям) на порядок ниже стои-

мости электронных управляемых систем.

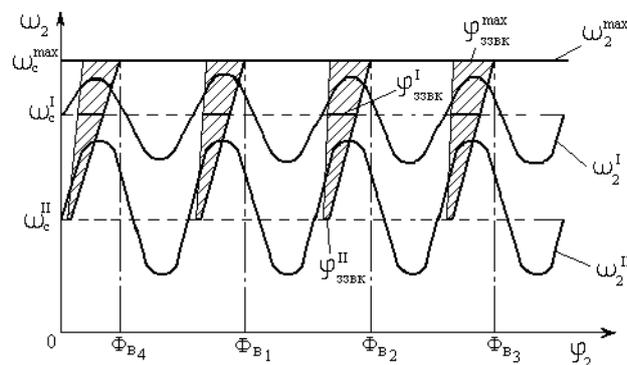


Рис. 2. Характер изменения угловой скорости ω_2 вращения вала привода клапана и угла запаздывания закрытия клапана на номинальном и частичных скоростных режимах дизеля (Φ_B - угол поворота вала между двумя последовательными вспышками; φ_2 - текущее значение угла поворота вала)

Особенно эффективным представляется использование комбинированного управления неравномерным вращением и распределительного вала, и кулачкового вала топливного насоса. Приводы аналогичной конструкции управляются от общего регулятора, отслеживающего изменение частоты вращения вала двигателя. Такое управление обеспечит в зоне средних и нижних частот скоростного диапазона дизельного двигателя одновременное улучшение качества распыла топлива и повышение весового наполнения цилиндров воздухом, что приведет к существенному улучшению его топливо - экономических и экологических показателей.

Список литературы:

1. Д.В. Шургальский. Серийный тюнинг // Тюнинг. - 2003. - № 4(12) – С. 36 – 45. 2. Кудряш А.П., Марченко А.П., Рязанцев Н.К. и др. Разработка научных основ управления эколого-экономическими показателями автотранспортного дизеля // Вестник Национального технического университета "ХПИ". - Харьков: НТУ "ХПИ", 2001. - № 1. - С.10 - 64. 3. Покровский Г.П. Электроника в системах по-

дачи топлива автомобильных двигателей. - М.: Машиностроение, 1990. 4. ГРЕХОВ Л.В. топливная аппаратура дизелей с электронным управлением. учебно-практическое пособие - м.: легион - автодата, 2003. - 176 С. 5. ЛЕВИН Г. Н. о необходимости электрического управления дизельными форсунками // локомотив. - 1991. - №1. - С. 36 - 37. 6. Файнлейб Б.Н. Оценки возможности дизельной топливной аппаратуры повышать давление впрыскивания топлива // Двигателестроение.-1989.-№ 6.-С.7-9. 7. Агеев Б.С. Состояние и основные направления развития топливовпрыскивающей аппаратуры зарубежных среднеоборотных дизелей // Двигателестроение. - 1987. - № 5.- С. 50 - 53. 8. Корнилов Г.С. Обоснование и разработка нового поколения топливной аппаратуры перспективных автотракторных дизелей. - Дис ... канд. техн. наук в форме научного доклада. -Москва, 1990.-24 с. 9. Патрахальцев Н.Н. Повышение эффективности работы дизеля

при неустановившихся режимах воздействием на процессы топливоподачи. - Автор. дис ... доктора техн. наук. - Москва, 1985. - 28 с. 10. Григор'ев О.Л. Розробка універсальних методів гідродинамічного розрахунку, динамічного аналізу та оптимізаційного синтезу основних елементів паливної апаратури дизелів. - Автор. дис ... доктора техн. наук. - Харків, 2004. - 36 с. 11. Король С.О. Розроблення і дослідження регульованого приводу паливного насоса транспортного дизеля. - Автореф. дис ... канд. техн. наук. - Харків, 2002. - 20 с. 12. Король С.О. Обґрунтування нового способу управління кутом запізнення закриття впускного клапана двигуна внутрішнього згорання. //Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету. - Кременчук: КДПУ, 2006. - Вип. 1/(36) – С. 78-80. 13. И.М. Ленин, А.В. Костров, О.М. Малашкин, и др./ Автомобильные и тракторные двигатели. Ч.1. М, «Высшая школа» - 1976, - с.368.

УДК 621.431: 621.436.068

И.В. Парсаданов, д-р техн. наук, Е.А. Кунах, магистр

ТОПЛИВНО-ЭКОЛОГИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА ДИЗЕЛЯ ГОРОДСКОГО АВТОБУСА С УЧЕТОМ УСЛОВИЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Постановка проблемы

Активный рост городской инфраструктуры, обусловленный научно-техническим прогрессом и увеличением населения городов, приводит к росту пассажирских перевозок, значительная доля которых приходится на городские автобусы.

В качестве силовой установки для городских автобусов повсеместное распространение в настоящее время получили дизели, обеспечивающие высокие технико-экономические и экологические показате-

тели. Однако, несмотря на относительную экологическую безопасность дизелей, токсические вещества отработавших газов (ОГ), выбрасываемые при эксплуатации городских автобусов, являются одними из основных загрязнителей воздуха и представляют особую опасность, так как непосредственно воздействуют на большое количество людей, строения, зоны отдыха.

Повышение экологической безопасности автобусных дизелей наряду с другими факторами связано

с объективной оценкой топливно-экологических показателей, учитывающих условия эксплуатации.

Анализ последних исследований и публикаций

Впервые обобщенные модели эксплуатации для оценки различных показателей автотракторных дизелей обоснованы и разработаны в результате обработки многочисленных экспериментальных данных проф. Шеховцовым А.Ф. В работе [1] приведены модели эксплуатации дизелей колесных и гусеничных тракторов и зерноуборочных комбайнов. В работе [2] проф. Парсадановым И.В. предложена модель эксплуатации дизеля грузового автомобиля, разработан метод комплексной оценки показателей расхода топлива и токсичности отработавших газов, а также циклы испытаний для топливно-экологической оценки автотракторных дизелей.

Цель исследования

Разработать обобщенную модель эксплуатации дизеля городского автобуса, провести анализ затрат на топливо и возмещение экологического ущерба при эксплуатации двигателя и на его основе разработать цикл стендовых испытаний, который бы давал возможность ускорить и упростить достоверную топливно-экологическую оценку двигателя. Объект исследования – дизель 6ЧН12/14 (СМД-31) мощностью $N_{eH} = 210 \text{ кВт}$ с номинальной частотой вращения коленчатого вала $n_H = 2000 \text{ мин}^{-1}$.

Результаты исследований

Обобщенная модель эксплуатации дизеля городского автобуса. Модель эксплуатации представляет собой вероятностное распределение режимов работы двигателя в виде функциональной зависимости $P_i = f(M_{Kpi}, n_i)$ для центров выбранных полигонов (узловых точек). Здесь P_i , M_{Kpi} , n_i – соответственно долевая наработка, крутящий момент и частота вращения коленчатого вала двигателя на i -ом полигоне эксплуатационных режимов.

На рисунке 1 в виде трехмерного графика зави-

симости $\overline{P_i} = f(\overline{M_{Kpi}}, \overline{n_i})$ показано вероятностное распределение полигонов эксплуатационных режимов дизеля грузового автомобиля при движении по городу с полной загрузкой, полученное в результате обработки данных эксплуатационных и стендовых испытаний для дизеля 6ЧН 12/14. Внешняя характеристика, ограничивающая область модели эксплуатации дизеля, соответствует внешним характеристикам современных автомобильных дизелей с газотурбинным наддувом. Наклон регуляторной ветви принят равным 8%, а корректорная ветвь имеет постоянное значение коэффициента приспособляемости 1,2 в диапазоне частот вращения коленчатого вала $(0,48 - 0,75) \cdot n_H$.

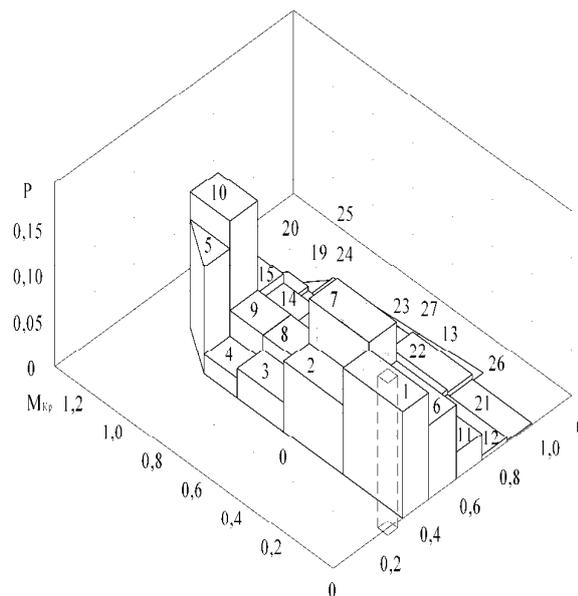


Рис. 1. Вероятностное распределение полигонов эксплуатационных режимов дизеля грузового автомобиля при движении по городу

Исходя из предположения, что автобусный дизель имеет такую же внешнюю характеристику, что и дизель грузового автомобиля, и с учетом результатов эксплуатационных испытаний автобуса [3], была разработана обобщенная модель эксплуатации для дизеля городского автобуса с сохранением количества полигонов и узловых точек.

Основные отличия разработанной модели, учитывающие особенности эксплуатации дизеля городского автобуса: существенно возросла долевая наработка на режиме холостого хода; для автобусного дизеля она составляет 37 %, для дизеля грузового автомобиля – 19 %; существенно снизилась (в 5 раз) долевая наработка дизеля на режимах внешней скоростной характеристики и составляет всего 5 % от общего времени эксплуатации дизеля; долевая наработка на частичных режимах соответственно возрастает.

Такое перераспределение режимов можно объяснить, проанализировав специфику работы автобусного дизеля. В отличие от грузового автомобиля, автобус вынужден чаще и на более длительное время делать остановки, кроме того городской автобус не может эксплуатироваться постоянно с полной нагрузкой. В результате увеличивается долевая наработка на режиме холостого хода и частичных режимах.

Модель включает в себя 28 полигонов, в том числе полигон минимального холостого хода (полигон № 0) с координатами центра полигона $\overline{M_{кр0}} = 0$; $\overline{n_0} = 0,275$. Центры остальных полигонов находятся в диапазонах изменения $\overline{M_{кр}}$ от 0,15 до 1,1 и \overline{n} – от 0,415 до 1,015. Значения вероятностного распределения \overline{P} различных полигонов колеблются в пределах от 0 до 0,37. Модель эксплуатации автобусного дизеля представлена в таблице 1 и на рисунке 2.

Приведенные данные показывают, что при движении автобуса по маршруту наиболее часто встречающиеся режимы работы дизеля изменяются в узком диапазоне частоты вращения коленчатого вала \overline{n} от 0,35 до 0,62 (полигоны №№ 1 – 10); они составляют около 50 % времени работы дизеля с подачей топлива. Причем, в зоне \overline{n} более 0,75 при максимальной подаче топлива дизель практически не работает.

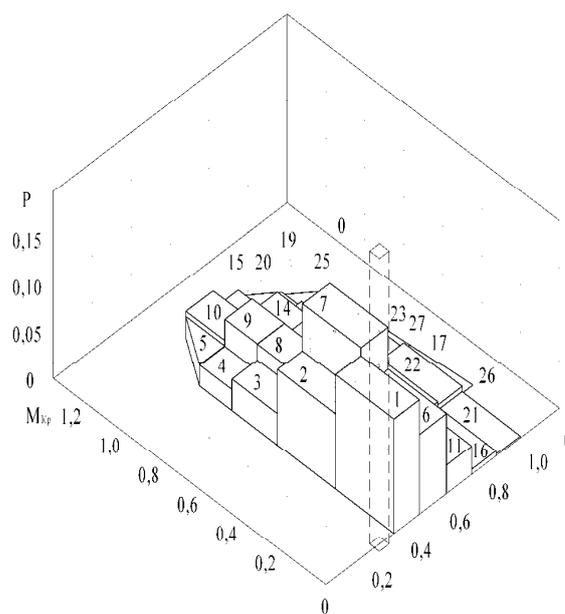


Рис. 2. Вероятностное распределение полигонов эксплуатационных режимов автобусного дизеля

Таким образом, при движении автобуса по маршруту практически не используется полная мощность и максимальный момент дизеля, а основными режимами его работы являются частичные режимы в узком диапазоне частот вращения коленчатого вала.

Анализ затрат на топливо и возмещение экологического ущерба при эксплуатации дизеля городского автобуса. Предложенный в работе [2] системный подход к комплексной оценке топливной экономичности и токсичности выбросов ОГ представляет возможность определить уровень затрат на топливо и возмещение экологического ущерба от вредного воздействия ОГ на организм человека и окружающую среду, а также применить безразмерный топливно-экологический критерий.

В результате расчетов, выполненных по данной методике, для автобусного дизеля мощностью $N_{eff} = 210$ кВт было получено значение комплексного критерия $K_{ГЭ\text{э}т} = 0,0296$. Это значение ниже аналогичного значения для дизеля грузового автомобиля,

движущегося по городу ($K_{ТЭГруз} = 0,082$), что объясняется преобладанием специфичных для автобуса частичных режимов и показателем влияния загрязнения атмосферного воздуха территорий, который для автобусного двигателя в соответствие с рекомендациями, данными в работе [4] принят равным 3, а для двигателя грузового автомобиля – 1.

