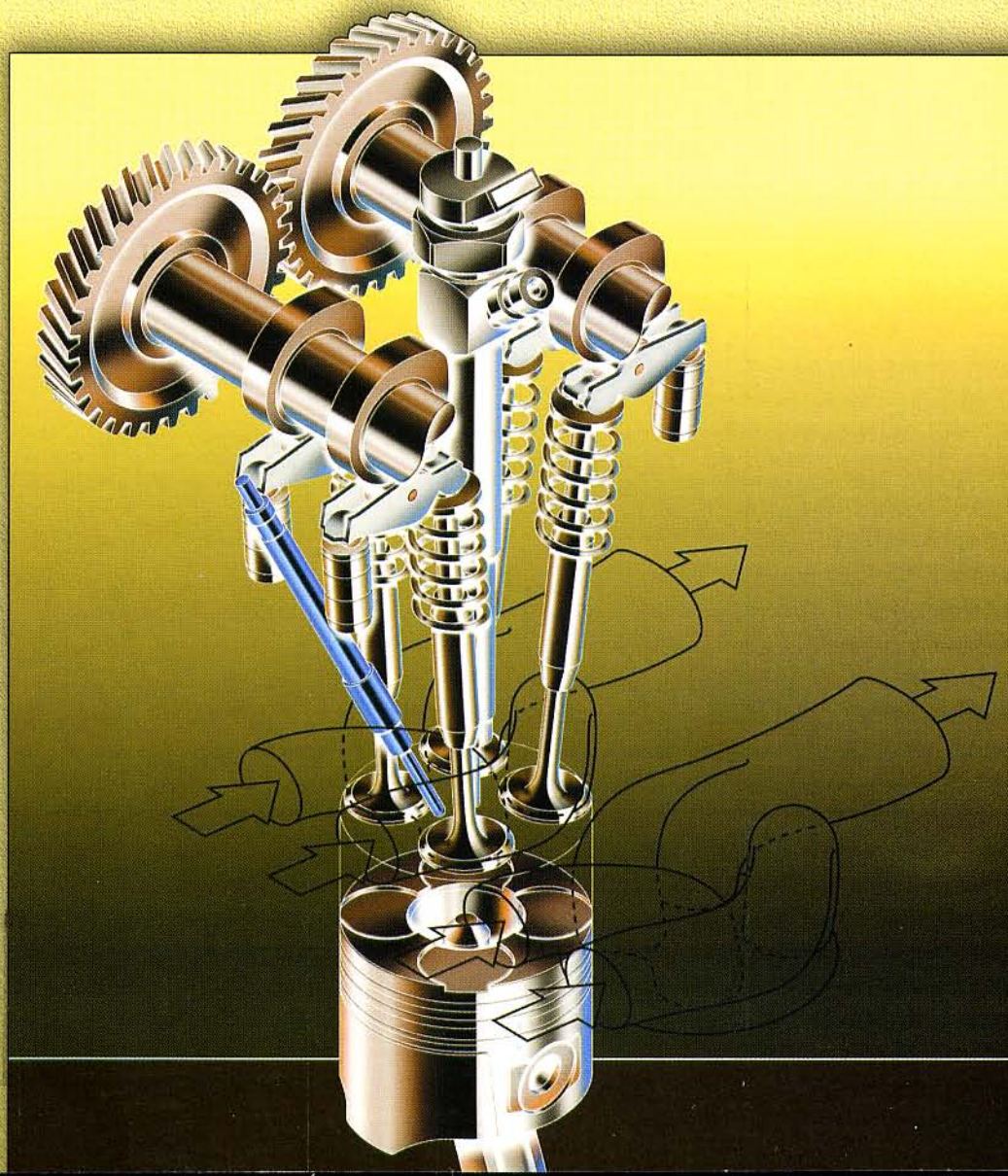


# Двигатели Внутреннего Сгорания

1'2009

*Всеукраинский  
научно-технический журнал*



# ДВС ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Всеукраинский научно-технический журнал

1'2009

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

Госиздание

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

## РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

### Главный редактор

А.П. Марченко, *д. т. н., проф.*

### Заместители главного редактора

С.В. Епифанов, *д. т. н., проф.*

И.В. Парсаданов, *д. т. н., проф.*

### Ответственный секретарь

И.В. Рыкова, *к. т. н.*

С.А. Алехин, *к.т.н.*

У.А. Абдулгазис, *д. т. н., проф.*

Ф.И. Абрамчук, *д. т. н., проф.*

А.В. Белогуб, *к. т. н., доц.*

Д.О. Волонцевич, *д. 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.А. Ерощенко, *д. т. н., проф.*