Таблица 1. Вероятностное распределение полигонов эксплуатационных режимов дизелей грузового автомобиля при движении по городу и городского автобуса

№ пол.	\bar{n}	$\overline{M_{кр}}$	\overline{P}	
			груз. авт-ль	автобус
0	0,275	0,000	0,192	0,370
1	0,415	0,150	0,092	0,097
2	0,415	0,450	0,061	0,064
3	0,415	0,717	0,025	0,027
4	0,415	0,917	0,017	0,018
5	0,430	1,050	0,093	0,018
6	0,550	0,150	0,065	0,068
7	0,550	0,450	0,099	0,104
8	0,550	0,717	0,039	0,041
9	0,550	0,917	0,039	0,041
10	0,550	1,100	0,117	0,023
11	0,685	0,150	0,023	0,024
12	0,685	0,450	0,021	0,023
13	0,685	0,717	0,011	0,012
14	0,685	0,917	0,029	0,030
15	0,685	1,100	0,037	0,007
16	0,813	0,185	0,004	0,004
17	0,813	0,450	0,008	0,008
18	0,813	0,717	0,003	0,003
19	0,813	0,917	0,006	0,007
20	0,813	1,100	0,010	0,002
21	0,938	0,185	0,001	0,002
22	0,938	0,450	0,006	0,006
23	0,938	0,717	0,001	0,001
24	0,938	0,917	0,002	0,002
25	0,915	1,030	0,000	0,000
26	1,015	0,450	0,000	0,000
27	1,008	0,717	0,000	0,000

Анализ затрат на топливо и возмещение экологического ущерба при эксплуатации дизеля городского автобуса позволяет выделить три группы ха-

рактерных эксплуатационных режимов и установить их долю в суммарных затратах.

На частотах вращения коленчатого вала $n = (0,88 - 1,05)n_H$ дизель городского автобуса практически не работает, что сказывается на топливно-экологических затратах – на этих режимах суммарные затраты составляют менее 2 %.

Оставшиеся режимы по затратам можно разбить на две характерные группы. Группа режимов с частотами вращения коленчатого вала дизеля $n = (0,35 - 0,88)n_H$ с нагрузкой от максимальной $M_{кр} = 1,2 \cdot M_{крH}$ до $M_{кр} = 0,6 \cdot M_{крH}$. На эти режимы у автобусного дизеля приходится около 57 % от общих топливно-экологических затрат. И группа режимов при тех же частотах вращения коленчатого вала $n = (0,35 - 0,88)n_H$, но с нагрузками от $M_{кр} = 0,6 M_{крH}$ до $M_{кр} = 0$, а так же режим минимальной частоты холостого хода. В совокупности для этих режимов затраты составляют около 41 %.

Распределение затрат на топливо и возмещение экологического ущерба по режимам эксплуатации для автобусного дизеля и для дизеля грузового автомобиля при движении по городу представлено на рисунках 3 и 4.

Разработка цикла стендовых испытаний для дизеля городского автобуса.

Недостатком разработанной модели при определении затрат на топливо и возмещение экологического ущерба при эксплуатации городского автобуса может являться относительная сложность процедуры проведения стендовых испытаний дизеля, которая предусматривает определение большого количества параметров на 28 режимах.

Исходя из распределения суммарных затрат на топливо и возмещение ущерба от вредного воздействия на окружающую среду ОГ по представительным полигонам модели эксплуатации автобусного дизеля разработан цикл испытаний. Этот цикл имеет ограниченное количество режимов нагрузок и частот враще-

ния коленчатого вала дизеля.

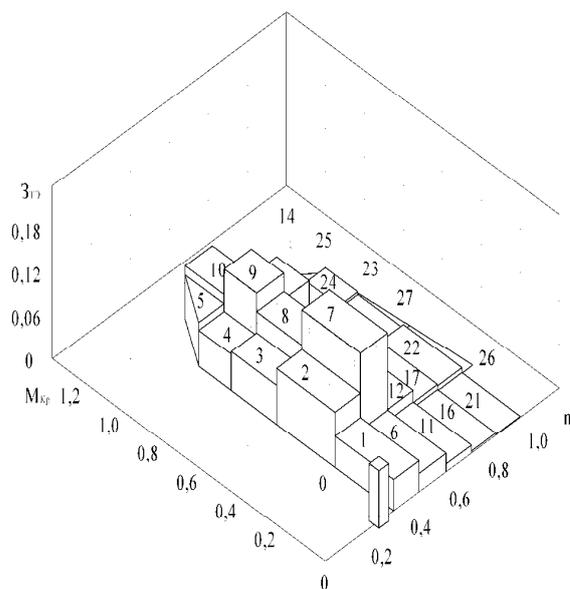


Рис. 3. Распределение затрат на топливо и возмещение экологического ущерба для автобусного дизеля

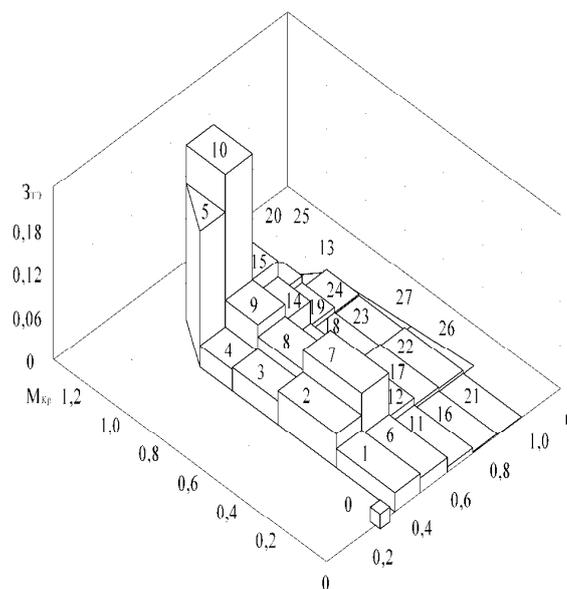


Рис. 4. Распределение затрат на топливо и возмещение экологического ущерба для дизеля грузового автомобиля

При частоте вращения коленчатого вала $0,8 \cdot n_H$ предлагается испытывать дизель на нагрузках $M_{крH}$ и $0,5 \cdot M_{крH}$. По три режима нагрузок ($1,1 \cdot M_{крH}$; $0,7 \cdot M_{крH}$ и $0,3 \cdot M_{крH}$) соответствуют частотам вращения коленчатого вала $0,65 \cdot n_H$ и $0,5 \cdot n_H$. Еще один режим учитывает долю топливно-экологических затрат при работе дизеля на минимально устойчивой частоте вращения коленчатого вала на холостом ходу. Для каждого из исследуемых режимов подобраны коэффициенты значимости в зависимости от условий распределения топливно-экологических затрат по представительным полигонам модели эксплуатации дизеля. Цикл испытаний представлен в таблице 2.

Результаты проведенных расчетов по 28 полигонам модели эксплуатации и 9 режимам предлагаемого цикла показали, что погрешность в определении суммарных затрат на топливо и возмещение экологического ущерба для данного дизеля составит менее 3,5 %. Для 28-режимного цикла $Z_{TЭ 28} = 11,401$, а для 9-режимного – $Z_{TЭ 9} = 11,013$.

Таблица 2. Цикл стендовых испытаний для оценки

суммарных затрат на топливо и возмещение экологического ущерба от вредного воздействия ОГ при эксплуатации автобусного дизеля

№ полигона	n	M _{кр}	Коэффициент значимости
1	$0,8 \cdot n_H$	$M_{крH}$	0,02
2	$0,8 \cdot n_H$	$0,5 \cdot M_{крH}$	0,02
3	$0,65 \cdot n_H$	$1,1 \cdot M_{крH}$	0,02
4	$0,65 \cdot n_H$	$0,7 \cdot M_{крH}$	0,05
5	$0,65 \cdot n_H$	$0,3 \cdot M_{крH}$	0,05
6	$0,5 \cdot n_H$	$1,1 \cdot M_{крH}$	0,15
7	$0,5 \cdot n_H$	$0,7 \cdot M_{крH}$	0,325
8	$0,5 \cdot n_H$	$0,3 \cdot M_{крH}$	0,35
9	$n_{X/X \min}$	0	0,015

Выводы

Проведенные исследования позволили разработать обобщенную модель эксплуатации дизеля городского автобуса, на ее основе провести анализ затрат на топливо и возмещение экологического ущерба при эксплуатации двигателя и разработать цикл стендовых испытаний, который дает возможность ускорить и упростить достоверную топливно-

экологическую оценку двигателя городского автобуса в эксплуатации.

Список литературы:

1. Шеховцов А. Ф. Исследование нестационарных тепловых режимов поршней перспективных тракторных дизелей. Автореф. дис. ... д-ра техн. наук, Харьков, 1978. – 24 с. 2. Парсаданов И. В. Повышение качества и конкурентоспособности дизелей на основе комплексного топливно-экологического критерия: Монография. – Харьков: Издательский

центр НТУ «ХПИ», 2003. – 244 с. 3. Крайнык Л. В., Пелехатый Р. В., Шурко Р. С. Эксплуатационные режимы работы силового привода городских автобусов с гидромеханической передачей // Автомобильная промышленность. – 1983. – №7 – С. 15 – 17. 4. Парсаданов И. В., Кричковская Л. В., Грицаенко И. В. Комплексная оценка экономико-экологических затрат при эксплуатации ДВС на разных территориях // Сборник научных статей XIV Международной научно-практической конференции. Том 1. – 2006. – С. 140 – 143.

УДК 621.43.038-225

А.С. Кулик, инж., В.И. Шевченко, канд. техн. наук, О.В. Шевченко

НОВЫЙ СПОСОБ БАЛАНСИРОВКИ ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫХ ФОРСУНОК ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ ПРИ ПОМОЩИ КОМПЬЮТЕРНОГО СТЕНДА

Введение

Рабочие характеристики современного двигателя внутреннего сгорания (ДВС), связанные с эффективностью работы системы питания, во многом зависят от технического состояния электромагнитных форсунок впрыска топлива. В процессе работы в топливопроводящих каналах форсунок появляются твердые отложения, накопление которых нарушает нормальную работу форсунок и системы питания ДВС в целом. Авторами разработан компьютерный стенд для оценки характеристик электромагнитных форсунок ДВС (рис. 1).

1. Формулирование проблемы

Для проверки состояния форсунок используются специальные стенды (отдельные установки или интегрированные с ультразвуковыми ваннами стенды), которые включают мерные цилиндры (по коли-

честву одновременно проверяемых форсунок), баки для тестовой жидкости, насосы, блоки управления форсунками. Стенды имитируют работу форсунок на двигателе, при этом контролируются такие параметры работы форсунок, как: герметичность клапана в закрытом состоянии, форма факела распыла, абсолютная производительность форсунок, относительная производительность форсунок.

Известно, что качество работы форсунок можно проверять без демонтажа с двигателя методом проверки баланса форсунок [1].

Известен способ проверки баланса форсунок без демонтажа с двигателя, в котором используется диагностический прибор DST-2М, тестер форсунок, манометр давления топлива; манометр присоединяют к топливной системе, тестер присоединяют к форсунке, прибор DST-2М

присоединяют к колодке диагностики, получают максимальное давление топлива, регистрируют это давление, включают форсунку и регистрируют

самую нижнюю точку падения давления, вычитают второе значение давления из первого для расчета фактического падения давления.



Рис. 1. Внешний вид стенда.

Недостаток этого способа - ограниченные функциональные возможности, в частности, недостаточная автоматизация процесса проверки и большой объем ручного труда.

Метод заключается в том, что при заглушенном двигателе контролируется падение давления топлива в топливной рампе - таким образом можно оценить герметичность форсунок в закрытом состоянии (при этом надо либо заглушить обратный клапан регулятора давления в рампе, либо учесть, что утечки могут идти и через него). Также можно подавать на форсунки поочередно управляющие сигналы и опять же по падению давления определить производительность каждой из форсунок.

Считается, что для устойчивой работы двигателя количество топлива, впрыснутого разными фор-

сунками за одинаковое количество циклов работы, не должно различаться более чем на 5% от среднего значения.

Этот метод не позволяет точно и быстро увидеть разницу между характеристиками производительности отдельных форсунок на разных режимах работы.

Известен способ восстановления продуктивности форсунок, в котором через форсунки при открытой игле клапана подают промывающую жидкость под определенным давлением, и на катушку форсунки периодически подают импульсы ..., а потом определяют продуктивность и неравномерность подачи стандартного топлива через форсунки [2].

Недостаток этого способа - ограниченные функциональные возможности, ибо он не

реализуется без демонтажа электромагнитных форсунок с двигателя.

Известно, что производительность форсунок можно контролировать, пропуская через них воздух [3,4]. Таким образом, возможно, достаточно точно проверить производительность и баланс форсунок при их продувке сжатым воздухом без демонтажа с двигателя.

Наиболее близким по технической сути и достигаемому результату являются способ и устройство для регулировки и/или контроля клапанов [3]. В этом способе на электромагнитный клапан форсунки подают определенный сигнал управления, и с помощью вычислительного блока определяют технические характеристики этой системы (например, пропускную способность форсунки и баланс форсунок). Это устройство содержит вычислительный блок, соединенный с источником сжатого воздуха или газа и с датчиком давления.

Поставлена задача усовершенствовать способ проверки системы впрыскивания топлива двигателя внутреннего сгорания без демонтажа электромагнитных форсунок с этого двигателя путем введения новой совокупности действий, и новых условий выполнения этих действий, что позволяет обеспечить более широкие функциональные возможности, а именно - возможность реализации проверки форсунок без демонтажа с двигателя.

2. Решение проблемы

2.1. Новый способ балансировки форсунок

Поставленная задача решается тем, что способ проверки системы впрыскивания топлива двигателя внутреннего сгорания без демонтажа электромагнитных форсунок с этого двигателя, в котором на электромагнитный клапан форсунки подают определенный сигнал управления, и с помощью вычислительного блока определяют технические характеристики этой системы (например, пропускную способность

форсунки и баланс форсунок), в соответствии с изобретением отличается тем, что к части этой системы впрыскивания присоединяют источник сжатого или разреженного воздуха или газа, измеряют давление этого воздуха или газа или разницу давлений этого воздуха или газа в полостях, сообщающихся с этой системой впрыскивания, и по результатам этого измерения осуществляют названное определение технических характеристик этой системы.

2.2. Конструкция стенда

Для проверки этой гипотезы было разработано экспериментальное устройство.

На рис. 2. представлена функциональная схема устройства - стенда для проверки системы впрыскивания топлива ДВС без демонтажа электромагнитных форсунок с этого двигателя, а на рис. 3. показаны конструктивные элементы устройства.

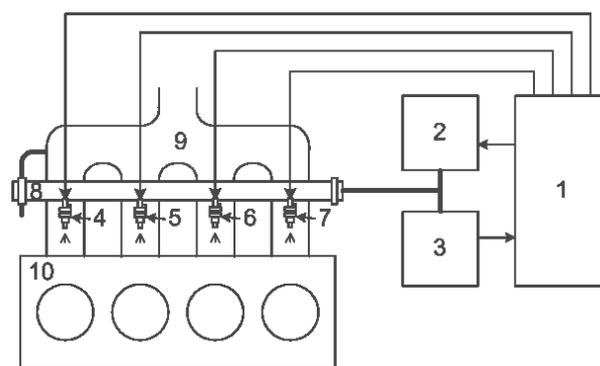


Рис. 2. Функциональная схема устройства для проверки системы впрыскивания топлива ДВС без демонтажа электромагнитных форсунок с этого двигателя

Устройство содержит вычислительный блок 1, соединенный с источником 2 сжатого воздуха или газа и с датчиком давления 3; во время проверки эти источник воздуха и датчик давления соединены с топливным каналом системы впрыскивания топлива ДВС, а управляющие выходы этого вычислительного блока подключаются к форсункам 4,5,6,7 этой системы, установленным на топливной рампе 8 во впускном коллекторе 9 двигателя 10.



Рис. 3. Конструктивные элементы устройства для проверки системы впрыскивания топлива ДВС без демонтажа электромагнитных форсунок с этого двигателя.

Устройство работает следующим образом. Управляющие выходы вычислительного блока 1 подключают к форсункам 4,5,6,7 системы впрыскивания топлива ДВС, а источник 2 сжатого воздуха и датчик давления 3 присоединяют к топливной рампе 8 этой системы. Вычислительный блок 1 определяет технические характеристики этой системы впрыскивания (например, пропускную способность форсунок и баланс форсунок) следующим образом. При помощи источника 2 он изменяет давление воздуха в топливной рампе 8, он вырабатывает сигналы управления на электромагнитные клапаны форсунок 4,5,6,7 в определенной последовательности, и при помощи датчика 3 измеряет давление этого воздуха в полостях системы впрыскивания, например, в топливной рампе 8.

Технические характеристики этой системы

впрыскивания могут определяться разными путями. Например, пропускная способность форсунки обратно пропорциональна периоду времени, за который давление в полостях системы впрыскивания изменится между двумя заданными значениями при открытом клапане этой форсунки.

2.3. Критерий балансировки

Для оценки производительности форсунки выработан критерий - зависимость периода срабатывания давления воздуха в ресивере между определенными значениями этого давления от длительности открывающих импульсов [5]. По виду этих зависимостей предполагалось и сравнивать форсунки между собой, и давать абсолютную характеристику форсунки.

2.4. Результаты эксперимента

Ниже приводятся результаты эксперимента по

возможности сравнения и оценки производительности форсунок. На графиках рис.4, 5 приведены зависимости периода стравливания сжатого воздуха че-

рез открывающиеся форсунки от длительности управляющих импульсов.

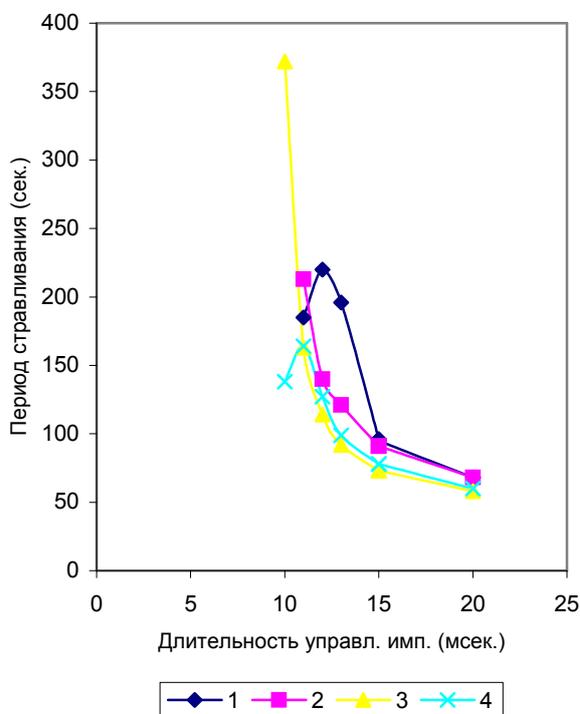


Рис. 4. Зависимость периода стравливания давления воздуха в пределах 400...450 мм. рт. ст. от длительности импульса открытия форсунки для коротких управляющих импульсов.

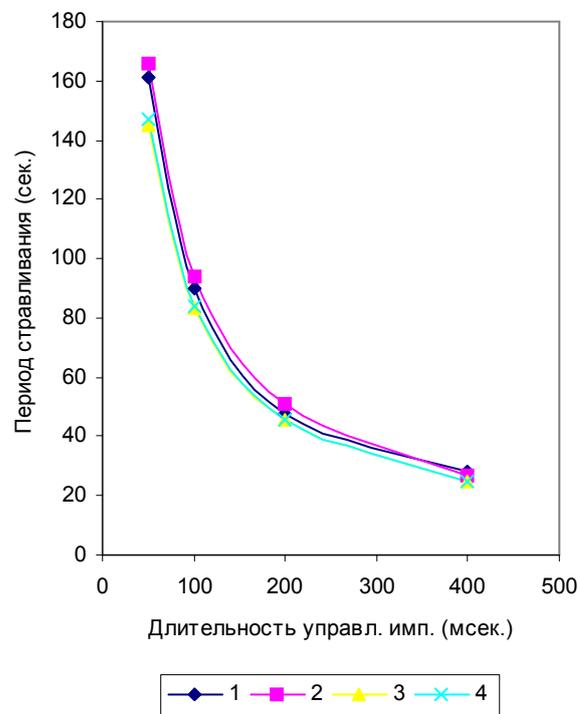


Рис. 5. Зависимость периода стравливания давления воздуха в пределах 400...600 мм. рт. ст. от длительности импульса открытия форсунки для длительных управляющих импульсов.

Строилось семейство из четырех зависимостей для четырех новых форсунок – 1,2,3,4. При длительных открывающих импульсах характеристики форсунок практически одинаковы, так как форсунки, примененные в эксперименте, не имеют загрязнения (рис. 5). В этом случае период стравливания для всех четырех форсунок практически не различается. При подаче на форсунки коротких открывающих импульсов характеристики форсунок различаются (рис. 4), что характеризует разброс параметров элементов форсунки в пределах допусков производства.

мер, форсунки 3 и 4 на приведенных графиках обладают очень сходными характеристиками при всех длительностях управляющих импульсов, чего нельзя сказать о форсунках 1 или 2. Таким образом, данным способом можно не только проверять форсунки на двигателе, но и подбирать комплекты новых форсунок по сходству характеристик, например, для формирования комплектов форсунок при продаже и установке на двигатель.

Анализ приведенных графиков с очевидностью показывает, что выбранный способ оценки и сравнения производительности форсунок позволяет достаточно уверенно различать качество форсунок. Напри-

Заключение

Разработан стенд для оценки параметров работы электромагнитных форсунок, принцип действия которого основан на их продувке сжатым воздухом. Данный метод позволяет отказаться от демонтажа форсунок с двигателя и использования горючих жидкостей

при проверке, что повышает экологическую и пожарную безопасность проведения работ и снижает их себестоимость.

Стенд дает возможность подбирать комплекты новых форсунок по сходству характеристик, например, для формирования комплектов форсунок при продаже и установке на двигатель.

Анализ приведенных графиков показывает, что выбранный способ оценки и сравнения производительности форсунок позволяет достаточно уверенно различать качество форсунок. Точность оценки производительности форсунок достижима менее 1%, что позволяет видеть различие между новыми, не бывшими в употреблении, форсунками.

Анализируя режимы работы форсунок, приходим к выводу, что проверку производительности целесообразно проводить при подаче коротких (длительностью 1...20 мс) открывающих импульсов. При этом уменьшается вероятность перегрева обмоток форсунок.

Список литературы:

1. Система управления двигателем ВАЗ-2112 с распределенным последовательным впрыском топлива. – СПб: ПетерГранд, 2002. – 112 с.
2. Патент України № 47908 А. Спосіб відновлення продуктивності електромагнітних форсунок двигунів внутрішнього згорання / В.В. Трусеньов // Бюл. винах. – 2002. – № 8, 15.07.
3. Патент России № 2189488. Способ и устройство для регулировки и/или контроля клапанов / Э. Шеффель, И. Зайдель // Бюл. изобрет. – 2002. – №28, 20.09.
4. А.с. СССР № 92016028. Способ испытания и комплектования распылителя форсунки по эффективному проходному сечению / В.И. Хавкин и др. // Бюл. изобрет. – 1995. – №5, 27.01.
5. Критерий балансировки электромагнитных форсунок в ДВС / В.И. Шевченко, А.С. Кулик, В.В. Лопатин // Наукові праці: Науково-методичний журнал. Т. 43. Вип. 30. Техногенна безпека. - Миколаїв: Вид-во МДГУ ім. П. Могили, 2005. – с 102-104.

УДК 662.614.2.002.8:621.431.74

А.А. Андреев, канд техн. наук

УТИЛИЗАЦИЯ ВТОРИЧНЫХ ТЕПЛОВЫХ РЕСУРСОВ СУДОВЫХ ДВС

Введение

Одним из основных направлений энергосбережения на водном транспорте является утилизация вторичных тепловых ресурсов судовых главных двигателей, преобладающее большинство которых являются двигателями внутреннего сгорания.

На сегодняшний день отработаны технические решения по использованию теплоты отходящих газов судовых ДВС для получения в котле-утилизаторе (КУ) водяного пара или нагрева в утилизационном теплообменнике специального масла (термальной

жидкости). В дальнейшем ими подогревают топливо, груз и т.д., а водяной пар также расширяют в турбогенераторе для выработки электроэнергии. Другой же источник вторичной теплоты – система водяного охлаждения ДВС – практически не используется. Это вызвано тем, что низкий тепловой потенциал этой системы делает неэффективным утилизационные установки (УУ) с водой как рабочим телом.

1. Формулирование проблемы

Перспективным является применение низкотемпературных рабочих тел (НРТ), имеющих, как правило, органи-

ческую основу [1, 2 и др.]. Кроме отсутствия вакуума в УУ, меньших габаритов и более высоких значений КПД турбомашин, преимуществами НРТ являются: возможность использования прямоточного котла, упрощающего УУ; отсутствие коррозии элементов УУ и эрозии лопаток турбины; низкая частота вращения турбины. Если для водяного пара из-за вакуума температура конденсации поддерживается не ниже 30 С, то для НРТ возможно снижение этой температуры (в холодное время года; при плавании в высоких широтах), что увеличивает полезную работу цикла. Большое количество природных и синтезированных НРТ, термодинамические и теплофизические свойства, которых в зависимости от химической формулы изменяются в значительных диапазонах, позволяет подобрать вещество, обладающее наиболее подходящими эксплуатационными характеристиками для любой теплоэнергетической установки.

Целью данной работы является обоснование и анализ основных перспективных направлений утилизации низкопотенциальных вторичных тепловых ресурсов судовых ДВС, комплексная оценка их энергоэффективности, а также формулирование задач дальнейших исследований.

2. Решение проблемы

Для оценки перспективности реализации в судовых условиях УУ на НРТ были просчитаны их показатели. Свойства НРТ в узловых точках циклов определялись с помощью информационно-вычислительного комплекса "Tersvo", позволяющего моделировать свойства 70 различных веществ во всех фазовых состояниях. В его основе лежит ряд теоретических и аналитических зависимостей, в первую очередь уравнение состояния вещества Лидера-Эдмистера.

Рассматривался среднеоборотный дизель марки 6L46-B фирмы "Wartsila-NSD" мощностью $N_e=5850$ кВт [3]. Источником теплоты для УУ предусматривался высокотемпературный контур системы охлаж-

дения пресной водой. Тепловая нагрузка на КУ (1630 кВт) и температуры воды системы охлаждения на входе и выходе из КУ (соответственно 91 С и 74°C) принимались по данным фирменных каталогов. Температура кипения НРТ в КУ задавалась равной 70 С, а температура перегретых паров хладона на выходе из КУ 80°C. Здесь и далее расчет производился для работы дизеля на номинальных режимах нагрузки. Принимались следующие допущения: не учитываются гидравлические потери как в теплообменных аппаратах, так и в соединительных трубопроводах; отсутствуют потери теплоты в окружающую среду в теплообменных аппаратах, трубопроводах и других элементах УУ; рабочий агент является абсолютно чистым веществом без примесей. Задавались следующие внешние и внутренние параметры работы УУ: температура забортной воды 30 С (летний режим для неограниченного района плавания судна как самый неблагоприятный в отношении утилизации вторичных тепловых ресурсов); температура конденсации НРТ 35 С; КПД насоса НРТ 0,6; внутренний КПД турбины 0,82.