А.И. Крайнюк, *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.*

А.П. Строков, *д. т. н., проф.*

Б.Г. Тимошевський, *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, В.А. Петросянц, А.А. Прохоренко,*

*Д.Е. Самойленко, Д.В. Мешков*

Оценка эффективности различных способов внутреннего регулирования турбины ТКР автотракторного дизеля ..... 3  
*И.В. Рыкова*

XIII міжнародний конгрес двигунобудівників ..... 3

*П.М. Канило И.В. Парсаданов*

Анализ эффективности использования альтернативных топлив в двигателях внутреннего сгорания ..... 8  
*С.А. Сериков, А.А. Дзюбенко*

Идентификация математической модели двигателя внутреннего сгорания с использованием системы нечеткого вывода. . . 14

### РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ ДВС

*Е.Н. Сериков, С.Ю. Белик, В.Г. Дьяченко*

Метод оценки индикаторных показателей двигателей внутреннего сгорания ..... 19

*А.В. Грицюк, И.В. Парсаданов*

Выбор формы камеры сгорания для высокооборотного малолитражного дизеля. .... 24

*В.И. Пелепейченко, А.О. Каграманян*

Показники теоретичного циклу ДВЗ з «хімічним» наддувом. . . 28

*С.А. Ерощенко, В.А. Корогодский, О.В. Василенко*

Определение теплофизических свойств рабочего тела на такте сжатия для двухтактного двигателя. .... 35

*В.Г. Солодов, А.А. Хандримайлов*

Численная модель сжимаемого вязкого турбулентного течения во впускных каналах и цилиндрах поршневых двигателей.

Часть I. Численный метод. .... 37

*Е.П. Воропаев*

Выбор рациональных параметров газоздушного тракта авиационного поршневого двигателя. .... 42

### КОНСТРУКЦИЯ ДВС

*А.П. Марченко, В.А. Пылев, В.В. Шпаковский, В.В. Пылев*

Особенности математического моделирования температурной волны в поршне двигателя внутреннего сгорания. .... 48

*Ю.Л. Мошенцев, Д.С. Минчев, А.Ф. Вуль*

Выбор параметров самодействующих клапанов поршневого компрессора, интегрированного в систему наддува бесшатунного дизельного двигателя ..... 53

## АДРЕС РЕДКОЛЛЕГИИ

61002, г. Харьков, ул. Фрунзе, 21

НТУ «ХПИ», кафедра ДВС

Тел. (057)707-68-48, 707-60-89

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

dvs@kpi.kharkov.ua

<i>С.И. Тырловой</i>	
<b>Амплитудно-фазовые характеристики регуляторов высокооборотных автомобильных дизелей.</b> . . . . .	57
<i>К.В. Аврамов</i>	
<b>Численное моделирование автоколебаний роторов в подшипниках скольжения.</b> . . . . .	62
<i>А.И. Крайнюк, С.В. Алексеев, С.А. Столяров</i>	
<b>Двухступенчатый компрессор каскадного обмена давлением.</b> . . . . .	67
<i>В.А. Жуков, Е.Н. Николенко</i>	
<b>Расчетно-экспериментальные исследования гидравлического сопротивления в полостях охлаждения ДВС.</b> . . . . .	71
<i>А.Н. Врублевский</i>	
<b>Исследование влияния утечек топлива в электрогидравлической форсунке на параметры впрыскивания.</b> . . . . .	75
<i>М.І. Міщенко, В.Л. Супрун, В.С. Шляхов</i>	
<b>Розрахунково-експериментальні дослідження механізму зміни ступеня стиску для бензинового чотиритактного двигуна</b> . . . . .	80