Расчет показал, что УУ обеспечивает выработку полезной мощности до 150 кВт. КПД установки для хладона R143a составляет 0,100 по сравнению с 0,08 для водяного пара. Комплексная утилизация вторичной теплоты ДВС, обоснованные выбор схемы УУ и НРТ, а также оптимизация ее режимных параметров позволят увеличить этот показатель.

Возможно также использование теплоты, отводимой от ДВС системой водяного охлаждения, для генерирования водяного пара необходимого давления в теплонасосных паропроизводящих установках (ТНПУ). Это направление утилизации низкопотенциальных вторичных тепловых ресурсов ДВС привлекало внимание специалистов и ранее [4, 5], но на сегодняшний день наиболее подробно рассмотрено в работе [6], подтверждающей техническую возможность и целесообразность внедрения ТНПУ в судо-

вой энергетике. Расчет такой установки для танкера водоизмещением 35970т с малооборотным дизелем марки 5RTA58T-B фирмы "Wartsila-NSD" мощностью 10625 кВт (см. рис. 1) показал, что ТНПУ обеспечивает водяным паром необходимых параметров всех потребителей на ходовом режиме в теплой зоне плавания.

УУ работает следующим образом. Рабочий агент ТНПУ кипит в испарителе *И*, отбирая низкопотенциальную теплоту системы охлаждения двигателя. Далее он сжимается до промежуточного давления в компрессоре первой ступени *Км1* и разделяется на два потока. Первый поток конденсируется в конденсаторе *Кд1*, который является генератором водяного пара давлением 0,3 МПа, и в жидком состоянии поступает в промежуточный сосуд *ПС*. Туда же подается второй поток пара НРТ промежуточного давления после компрессора *Км1*. Из промежуточного сосуда *ПС* пар поступает на всасывание в компрессор второй ступени *Км2*. После сжатия в нем НРТ конденсируется в конденсаторе *Кд2*, который является генератором водяного пара давлением 0,5 МПа. Далее жидкий НРТ высокого давления охлаждается в змеевике промежуточного сосуда *ПС*, дросселируется в дроссельном клапане *ДК* и снова при низком давлении подается в испаритель *И*.

Согласно выполненным расчетам при утилизации в испарителе ТНПУ 3605 кВт теплоты охлаждающей пресной воды, имеющей температуру на входе и выходе из испарителя 85 и 70 С соответственно, расходы водяного пара составят 364 кг/ч (0,3 МПа) и более 7200 кг/ч (0,5 МПа). Коэффициент преобразования цикла, равный отношению суммарной затраченной на генерацию водяного пара теплоты к общей мощности приводов компрессоров, для хладона R30 составляет 2,70 [6].

Для этого НРТ были выполнены конструктивные проработки основных элементов ТНПУ: кожухотрубного испарителя, конденсатора специальной

компоновки, центробежного компрессора и промежуточного сосуда. Были получены приемлемые массогабаритные показатели этих машин и аппаратов, позволяющие смонтировать их в машинно-котельном отделении судна с соблюдением требований морских классификационных обществ.

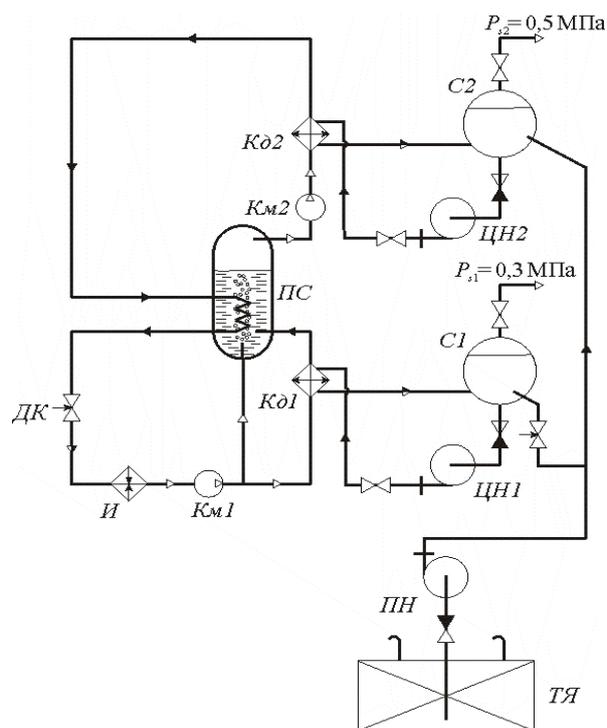


Рис. 1. Принципиальная схема теплонасосной паропроизводящей установки двух давлений (цифры 1 и 2 в конце обозначений соответствуют аппаратам первой и второй ступеней)

Кроме выработки водяного пара тепловой насос может использоваться как дополнительный контур к силовой УУ для возврата части теплоты, отдаваемой ранее НРТ забортной воде в конденсаторе, но уже на более высоком температурном уровне (см. рис. 2). В такой схеме парожидкостная смесь рабочего агента силового контура *I* УУ доиспаряется и перегревается в утилизационном теплообменнике *УТ*, откуда пар поступает на расширение в турбину *Т*. Вырабатываемая турбиной мощность расходуется на производство электроэнергии в электрогенераторе *ЭГ*. После турбины пар охлаждается и частично конденса-

руется в регенеративном теплообменнике $PTO1$, отдавая свою теплоту НРТ теплонасосного контура II . Далее рабочий агент силовой части установки полностью конденсируется в конденсаторе $Кд$ и нагнетается насосом $ХН$ в регенеративный теплообменник $PTO2$, где частично выкипает за счет теплоты, подводимой к нему от рабочего агента теплонасосного контура. НРТ теплонасосной части участвует в следующих процессах: сжимается в компрессоре $Км$, конденсируется в регенеративном теплообменнике $PTO2$, дросселируется в дроссельном клапане $ДК$, испаряется в регенеративном теплообменнике $PTO1$ и снова поступает в компрессор $Км$. Целесообразна идентичность НРТ силового и теплонасосного контуров установки, хотя это и не обязательно.

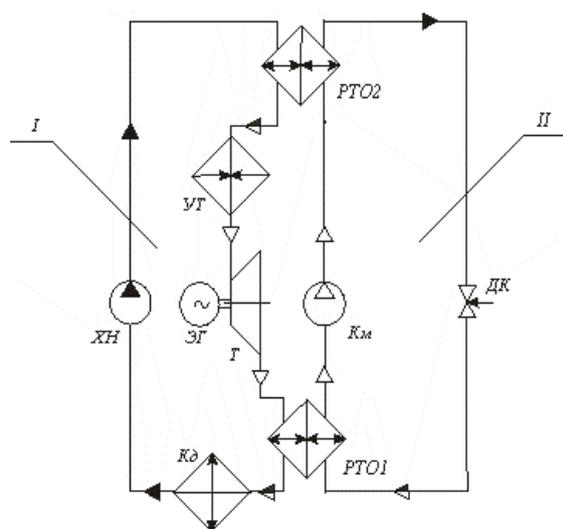


Рис. 2. Принципиальная схема совмещенных силовой и теплонасосной установок утилизации низкопотенциальной теплоты ДВС

Анализ этой схемы совместной работы силовой УУ и теплового насоса показал, что общий КПД процесса утилизации низкопотенциальной теплоты ДВС может быть повышен в 1,4...1,5 раз [7]. Это указывает на перспективность более детального изучения такой схемы работы УУ, проведения многовариантных оптимизационных расчетов, тем более, что

возможны дальнейшие пути улучшения ее термодинамических показателей: выбор НРТ с наиболее благоприятными термодинамическими свойствами как для силового, так и для теплонасосного контуров установки; нахождение оптимальных значений отношения расходов в обоих контурах и, как следствие, теплового потенциала рабочего агента силового контура установки на выходе из регенеративного теплообменника $PTO2$; использование внутренней регенерации теплоты как в силовом, так и теплонасосном контурах УУ.

Рассмотренные направления утилизации вторичных тепловых ресурсов ДВС перспективны для крупных судов, на которых установлены главные двигатели повышенной мощности. Использование таких установок на малотоннажных судах нерационально вследствие малых количеств вторичной теплоты, ограничений массогабаритного характера, невозможности обеспечить необходимое обслуживание и профилактический ремонт. Для таких потребителей целесообразно применять термоэлектрические преобразователи тепловой энергии в электрическую – термоэлектрические генераторы (ТЭГ), которые обладают преимуществами перед другими источниками электропитания: высокая надежность, длительный срок службы и неограниченный срок хранения при полной готовности к работе в любое время; просты в эксплуатации и не требуют специального обслуживания; устойчивы в работе; дают стабильное напряжение; не боятся короткого замыкания и режима холостого хода. Они экологически безопасны, так как не содержат никаких рабочих (химических) агентов. Ввиду отсутствия движущихся частей, ТЭГ полностью бесшумны в работе. Характеристики термоэлектрических генераторов наиболее полно удовлетворяют особенностям конструкции и эксплуатации малотоннажных судов, составу их энергетической установки: термоэлектрические батареи вырабатывают постоянный ток, что соответствует основному

питающему току для большинства маломерных судов и яхт (нет необходимости в установке преобразователя тока); поскольку ТЭГ не имеют движущихся частей, они работают при любой ориентации в пространстве, т.е. не подвержены влиянию качки; так как все элементы термоэлектрической установки расположены в тесной близости, то ее конструкция получается достаточно компактной, что крайне важно для маломерного судостроения с его массогабаритными ограничениями.

ТЭГ на судне могут быть источниками зарядки аккумуляторов, служить для электропитания широкого спектра радионавигационного оборудования и бытовых приборов, использоваться для освещения (в том числе аварийного). Наиболее перспективно использовать ТЭГ в комплексе с термоэлектрическими охлаждающими устройствами (кондиционерами, холодильниками), которые на данный момент находят все более широкое применение в малотоннажном судостроении.

Технология производства ТЭГ на современном этапе достаточно отработана. Созданы и подтвердили свою эффективность термоэлектрические преобразователи для температур, характерных для вторичных тепловых ресурсов ДВС, например, трубчатые термоэлектрические модули в геотермальных электростанциях малой мощности [9].

Основным препятствием внедрения ТЭГ является невысокие значения КПД (не более 2,5 % при температуре горячего спая 150°C). Перспективы в этой области связывают с созданием более эффективных материалов. Так, по сообщениям сотрудников Физико-технического института им. А.Ф. Иоффе при РАН создан термоэлектрический преобразователь на основе редкоземельных полупроводников SmS (сульфид самария), экспериментально определенный КПД которого был равен 47 % при рабочей температуре 150 С.

Наряду с поисками высокоэффективных термоэлектриков следует тщательно проанализировать возможности ТЭГ судового исполнения, уточнить области их использования, определить оптимальные режимные и конструктивные параметры.

Заключение

Проведенный анализ основных направлений утилизации низкопотенциальной вторичной теплоты ДВС позволил сформулировать следующие выводы:

повышение энергоэффективности судовых дизельных установок невозможно без комплексной утилизации их вторичных тепловых ресурсов;

в утилизационных установках целесообразно применять низкокипящие рабочие тела, имеющие для рассматриваемого диапазона температур лучшие энергетические и эксплуатационные показатели;

для выработки водяного пара требуемых давлений эффективными являются теплоиспользующие тепло насосные паропроизводящие установки;

заслуживает внимания вариант совместного использования утилизационных силовой и теплонасосной установок, что повышает общий КПД использования вторичной теплоты в 1,5 раз;

для малотоннажных судов утилизация вторичной теплоты ДВС может быть реализована с помощью термоэлектрических преобразователей, которые для данного типа судов имеют неоспоримые преимущества перед другими типами источников электропитания; положительные качества таких генераторов особенно ярко проявляются при использовании их в комплексе с термоэлектрическим охлаждающими устройствами.

Список литературы:

1. Билека Б.Д., Васильев Е.П. Низкокипящие вещества для работы в качестве рабочих тел в тепло утилизирующих энергоустановках на компрессорных станциях магистральных газопроводов // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. – 2003. –

ви. 7(42). – С. 33-35. 2. Марченко А.П. Термодинамические основы повышения топливной экономичности транспортных дизелей за счет утилизации сбросной теплоты: Дисс. ... докт. техн. наук: 05.04.02 / Харьковский политехн. институт. – Харьков, 1994. – 328 с. 3. Смагин Д.Н. Перспективы применения низкокипящих жидкостей для глубокой утилизации теплоты в судовых дизельных энергетических установках // Зб. наук. пр. УДМТУ. – 2003 – №5 (391). – С.66-75. 4. Радченко Н.И. Использование тепла охлаждающей судовые ДВС воды для производства пара теплонасосными установками // Зб. наук. пр. УДМТУ. – 1999. – №6 (366). – С.144-149. 5. Селиверстов В.М. Утилизация тепла в судовых дизельных установках. – Л.: Судостроение, 1973. – 256

с. 6. Оценка эффективности утилизации теплоты судовых главных дизелей теплонасосными паропроизводящими установками /Ю.В. Захаров, А.А. Андреев, И.В. Калиниченко, В.И. Максимов // Зб. наук. пр. НУК. – 2005. – №2 (401). – С.70-79. 7. Андреев А.А., Смагин Д.Н., Калиниченко И.В. Совершенствование схем утилизации низкопотенциальной теплоты судовых дизельных установок на основе низкокипящих жидкостей // Зб. наук. пр. НУК. – 2004. – №4 (397). – С.43- 48. 9. Карпов Г.А. Анализ применения термоэлектрических генераторов на геотермальных источниках // Изучение и использование геотермальных ресурсов в вулканических областях. – М.: Наука, 1979. – С.247-251.

УДК 621.43.068.4

П.М. Канило, д-р техн. наук, М.В. Шадрина, асп.

ЭКОЛОГОХИМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВС С УЧЕТОМ КАНЦЕРОГЕННОСТИ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ

Введение

Автомобильный транспорт является основным потребителем нефтяных топлив и определяющим в экологохимическом загрязнении ОС, особенно атмосферы больших городов. Анализ уровней загрязненности атмосферы городов с интенсивным автомобильным движением показал, что наиболее опасными (по степени вредности для человека) являются: NO_x , КУ и особенно их производные – нитроканцерогенные вещества, обладающие мутагенными свойствами. При этом основными носителями канцерогенов и нитроканцерогенов, причем существенно усиливающих их агрессивность (промотирующее воздействие), являются мелкодисперсные ТЧ, выбрасы-

ваемые с ОГ автомобильных ДВС [1].

Следует особо отметить, что при дизелизации легковых автомобилей проблема экологохимического загрязнения городской среды может усугубляться, так как в дизелях образуются более высокие уровни ТЧ, на которых канцерогенные вещества в основном сорбируются, что усиливает их канцерогенно-мутагенное воздействие на человека. Причем, канцерогенно-мутагенная агрессивность ТЧ зависит от их дисперсности и в наибольшей степени проявляется при условном диаметре частиц в диапазоне 0,2 – 1,0 мкм. В США была исследована мутагенная активность ТЧ, выбрасываемых с ОГ дизелей. Она оказалась (в расчете на километр пробега) в 6 раз выше,

чем с бензиновыми двигателями [2].

Немецкая транспортная ассоциация на протяжении последних лет формирует так называемый экологический рейтинг автомобилей по критериям, отражающим степень вредного воздействия на здоровье человека отдельных составляющих ОГ. В частности, на первое место она ставит КУ. И не без оснований: по мнению медиков, именно их доля в риске возникновения злокачественных опухолей составляет в больших городах ~ 85 %. Федеральное ведомство по охране ОС, разделяя эти оценки, в значительной мере способствовало тому, что правительством ФРГ была сформулирована задача: в ближайшие годы уменьшить, обусловленные автотранспортом, выбросы канцерогенов на 90 % [3].

1. Формулирование проблемы

Необходим комплексный анализ эксплуатационных экологохимических показателей автомобилей с учетом суммарной канцерогенности ОГ, который позволит интегрально оценивать их экоэнергетический уровень, а также – обосновывать научные принципы экологизации транспортных ДВС с учетом гигиенических и экономических факторов.

2. Постановка задачи исследования

В ряде работ указывается, что БП образуется одновременно с сажей по сходному механизму и может рассматриваться как своего рода ее аналог. Подтверждается также гипотеза о том, что более высокие уровни образования БП (КУ) в значительной степени определяются повышенным содержанием тяжелых ароматических фракций в используемых бензинах. Экспериментально также определено, что небольшие добавки водорода к обедненным бензовоздушным смесям существенным образом ингибируют процессы образования КУ при одновременном повышении эксплуатационной топливной экономичности автомобиля и снижении уровней выбросов NO_x [1].

Рядом исследований установлено, что по мере

увеличения пробега легкового автомобиля его экологохимические показатели существенно ухудшаются. На рис.1 [4] приведены данные по увеличению удельных уровней выброса ВВ с ОГ легковых автомобилей типа ВАЗ-2105 и росту их критерия экологохимической опасности (К) относительно требований Евро-IV.

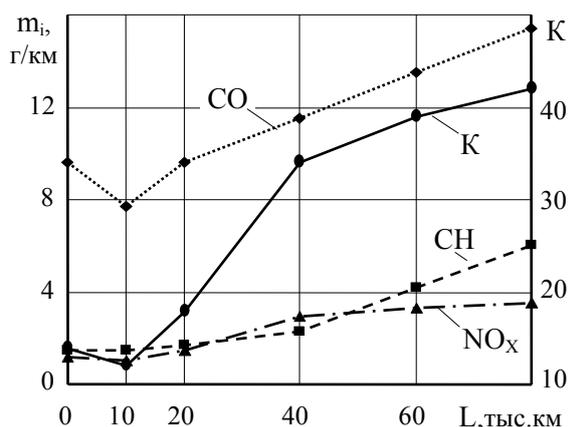


Рис. 1. Зависимость экологохимических показателей легковых автомобилей от их пробега

Необычайно сильное влияние на уровни выбросов БП (КУ) с ОГ автомобилей оказывает техническое состояние двигателей, их топливной аппаратуры и систем зажигания. На рис. 2 приведены обобщенные результаты экоисследований множества легковых автомобилей, проведенных в НАМИ, по изучению влияния групп неисправностей ДВС на уровни выбросов БП.

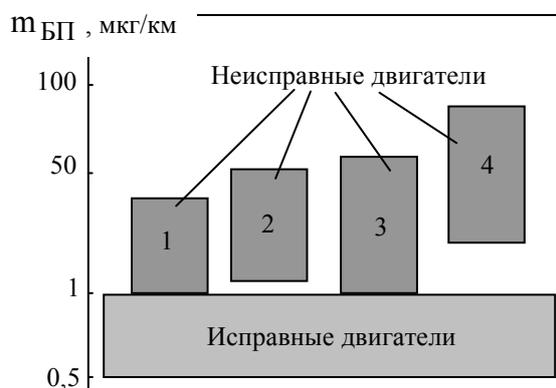


Рис. 2. Уровни выбросов БП с ОГ автомобилей при различных неисправностях бензиновых ДВС: 1 – нарушение регулировки холостого хода, 2 – угар масла, 3 – неисправности системы топливопитания, 4 – неисправности системы зажигания

В настоящее время идентифицировано примерно 450 канцерогенных углеводородов, выбрасываемых с ОГ автомобилей, из которых учеными выделена приоритетная группа ПАУ с указанием ИКА: 1 – флуорантен (0,001), 2 – пирен (0,001), 3 – бенз(а)антрацен (0,01), 4 – хризен (0,01), 5 – бенз(в)флуорантен (0,1), 6 – бенз(е)пирен (0,001), 7 – бенз(а)пирен (1,0), 8 – перилен (0,001), 9 – инденопирен (0,001), 10 – дибенз(а,h)антрацен (0,001), 11 – бенз(g,h,i)перилен (0,01), 12 – коронен (0,001). Из представленных данных следует, что наибольшим ИКА обладает БП и для него установлена среднесуточная предельно допустимая концентрация в атмосфере $[ПДК_{БП}]_{cc} = 1 \cdot 10^{-6} \text{ мг/нм}^3$ [1].

В настоящее время только автотранспорт Украины выбрасывает в ОС более 10 млн. т самых различных ВВ, из которых нормируются только некоторые (СО, СН, NO_x), а для автомобилей, оборудованных дизелями, еще и ТЧ (см. табл. 1). По существу нормирование указанных ВВ является надводной частью “айсберга” экологохимической опасности автомобилей, так как наиболее вредные для человека составляющие ОГ автомобилей, в том числе КУ, SO₂ и их производные, пока “бесконтрольны”.

Таблица 1. Международные нормы на уровни выбросов ВВ с ОГ легковых автомобилей

Нормы, год введения	Тип ДВС	Выбросы, г/км			
		[m _{CO}]	[m _{CH}]	[m _{NO_x}]	[m _{ТЧ}]
Евро-II, 1996	Бензиновые	2,7	0,34	0,25	
	Дизели	1,06	0,08	0,63	0,08
Евро-III, 2000	Бензиновые	2,3	0,20	0,15	
	Дизели	0,64	0,06	0,50	0,05
Евро-IV, 2005	Бензиновые	1,0	0,10	0,08	
	Дизели	0,50	0,05	0,25	0,025

Такое раздельное и неполное нормирование ВВ, выбрасываемых с ОГ автомобильных ДВС, может в недостаточной степени (а часто и ошибочно) оценивать их интегральные экологохимические показатели и приспособленность к ОС, а также – эффективность конструктивных и технологических

усовершенствований ДВС, предлагаемых альтернативных видов топлив и т.д.

3. Изложение основного материала с обоснованием полученных результатов

При проведении экоисследований легковых автомобилей типа ГАЗ с традиционными бензиновыми карбюраторными ДВС типа ЗМЗ по Европейскому городскому ездовому циклу использовалась полнопоточная фильтрационная система улавливания ТЧ и КУ из ОГ двигателей и была установлена корреляционная зависимость между удельными уровнями выбросов БП ($m_{БП}$) и КУ ($m_{КУ}$) с учетом ИКА всех составляющих приоритетной группы КУ

$$\sum (m_{КУ} \cdot ИКА) = 1,3 m_{БП}, \text{ мкг/км.}$$

Экспериментально также определены зависимости уровней выбросов NO_x и БП с ОГ исследуемых автомобилей от содержания ароматических углеводородов (АУ) в используемых моторных топливах (см. рис. 3). В качестве моторного топлива, не содержащего АУ, принят пропан-бутан.

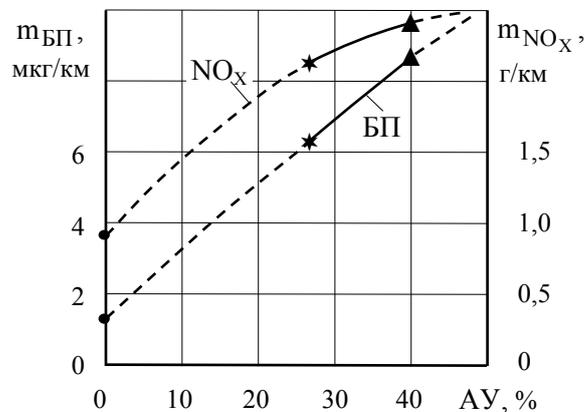


Рис. 3. Влияние содержания АУ в топливах на уровни выбросов NO_x и БП с ОГ двигателя: ● – пропан-бутан, ★ – бензин А-76, ▲ – бензин АИ-93

Из представленных данных следует, что с увеличением доли АУ в бензинах, что характерно для современных технологий их производства, возрастают уровни выбросов как NO_x, так и БП (КУ). Причем уровни выбросов БП с ОГ исследуемых автомобилей увеличиваются практически пропорционально уровню содержания АУ (масс.%) в бензинах

$$m_{БП} \approx (0,2AY + 0,8), \text{ мкг/км.}$$

В табл. 2 приведены экспериментальные данные по результатам экоисследований ряда легковых автомобилей с ДВС типа ЗМЗ по Европейскому ездовому циклу при использовании различных топлив.

Таблица 2. Экспериментальные данные

№ п/п	Моторные топлива	Н/С, %	г/км			
			m _{CO}	m _{CH}	m _{NO_x}	m _{БП} · 10 ⁶
1	Бензин АИ-93	16,3	6,7	2,3	2,4	8,9
2	Бензин А-76	16,8	4,9	2,4	2,2	6,3
3	Бензин А-76 + 30 % метанола	21,9	5,0	1,8	1,0	0,8
4	Пропан-бутан	19,0	1,7	2,1	0,9	1,2
5	Метан	33,3	1,3	1,0	1,0	0,6
6	Бензин АИ-93 + 10 % водорода	26,0	1,2	0,4	0,5	0,8
7	Метанол	35,0	0,8	1,1	0,8	0,6
8	Водород	100	–	–	0,2	–

Примечание. Доля $NO_2/NO_x \approx 0,1$.

При экоиспытании легкового автомобиля с дизелем ГАЗ-560: $m_{NO_x} \approx 2,0$, $m_{БП} \approx 32 \cdot 10^{-6}$, $m_{ТЧ} \approx 0,8$, $m_{SO_2} \approx 0,6$ г/км, причем доля (КУ + ТЧ) в экологохимической опасности автомобиля составляла ~ 60 %, а $SO_2 \sim 7,8$ % [5].

Ниже, на основе полученных результатов, предлагается удельный интегральный показатель экологохимической опасности $(ЭХО)_j$ легкового автомобиля, а также – критерий соответствия его интегральных экологохимических показателей международным нормам $K_j = (ЭХО)_j / [ЭХО]_j$ с учетом санитарно-гигиенических нормативов $[ПДК_i]_{cc}$ для токсичных и канцерогенных ингредиентов, а также – суммарной канцерогенности ОГ. Следует отметить, что для оценки эффекта усиления совмещенного канцерогенно-мутагенного действия ряда ВВ на человека в условиях городской среды, вводятся экспертные коэффициенты: $k_{NO_x} = 3$; $k_{БП} = 4$; $k_{КУ} = 4 \cdot 1,3 = 5,2$. При этом интегральный показатель экологохимической опасности легкового

автомобиля (без учета СО и СН – см. табл. 3) представляется следующим образом:

$$ЭХО = 3 \left(\frac{0,9m_{NO_x}}{[NO]_{cc}} + \frac{0,1m_{NO_x}}{[NO_2]_{cc}} \right) + 5,2 \frac{m_{БП}}{[БП]_{cc}}.$$

Допускаемый по Европейским нормам показатель $[ЭХО]$ для легковых автомобилей может быть оценен как:

$$[ЭХО] = 3 \left(\frac{0,9[m_{NO_x}]}{[NO]_{cc}} + \frac{0,1[m_{NO_x}]}{[NO_2]_{cc}} \right) + 5,2 \frac{[m_{БП}]}{[БП]_{cc}}$$

где: m_i , $[m_i]$ – соответственно, экспериментально полученные и допустимые уровни выбросов ВВ с ОГ автомобиля, г/км.