### ЭКОЛОГИЗАЦИЯ ДВС

<i>Б.Г.Тимошевский, М.Р.Ткач</i>	
<b>Моторные свойства альтернативных топлив, полученных из отходов полимеров.</b> . . . . .	83
<i>Н.А. Иващенко, Л.В. Грехов, А.А. Жердев</i>	
<b>Технология питания автомобильного дизеля смесями с использованием диметилового эфира</b> . . . . .	89
<i>А.П. Поливянчук, И.В. Парсаданов, И.В. Рыкова</i>	
<b>Определение и анализ уровней выбросов твердых частиц с отработавшими газами автомобильного дизеля на неустановившихся режимах работы.</b> . . . . .	92

### ТЕХНОЛОГИЯ ПРОИЗВОДСТВА ДВС

<i>С.А. Кравченко, В.Г. Гончаров</i>	
<b>Повышение надёжности деталей двигателей методом дискретного упрочнения.</b> . . . . .	97

### ЭКСПЛУАТАЦИЯ ДВС

<i>О.В. Білогуб, В.Т. Турчин, В.О. Пильов, М.В. Прокопенко, С.М. Бакланов, С.В. Силенок</i>	
<b>Розробка економічної моделі експлуатації тракторного дизеля в системі прогнозування ресурсної міцності деталей камери згоряння.</b> . . . . .	100
<i>А.Г. Крушедольський, Е.В. Гришина</i>	
<b>Корректировка тепловозной характеристики форсированного дизеля магистрального тепловоза.</b> . . . . .	103
<i>А.Е. Свистула, Д.Д. Матиевский</i>	
<b>Влияние утечек в прецизионных сопряжениях топливной аппаратуры дизеля на индикаторный КПД.</b> . . . . .	106
<i>В.В. Шпаковский</i>	
<b>Изменение скоростных характеристик дизелей маневровых тепловозов в процессе длительной эксплуатации.</b> . . . . .	110
<i>А.Н. Пойда, Е.Ю. Зенкин</i>	
<b>Анализ технического состояния топливной аппаратуры на основе колебаний давления топлива в гидроаккумуляторе.</b> . . . . .	112

### ИСПЫТАНИЯ ДВС

<i>В.Н. Бганцев, В.П. Мараховский, С.П. Хожашин</i>	
<b>Результаты испытаний дизеля на смесях дизельного топлива и биодобавки из побочных продуктов масложирового и спиртового производств.</b> . . . . .	119
<i>В.М. Горбов, В.С. Митенкова</i>	
<b>Комплексний критерій ефективності застосування альтернативних палив в СЕУ</b> . . . . .	123

### ГИПОТЕЗЫ, ПРЕДЛОЖЕНИЯ

<i>Е.В. Белоусов</i>	
<b>Исследование температурных характеристик оптоволоконных датчиков для индицирования рабочего процесса двигателей внутреннего сгорания.</b> . . . . .	128
<b>РЕФЕРАТЫ ОПУБЛИКОВАННЫХ СТАТЕЙ.</b> . . . . .	131

Двигатели внутреннего сгорания // Научно-технический журнал. Харьков: НТУ "ХПИ". – 2009. – №1. – 144 с.

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

Издается по решению Ученого совета НТУ "ХПИ" протокол № 9 от 24.07.2009 г.

© Национальный технический университет "Харьковский Политехнический Институт", 2009.