Допустимые уровни выбросов БП $[m_{БП}]_j$ определялись, исходя из нормативных данных по NO_x $[m_{NO_x}]_j$, по следующей зависимости:

$$3 \left(\frac{0,9[m_{NO_x}]}{[NO]_{cc}} + \frac{0,1[m_{NO_x}]}{[NO_2]_{cc}} \right) \approx 5,2 \frac{[m_{БП}]}{[БП]_{cc}}.$$

Обобщенные экологохимические показатели и доленое участие i-х ВВ в экологохимической опасности исследуемых легковых автомобилей при использовании различных топлив (см. табл. 2) представлены в табл. 3, из которой следует, что доля (СО+СН) в рассматриваемом показателе не превышает для используемых бензинов 2 %, а для остальных топлив – 6 %. Расчетные данные по усредненным граничным значениям $[ЭХО]_j$ и $[m_{БП}]_j$, а также по критериям экологохимической опасности (К) исследуемых легковых автомобилей, приведены в табл. 4.

Таблица 3. Экологохимические показатели исследуемых автомобилей

Моторные топлива (см.табл.3)	$(ЭХО)_j \cdot 10^{-3}$, нм ³ /км	$(ЭХО_i)/(ЭХО)_j$, %		
		СО+СН	NO _x	БП
1	176	2	72	26
2	151	2	76	22
3	62	5	85	10
4	53	4	88	8
5	17	6	76	18
6	15	4	68	28
7	15	6	67	27
8	3	–	100	–

Таблица 4. Граничные и относительные экологохимические показатели исследуемых легковых автомобилей

Моторные топлива (см.табл.2)	Евро-II	Евро-III	Евро-IV
	[ЭХО]·10 ⁻³ , нм ³ /км / [м _{БП}]·10 ⁶ , г/км		
	27 / 2,5	17 / 1,5	9 / 0,8
	К = (ЭХО)/(ЭХО)		
1	6,5	10,4	19,6
2	5,6	8,9	16,8
3	2,3	3,6	6,9
4	2,0	3,1	5,9
5	0,6	1,0	1,9
6	0,6	0,9	1,7
7	0,6	0,9	1,7
8	0,1	0,2	0,3

Предельно допустимые значения уровней выбросов SO₂ с ОГ автомобилей, оборудованных дизелями, могут быть определены из соответствующих международных поэтапных требований к содержанию серы в топливе ([C_S] : 0,1; 0,05 и 0,02 %) и вычислены с использованием следующей зависимости: $[m_{SO_2}] = 0,02[C_S] \cdot g_T$, где g_T – расход топлива на километр пробега автомобиля при его испытании, г/км.

На основании результатов проведенных экоисследований легковых автомобилей, не оборудованных системами нейтрализации ОГ, можно сделать следующие выводы и рекомендации:

1. При использовании в ДВС легковых автомобилей различных углеводородных топлив, наиболее вредными загрязняющими ингредиентами, выбрасываемыми с ОГ двигателей, являются NO_x и КУ, которые в условиях городской езды синтезируют предельно опасные для человека нитроканцерогенные вещества. При этом мелкодисперсные ТЧ (максимальное количество которых содержится в ОГ дизелей) резко усиливают их агрессивность.

2. Выполнение международных норм "Евро-II" и "Евро-III" указанными легковыми автомобилями возможно при использовании: метана, спиртов или водорода в качестве как основного, так и дополни-

тельного энергоносителя, а норм "Евро-IV" – фактически только при использовании водорода в качестве основного энергоносителя.

3. Для снижения экологохимической опасности легковых автомобилей с ДВС необходимо:

- использование обедненных топливно-воздушных смесей с повышенным водородным показателем и пониженным содержанием АУ и серы;

- существенное повышение качества распыливания топлив и смесеобразования, в том числе осуществлением электронно-управляемой многофазной подачи топлива непосредственно в цилиндры двигателей, применением современных адаптивных систем регулирования экологохимических показателей ДВС;

- поддержание параметрической (эколого-энергетической) надежности работы автомобильных ДВС в условиях эксплуатации;

- внедрение высокоэффективных нейтрализаторов ОГ автомобилей: восстановительных, например накопительного типа, бифункциональных, в том числе плазменных [5], или систем комплексной очистки ОГ дизелей [6].

Заключение

На основании проведенных экоисследований легковых автомобилей с ДВС предложены интегральные показатели их экологохимической опасности, с учетом суммарной канцерогенности ОГ, показано влияние вида топлив на интегральные экологохимические показатели легковых автомобилей и их соответствие международным нормам, а также обоснованы рациональные пути экологизации автомобильных ДВС.

Список литературы:

1. Канило П.М, Бей И.С., Ровенский А.И. Автомобиль и окружающая среда. – Харьков: Прапор, 2000. – 304 с. 2.Твертнев М. Чтобы дизель не дымил // Автомоб. трансп. – 1997. – № 12. – С. 26-27

.3.Петров Р.Л. Германия: экологический рейтинг автомобилей // *Автомоб. пром-сть.* – 2001. – № 7. – С. 35-39. 4. Коротков М.В., Бондаренко Е.В. Пробег и экологическая безопасность автомобиля // *Автомоб. пром-сть.* – 2003. – № 5. – С. 8–10. 5. Канило П.М., Калениченко А.В., Федосеев П.С. Анализ эколо-

гохимических показателей легковых автомобилей с различными ДВС // *Вестник ХНАДУ.* – 2004. – Вып. 25. – С. 25-29. 6. Панчишный В.И. Системы комплексной очистки отработавших газов дизелей // *Автомоб. пром-сть.* – 2004. – № 1. – С. 25 – 27.

УДК 621.43.-621.2.

И.И. Тимченко, канд. техн. наук, П.В. Жадан, инж., А.А. Ефремов, инж., Д.И. Тимченко, инж.

ЭФФЕКТИВНОЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЕ БИОТОПЛИВ КАК МОТОРНЫХ

Введение

В мире с каждым годом увеличивается напряженность с нефтью и газом, особенно как моторными топливами для транспортных средств. При нынешних объемах использования запасы нефти истощатся через 30 лет, а природного газа через 70-80 лет [1]. В Украине в последние годы добывается около 12% нефти и до 25% природного газа от необходимых [2]. Остроту этой проблеме придают постоянно ужесточающиеся требования к экологической безопасности транспортных установок с двс. Поэтому при выборе перспективных альтернативных моторных топлив следует исходить из этих положений.

1. Формулирование проблемы

Биотоплива, в том числе биогаз, являются постоянно восстанавливаемыми источниками энергии, что объясняет повышенный интерес к ним. Отметим, так же, что отходы при получении биогаза являются ценным органическим удобрением, дефицитным для страны, а очистка территорий от отходов жизнедеятельности людей, животных, производств и др. повысит общую экологическую чистоту.

Применение биогаза вместо бензинов при непосредственной замене связано с рядом недостатков, среди которых основными являются: уменьшение до

20-22% мощности ДВС; ухудшение динамики транспортных установок; уменьшение грузоподъемности и пробега на одной заправке и ряд др.

Поэтому выработка научно обоснованных решений по эффективному использованию биогаза в ДВС - основная задача данной работы.

2. Пути решения проблемы

2.1. Физико-химические особенности биогаза как моторного топлива

Основные причины недостатков, биогаза как моторного топлива, следующие:

- меньшие значения низшей теплоты сгорания, H_u , а соответственно и энергетических показателей работы ДВС;

- меньшая скорость сгорания, а из-за этого растягивание его на такте расширения и как результат, уменьшение мощности, N_e , кВт и увеличение удельного эффективного расхода топлива, g_e , г/кВт-ч;

- меньшее массовое наполнение цилиндров свежим зарядом, η_v из-за подогревания его во впускной системе в ДВС традиционных конструкций, что приводит к уменьшению N_e и повышенного g_e ;

- более высокое значение температуры воспламенения топлива, а отсюда трудности при запуске ДВС;

- худшие антикоррозионные качества биогаза из-за большого содержания в нем диоксида серы SO_2 .

Вместе с тем биогаз имеет значительно более высокое (126), чем у бензинов (76-98), значение октанового числа (ОЧ), что позволяет устранить полностью или частично отмеченные недостатки. Уже в традиционных бензиновых ДВС [3].

Для более эффективного использования биогаза, как моторного топлива, необходимо раскрыть механизмы, которые влияют на эти процессы, и изучить влияние на них конструктивных и эксплуатационных параметров и факторов ДВС. Это и является задачами исследования.

2.2. Общая оценка особенностей смесеобразования и сгорания биотоплив в ДВС

Наиболее характерные особенности рабочего цикла газовых ДВС определяются свойствами газоздушных смесей, коэффициентом избытка воздуха α и коэффициентом наполнения η_v . Кроме того, на эти процессы влияют: форма камеры сгорания (КС), степень сжатия, ε , конструктивные особенности систем впуска и зажигания.

Свойства топлива. Существенно влияют на зависимость $\eta_i=f(\eta_v)$, прежде всего, из-за уменьшения η_v при применении газовых топлив.

Коэффициент α . Максимальные мощность при работе двигателя на бензине достигаются при $\alpha=0,85-0,93$, а при работе на природном газе и биогазе при α примерно равном 1,0, а максимум КПД, η_i при работе на бензине при $\alpha=1,05-1,15$, на природном газе $\alpha=1,35-1,45$, а на биогазе при $\alpha=1,6-1,7$ [2]. Для ДВС большое значение имеет также характер изменения характеристики $\eta_i=f(\varphi)$. При работе на бензине, достигнув максимума η_i , резко уменьшается, а при $\alpha=1,25-1,35$ работа двигателя становится нестабильной. При работе на природном газе нестабильность наступает при $\alpha=1,75-1,8$, а при работе на биогазе при $\alpha=1,8-2,0$. Расширения пределов вос-

пламенения смеси при работе на газовых топливах позволяет двигателю стабильно работать на всех режимах на бедной смеси. При работе на биогазе большое влияние на процесс смесеобразования оказывает состав биогаза, зависящий от материалов, получения его. Количество CH_4 в биогазе может составлять 40-70%, CO_2 – 12-40%, N_2 – 6-22%, O_2 – 0,8-2,0% и т.д. Поэтому для сохранения α при изменении состава биогаза необходимо корректировать подачу биогаза.

Нестабильность количества CH_4 в биогазе приводит к изменению величины теплоты сгорания топлива, H_u , а количество CO_2 – изменяет его метановое число и скорость сгорания, как из-за изменения скорости диффузии, так и из-за изменения скорости окисления. Поэтому ДВС, работающие на биогазе, должны дооборудоваться устройствами, корректирующими подачу его.

Коэффициент η_v . Влияние η_v на η_i зависит от величины α и вида топлива [3]. При работе двигателя на изооктане и метане и обогащенной смеси ($\alpha=0,8-0,85$) η_i мало зависит от η_v , а его влияние начинает сказываться при уменьшении нагрузки до $0,5Ne_{ном}$. Для бензиновых смесей ($\alpha=1,2$) с уменьшением η_v - η_i также уменьшается. Зависимость $\eta_i=f(\eta_v)$, очевидно, обусловлена связью α со свойствами остаточных газов (ОГ), доля которых увеличивается при уменьшении η_v . Увеличение количества ОГ уменьшает концентрацию топлива в смеси и ухудшает процесс сгорания. ОГ при работе ДВС на обогащенных смесях не полностью эквивалентны инертным примесям, поскольку содержат в себе активные продукты неполного сгорания. Кроме того, их температура выше, чем при работе на бедных смесях, что уменьшает влияние η_v на η_i .

Степень сжатия, ε . Наличие в биогазе CO_2 повышает антидетонационную стойкость биогаза, что позволяет увеличить ε на 3-4 единицы по сравнению с работой на бензине. Это смещает границу эффек-

тивного обеднения биовоздушных смесей в сторону больших α , что приводит к увеличению η_i и улучшению устойчивости работы двигателя на малых нагрузках и холостом ходу.

Процесс воспламенения. Основное значение играет температура самовоспламенения. У биогаза она выше и составляет 660-720 °С. Поэтому работа на биогазе требует более мощного электрического разряда для стабильного зажигания.

Гомогенизация смеси. Более мягкая работа биодвигателей обеспечивается при хорошей гомогенизации топливовоздушной смеси, например создания локальных турбулизаций.

Углубленное исследование проведено авторами на основе разработанного или аналитического комплексного метода.

2.3. Исследование работы ДВС ВАЗ-2103 на биогазе

2.3.1. Выбор и обоснование параметров, оказывающих наибольшее влияние на ДВС при работе на биогазе и пределы их варьирования

Проведенный анализ позволил установить удельный вес влияния каждого из факторов и конструктивных и регулировочных параметров двигателя на показатели его работы двигателя, выбрать наиболее существенные из них и установить рациональные пределы их варьирования при исследовании, а именно: $\varepsilon=8,5-12,5$; $\alpha=1-1,5$; $\theta_{оп.заж.} = 20-50$ °ПКВ до ВМТ. В качестве дополнительных ограничений, при исследовании приняты: возможность работы ДВС как на биогазе, так и на бензине (из-за недостаточно развитой в Украине газовой инфраструктуры).

Максимальное значение ε оценено по зависимости

$$\varepsilon_{np} = 17 - 0,42t_{вх} + 5,6(\alpha - 1), \quad (1)$$

При ОЧ равным 126 расчетная величина ε_{np} составила 14 единиц. Обеспечить такой уровень ε на двигателе ВАЗ-2103 без значительных конструктив-

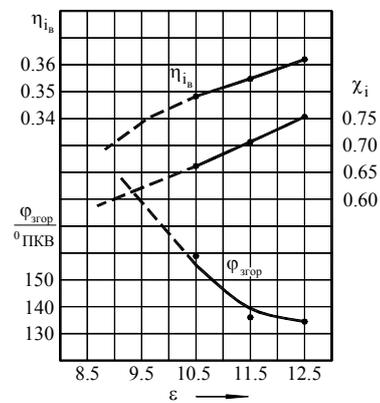
ных изменений, не удастся. Поэтому при исследовании ограничивались значением $\varepsilon=12,5$. За нижний уровень ε принято $\varepsilon=8,5$.

Минимальное значение α при работе ДВС на биотопливах составляло $\alpha=1$, максимальное $\alpha=1,5$.

Диапазон целесообразного изменения $\theta_{оп.заж.}$ установлен по результатам исследований [3] и составлял $\theta_{оп.заж. max.} = -30$ °ПКВ до ВМТ и $\theta_{оп.заж. min.} = -45$ °ПКВ до ВМТ.

2.3.2. Результаты исследования и их анализ

Результаты исследования приведены на рис. 1-3.

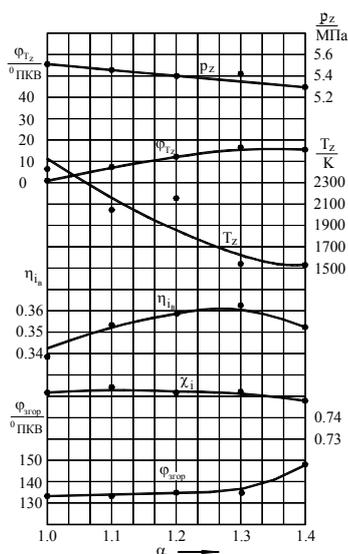


Влияние ε . Как видно из рисунка работа двигателя на биогазе при $\varepsilon \leq 8,5$ не целесообразна из-за низкого значения показателей эффективности рабочего цикла. Увеличение ε от 10,5 до 12,5 единиц сокращает продолжительность сгорания на 20 °ПКВ (с 154 до 134 °ПКВ), что увеличило количество теплоты, пошедшей на совершение полезной работы с $\chi_i=0,65$ до 0,752 и тем самым способствовало увеличению η_i с 0,349 до 0,362, что существенно.

Влияние α . Максимум кпд достигается при $\alpha=1,3$, что соответствует условиям почти симметричного расположения основной фазы сгорания относительно в.м.т. Это согласуется с рекомендациями теоретических исследований рабочего цикла.

Влияние $\theta_{оп.заж.}$. Наиболее эффективно процесс сгорания в двигателе на биогазе протекает при угле опережения зажигания, $\theta_{оп.заж.} = 35-40$ °ПКВ – боль-

шем, чем на бензине. Однако, при этом ухудшаются пусковые качества двигателя. Поэтому, при переводе ДВС с бензина на природный газ, часто $\theta_{оп.зж.}$ оставляют тем же, что и на бензине. Исследования [3] показали, что компромиссным решением может быть применение более энергоемких систем зажигания или реализация форкамерно-факельного рабочего цикла.



2.4. Рекомендации по изменению конструктивных и регулировочных параметров в ДВС при замене бензина биогазом

2.4.1. ДВС традиционной конструкции

- Дооборудование ДВС газовой аппаратурой;
- Уменьшение толщины уплотнительной прокладки между головкой и блоком цилиндров;
- Создание локальных турбулизаторов в КС;
- Замена системы зажигания более энергоемкой;
- Изменение $\theta_{оп.зж.}$;
- Реализация способов облегчения пуска ДВС.

2.4.2. ДВС специализированный под биогаз

- Уменьшение объема КС до $\varepsilon = 13^{+1}$ единиц;

- Оптимизация формы КС;
- Применение системы питания биогазом, обеспечивающей расслоение заряда;
- Оптимизация формы канала в головке цилиндров;
- Оптимизация $\theta_{оп.зж.}$ и применение многоступенчатого зажигания;
- Применение энергоемкой системы зажигания или факельного факельного зажигания;

Заключение

1 Анализ свойств биогаза показал возможность и целесообразность использования его как альтернативного моторного топлива в ДВС.

2 Результаты анализа позволили не только установить особенности рабочего цикла ДВС на биогазе и сформулировать условия для обеспечения его наиболее эффективного применения.

3 Сформулированы требования к различным ДВС, работающим на биогазе, и конструктивные изменения в них для обеспечения наиболее эффективной работы.

Список литературы:

1. Биогаз – ресурс возобновлений энергии /Автомобильная газомоторная ассоциация. Информационный бюллетень №2, 2002.
2. Устименко В.С., Ковалев С.О., Бейко О.А. Перспективи і проблеми розширення використання біопалив автомобільним транспортом України “Автошляховик України”, №2, 2003.
3. Тимченко И.И., Рамадан Д. К применению биогаза как моторного топлива для автомобилей. Вестник ХГАДТУ, вып. 5, Харьков 1997. – С. 23-26.

УДК 621.436

Н.А. Крестлинг, канд. техн. наук, В.В. Попов, инж.

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЕПЛОТЫ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ И ОХЛАЖДАЮЩЕЙ ВОДЫ ДИЗЕЛЯ 6ЧСП15/18

Введение

На судах портового флота, в том числе и Керченского порта энергетические установки в основном отечественного производства с двигателями: 6Д30/50, 6ЧНСП18/22, Д6, Д12 и др. Как правило, энергетические установки судов портового флота не имеют систем утилизации.

В связи с тем, что запасы органического топлива на Украине ограничены, последняя вынуждена покупать его за рубежом.

Интерес представляют работы по дооборудованию энергетических установок на судах портового флота системами утилизации, т.к. сбросная теплота здесь составляет 60% и более от подведенной с топливом теплоты.

1. Формулирование проблемы

Основной целью исследования является изыскание путей улучшения теплоиспользования в энергетических установках судов портового флота. Предусматривается решение следующих задач:

1. Оценить резервы более полного теплоиспользования энергетических установок судов портового флота за счет утилизации сбросной теплоты.

2. Выполнить сравнительный анализ эффективности возможных систем утилизации сбросной теплоты судовых дизелей в зависимости от сложности самой системы утилизации и возможности ее реализации.

2. Решение проблемы.

На рис. 1 и 2 показаны системы: двигатель внутреннего сгорания и автономный вспомогательный котел, а также двигатель внутреннего сгорания и встроенный вспомогательный котел. Энергетическая установка в первом случае имеет замкнутую систему охлаждения дизеля, во втором случае – ра-

зомкнутую.

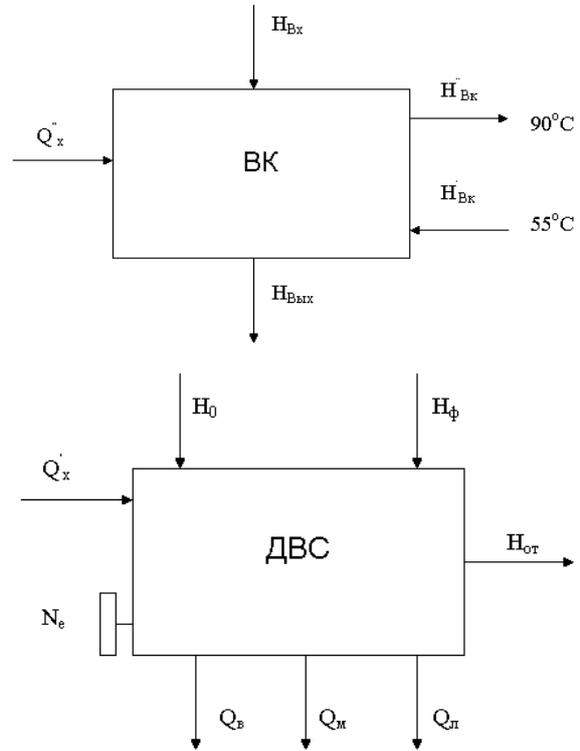


Рис. 1. Система с эквивалентным вспомогательным котлом (первый вариант)

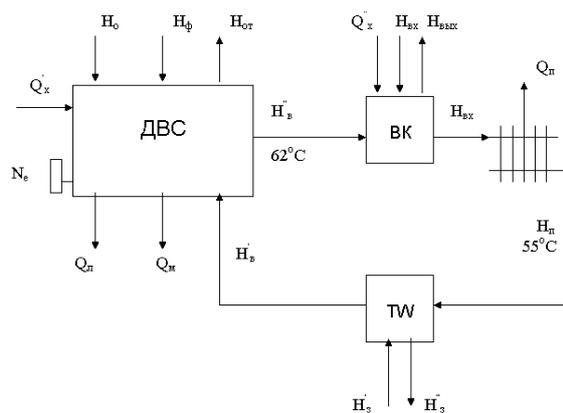


Рис. 2. Схема энергетической установки ДВС + ВК (второй вариант)

В первом случае во вспомогательный котел подается количество воды G_B , равное количеству воды

в системе охлаждения дизеля, при температуре 55°C, а потребителю вода после вспомогательного котла подается нагретая до 90°C.

Во втором случае во вспомогательный котел заходит вода после дизеля с температурой 62°C, а после вспомогательного котла к потребителю идет горячая вода при тех же 90°C.

Так как количество горячей воды, идущей к потребителю одинаково, то одинаково и количество теплоты, отдаваемой потребителю $Q_n = const$ в обоих случаях. Если на рис. 2 показана система, позволяющая утилизировать теплоту охлаждающей воды Q_B , в комплексе система на рис. 1 играет роль системы с эквивалентным вспомогательным котлом.

В таблице 1 приведены основные показатели сравниваемых систем.

Таблица 1. Основные показатели энергетических систем.

Показатели	I	II
Количество тепла, отдаваемого потребителю Q_{II} , кВт	1725.3	1725.3
Секундный расход топлива по вспомогательному котлу B_c'' , кг/с	0.04624	0.03699
Количество теплоты, отдаваемое воде во вспомогательном котле Q_W , кВт	1725.3	1380.24
Эксергия теплоты, отдаваемой потребителю E_{Qn} , кВт	210.93	210.93
Эксергетический КПД энергетической установки η_{ex}	0.1978	0.2169
Удельный расход топлива на единицу полезной эксергии g_{ex} , г/кВт.ч	434.3	396.1
Разница в часовом расходе топлива по вспомогательному котлу $\Delta B_r''$, кг/ч	-	33.29
Разница в удельном расходе топлива Δg_{ex} , г/кВт.ч	-	38.2

В связи с тем, что $Q_n = const$ и во вспомогательный котел во втором случае (II) подводится из дизеля более горячая вода вспомогательный котел сжи-

гает меньше топлива (0.037 кг/с против 0.0462 кг/с по автономному вспомогательному котлу) меньше и количество теплоты, воспринимаемой водой Q_w .

Потребитель в обоих случаях получает одинаковое количество энергии теплоты Q_n , равное 210.93 кВт.

Поэтому разница в эксергетическом КПД энергетических установок зависит только от эксергии топлива, подаваемого во вспомогательный котел [1]:

$$\eta_{ex} = \frac{N_e + E_{Qn}}{E'_{mon} + E''_{mon}} \quad (1)$$

где: E'_{mon}, E''_{mon} - соответственно эксергия топлива, подаваемого в дизель и вспомогательный котел.

Во втором случае эксергетический КПД энергетической установки выше, удельный расход топлива на единицу полезной эксергии меньше, а экономии топлива достигает:

$$\Delta g_{ex} = 38.2 \text{ г/кВт.ч.}$$

В силовой установке с эквивалентным вспомогательным котлом дополнительный часовой расход по вспомогательному котлу составляет $B_{r0}'' = 166.45$ кг/ч, а по схеме на рис. 2 $B_r'' = 133.16$ кг/ч.

Так вот в обоих случаях $N_e + E_{Qn} = const$, то:

$$\Delta g_{ex} = \frac{B_{r0}'' - B_r''}{N_e + E_{Qn}} = \frac{166.45 - 133.16}{660 + 210.93} = 0.0382 \frac{\text{кг}}{\text{кВт.ч}} \quad (2)$$

т.е. экономия в удельном расходе топлива достигается только за счет уменьшения подачи топлива во встроенном вспомогательном котле рис. 2.

На рис. 3. показана энергетическая установка со встроенными в разомкнутую систему охлаждения дизеля 6ЧСП15/18 утилизационным и вспомогательным котлами.

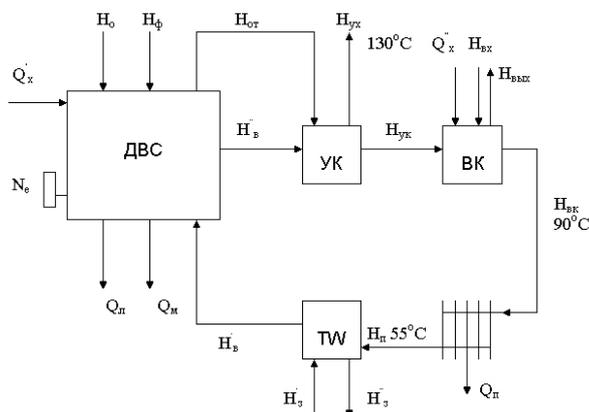


Рис. 3. Схема энергетической установки ДВС + УК + ВК. (третий вариант)

В таблице 2 приведены основные показатели рассмотренных энергетических установок.

При этом видно, что включение утилизационного котла с $t_{yx} = 230^{\circ}\text{C}$ позволяет уменьшить подачу топлива в вспомогательный котел при том же $Q_{п}$ – тепле, отдаваемом потребителю.

Таблица 2. Основные показатели энергетических систем.

Обозначения	I	II	III
$Q_{п}$, кВт	1725.3	1725.3	1725.3
$V_{с}$, кг/с	0.04624	0.03699	0.02908
Q_{w} , кВт	1725.3	1380.24	1218.3
$E_{Q_{п}}$, кВт	210.93	210.93	210.93

Продолжение табл. 2.

η_{ex}	0.1978	0.2169	0.2364
g_{ex} , г/кВт.ч	434.3	396.1	363.4
B_r'' , кг/ч	166.45	133.16	104.68
ΔB_r , кг/ч	-	33.29	61.77
Δg_{ex} , г/кВт.ч	-	38.2	70.89

Частичное вытеснение вспомогательного котла приводит к увеличению эксергетического КПД энергетической установки: эффективность установки повышается. Экономия топлива при этом уже достигает 70.9 г/кВт.ч по сравнению с эталонным вспомогательным котлом.

Заключение

Проведенные исследования показывают, что утилизационный котел замещает существующий на судне вспомогательный котел и это является термодинамически и экономически оправданным.

Список литературы:

1. Вторичные энергоресурсы и энерготехнологическое комбинирование в промышленности / Л.И. Кумерман, С.А. Романовский, Л.Н. Сидельковский. // К.: Вища школа, 1986.

УДК 621.43.013.4, 53.082.534

А.В. Еськов, инж., А.Е. Свистула, канд. техн. наук

СТЕНД ОЦЕНКИ КАЧЕСТВА ТОПЛИВНЫХ РАСПЫЛИТЕЛЕЙ НА ОСНОВЕ ТЕХНОЛОГИИ ОПТИЧЕСКОГО КОНТРОЛЯ

Введение

Смесеобразование является одной из центральных проблем совершенствования рабочих процессов, происходящих в двигателе внутреннего сгорания. Смесеобразование, воспламенение и последующее сгорание определяют экономичность рабочего про-

цесса, скорость нарастания давления при сгорании, максимальное давление, дымность и токсичность выпускных газов, а также пусковые свойства дизеля.

В промышленном изготовлении топливных и других распылителей небольшие отклонения от паспортных размеров составляющих деталей, узлов как

следствие приводят к ухудшению качества распыливания. При визуальном наблюдении впрыскиваемое топливо должно быть туманообразным, без сплошных струек и легко различимых местных сгущений. Процесс распыливания-смесеобразования в камере сгорания двигателя занимает менее 6 мс и различить местные неоднородности в топливовоздушном потоке без специальных приборов практически невозможно, что обуславливает создание быстродействующих устройств диагностики качества распыливания.

1. Формулирование проблемы

Представляет значительный научный и практический интерес создание метода и устройств контрольно-измерительной аппаратуры, позволяющих при проведении эксперимента регистрировать с требуемым пространственно-временным разрешением в реальном масштабе времени геометрические характеристики нестационарного топливо-воздушного потока: корневые углы топливных факелов, их длину, наличие местных сгущений и струек.

2. Решение проблемы

В процессе работы проводились исследования отдельных составляющих блока синхронизации (оптодатчиков, тензодатчиков, усилителей сигналов) у топливных стендов MOTOR PAL, MIRKEZ и ДД-1-03.

В результате исследования выявлена необходимость в создании опытного образца блока синхронизации работы фотокамеры и топливного стенда на основе разработанной технической документации и программы для микро-ЭВМ.

Основные конструктивные и технико-эксплуатационные показатели блока синхронизации: диапазон изменения временной задержки 0 - 500мс; Дискретность изменения временной задержки - 10мкс; диапазон изменений величины паузы 0 - 5 с; дискретность изменения паузы 100мс.

Блок синхронизации призван обеспечивать выработку синхроимпульса старта съемки кадра развития топливных потоков от распылителя (рисунок 1). Топливный стенд 1 вращает вал топливного насоса 2, на котором укреплен оптический датчик вращения 3. Начальный импульс вырабатывается либо тензометрическим датчиком давления топлива в трубопроводе 4, подводящим топливо к форсунке 5, либо оптическим датчиком 3 вращения вала топливного насоса 2 по выбору оператора. От начального импульса начинается отсчет времени до запуска фотокамеры 6 и управления вспышкой света 7 в блоке синхронизации 8. По окончании процесса съемки изображения информация передается в управляющую ЭВМ 9 [1].

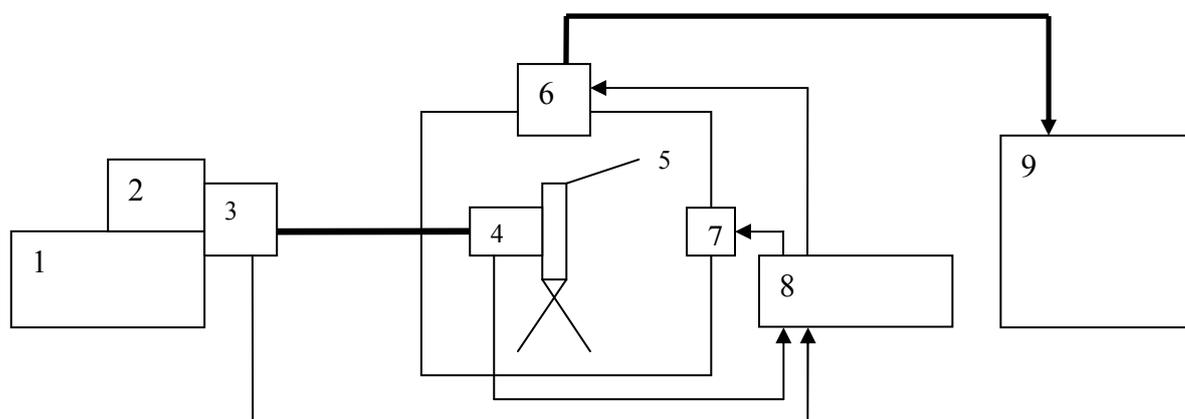


Рис. 1. Схема работы стенда оптической регистрации.

В управляющей ЭВМ 9 по специально разработанной программе будут определяться характеристики распыления топлива распылителем, по которым будут сортироваться распылители на классы соответствия эксплуатационным параметрам.

В составе блока имеется группа разъемов для подключения кабелей входных сигналов. В процессе работы блок анализирует состояние входных сигналов и при возникновении на каком либо из входов значимого события, на выходных сигналах формируются одинаковые выходные импульсы, задержанные относительно момента детектирования выше указанного значимого события, выдаю-

щиеся на группу выходных разъемов. Временная циклограмма работы указана на рисунке 2. В блоке оператором устанавливаются времена задержки синхроимпульсов камеры T_k , вспышки стробоскопа T_v , и задержки для зарядки конденсаторов вспышки стробоскопа T_z . Время задержки выходных импульсов регулируется с определенным шагом 10 мкс и оперативно задается пользователем. Задание задержки сохраняется при отключении питания.

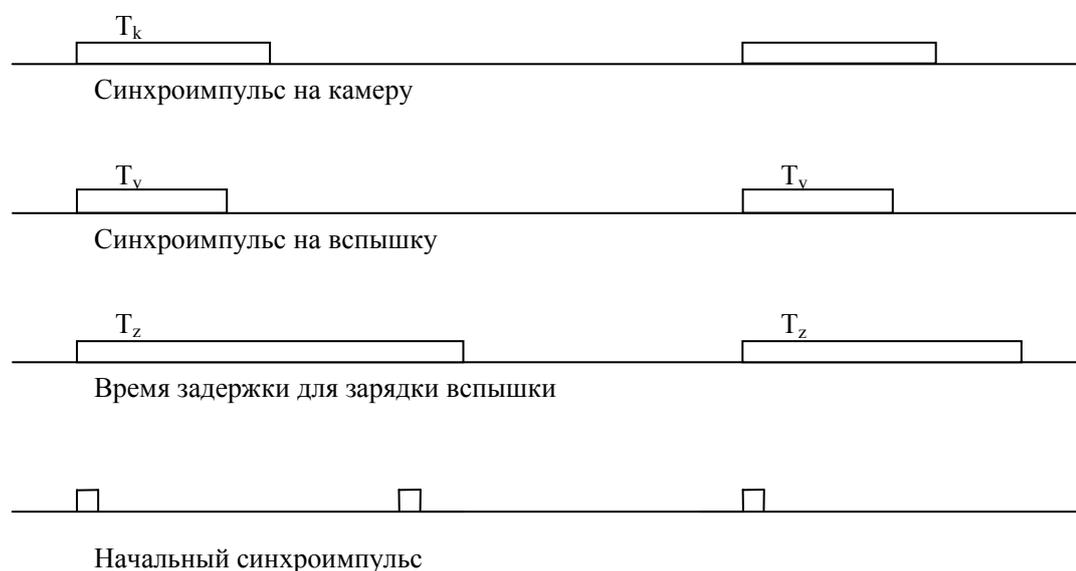


Рис. 2. Временная циклограмма работы блока синхронизации.

На группу входных разъемов подаются цифровые и аналоговые сигналы:

1. Вход сигналов ТТЛ-уровня - прямой и инверсный. В случае подачи прямого сигнала значимым событием считается перепад из "0" в "1", в случае инверсного из "1" в "0".

2. В составе цепей сигнала фотодиода должен присутствовать компаратор на один из входов которого подаётся регулируемое опорное напряжение, а на другой сигнал с фотодиода. Значимым событием считается достижение величины сигнала фотодиода - величины заданного опорного напряжения. Должна быть предусмотрена возможность инверсии сигнала фотодиода и выдача опорного сигнала на внешний разъем, для контроля.

3. Тензодатчик включается по полумостовой или иной схеме включения. Значимым событием считается достижение величины сигнала тензодатчика - величины заданного опорного напряжения. Должна быть предусмотрена возможность выдачи опорного сигнала на внешний разъем, для контроля.

В связи с тем что блок должен обеспечивать работу в связке со световым стробоскопом, у которого время заряда разрядных конденсаторов ограничено. После первой выдачи выходных импульсов блок должен выдерживать паузу T_z , позволяющую зарядиться конденсаторам стробоскопа. На протяжении паузы значимые события на входах игнорируются. Величина паузы регулируется с определённым шагом и оперативно задаётся пользователем.

В блоке осуществляется измерение и индикация частоты входных синхроимпульсов. Отображение частоты осуществляется в Гц или в мин^{-1} . Вид отображения задаётся пользователем.

Разрабатываемый блок синхронизации работает на базе микроконтроллера ATmega 8535-16J1, который в свою очередь, работает по заранее разработанной программе.

Основной блок-схемой работы программы является схема ядра программы. Здесь происходит работа основного цикла с набором всех необходимых процедур инициализации параметров их работы с помощью 9 клавиш настройки и отображения параметров установки на LCD - дисплее.

Следующая блок-схема поясняет работу подпрограммы обработки прерываний по перепаду входного сигнала и работы счетчиков задержки и определения частоты входных синхроимпульсов. Здесь же проверяется корректность установки входных параметров пользователем. Последняя блок-схема поясняет работу обработчика системных прерываний по приходу внешнего синхроимпульса на установленный вход.

Испытывая макет разработанного блока синхронизации, на экспериментальном стенде был получен снимок распыления топлива (рис. 3). Снимок сделан с использованием высокоскоростной системы регистрации и ввода изображения в ЭВМ фирмы «Видеоскан» VS-SST-285 [2]. Время экспозиции 39 мкс, время задержки синхроимпульса от датчика давления – 300 мкс, вспышка сработала одновременно с началом накопления.

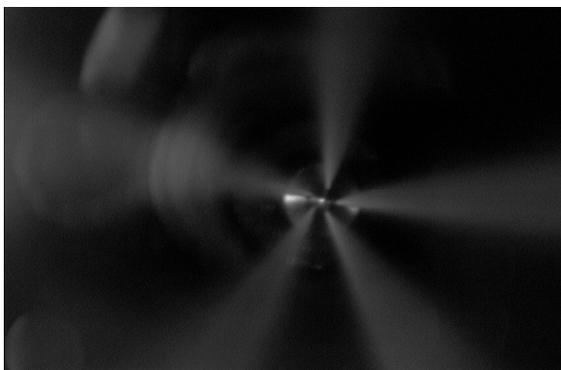


Рис. 3. Экспериментальный кадр процесса распыления топлива, выполненный со временем экспозиции 39 мкс, время задержки синхроимпульса от датчика давления – 300 мкс.

Заключение

Подобные фотоснимки в дальнейшем планируется обрабатывать на предмет определения площадей оптических яркостей, углов распыла струй и др. с целью сравнения распылителей между собой и эталонным распылителем [3]. Получая уже количественные характеристики качества распыления топлива, становится возможным диагностировать распылители на стенде в процессе их массового производства.

Список литературы:

1. Евстигнеев В.В., Еськов А.В., Клочков А.В. Скоростная регистрация изображения процесса распыления жидкости // Природные и интеллектуальные ресурсы Сибири (СИБРЕСУРС-11-2005) : доклады 11-й межд.

научно-практ. конф. Барнаул 26-28 сент. 2005г./Отв. ред. В.Н. Масленников. – Томск: изд-во Том. ун-та, 2005.- 363с. С. 123-126. 2. www.videoscan.ru – сайт фирмы «Видеоскан». 3. A. Eskov, A. Svistula, A. Dolmatov Parameters of fuel jet extraction in video Transport, 2005, Vol. XX, №2. – 87 p. 62-65 pp. Research Journal of Vilnius Gediminas Technical University and Lithuanian Academy of Sciences.

ДВИГУНИ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ
Всеукраїнський науково-технічний журнал

Відповідальний за випуск І.В.Рикова

Підп. до друку 1.09.2006 Формат 60×90 1/8. Папір офсетний.
Гарнітура Times. Riso-друк. Ум. друк. арк. 10, 5. Обл.-вид. арк. 10,75.
Наклад 300 прим. Зам. № _____. Ціна договірна.