УДК 621.43.052

*А.П. Марченко, д-р техн. наук, В.А. Петросянц, канд. техн. наук,  
А.А. Прохоренко, канд. техн. наук, Д.Е. Самойленко, канд. техн. наук  
Д.В. Мешков, инж.*

## ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ РАЗЛИЧНЫХ СПОСОБОВ ВНУТРЕННЕГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ТУРБИНЫ ТКР АВТОТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ

### Постановка проблемы

Известно, что работа транспортного двигателя характеризуется большим количеством переходных и долевых режимов работы. При этом, у ДВС со свободным турбокомпрессором характеристики поршневого двигателя и лопаточных машин согласованы в узком диапазоне расчетных режимов (например, номинальной мощности либо максимального крутящего момента), доля которых в эксплуатации не превышает 15%. Изменение режима работы двигателя приводит к рассогласованию характеристик поршневого ДВС и свободного ТКР, что влечет за собой ухудшение показателей токсичности, снижение экономичности и приемистости силовой установки. Теория и

практика свидетельствуют о том, что регулирование поршневой части и системы турбонадува позволяет значительно улучшить технико-экономические характеристики двигателя во всем диапазоне эксплуатационных режимов его работы [1].

В настоящее время среди систем регулирования турбонадува наибольшее распространение получили комбинированные схемы, включающие турбокомпрессор и вспомогательный агрегат, а также различные методы внешнего и внутреннего регулирования ТКР. При этом известно, что системы внутреннего регулирования турбины постепенно вытесняют конструкции турбокомпрессоров с перепуском газа в обход турбины.

*І.В. Рикова, канд. техн. наук*

## ХІІІ МІЖНАРОДНИЙ КОНГРЕС ДВИГУНОБУДІВНИКІВ

Тринадцятий Міжнародний Конгрес двигунобудівників відбувся з 14 по 19 вересня 2008 року за традицією на базі спортивно-оздоровчого табору «Ікар» Національного аерокосмічного університету ім. Н.Е. Жуковського «ХАІ».

Учасниками конгресу стали 205 представників 62 організацій з Харкова, Запоріжжя, Києва, Миколаєва, Луганська, Донецька, Дніпропетровська, Одеси, Херсона, Москви, С.-Петербурга, Самари, Казані, Пермі, Рибінська, Уфи, Тугасво, Алмати. В 7 секціях конгресу було представлено 282 доповіді.

На секції «Поршневі двигуни внутрішнього згорання» було заслухано 36 доповідей, основна увага в яких була приділена поліпшенню паливної економічності, зниженню шкідливих викидів з відпрацьованими газами, використанню альтернативних енергоносіїв, удосконаленню систем двигунів і підвищенню їхньої надійності.

Особливий інтерес на секції викликали доповіді авторів з Національного університету кораблебудування ім. адмірала Макарова Н.І. Радченко, О.А. Сироти, А.Н. Радченко, А.А. Андрєєва, присвячені тепловикористовуючим системам охолодження повітря судових малооборотних дизелів, Крайнюка О.І., Крайнюка А.О., Брянцева М.А., Кашуби В.І. зі Східноукраїнського національного університету про можливість підвищення ефективності повітряних холо-

дильних установок і розробці математичної моделі режимів спільної роботи складених агрегатів газової холодильної машини з каскадним обмінником тиску, Марченка А.П., Турчина В.Т., Пильова В.О., Шпаковського В.В. з Національного технічного університету «ХПІ», присвячені проблемі прогнозування ресурсу поршнів швидкохідних форсованих дизелів.

Уперше в роботі секції була апробована практика представлення основних результатів дисертаційних досліджень на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук. Заступник генерального конструктора по науково-дослідній роботі КП «ХКБД» Грицюк О.В. виступив з доповіддю «Науково-технічні основи розробки малолітражного дизеля з високими паливно-екологічними показниками», доцент Східноукраїнського національного університету Полив'янчук А.П. представив доповідь «Наукові основи підвищення ефективності визначення викидів твердих часток з відпрацьованими газами дизелів», завідувач кафедри ливарного виробництва Національного технічного університету «ХПІ» Акімов О.В. зробив доповідь «Наукові основи й методи комп'ютерно-інтегрованого ресурсного проектування литих блоків-картерів ДВЗ». Така практика сприяє широкому ознайомленню наукової громадськості з результатами дисертаційних досліджень і одержала схвалення в учасників Конгресу.

Можно выделить два конкурирующих способа управления потоком газа через турбину: сопловое регулирование в конструкциях турбин с сопловым аппаратом и регулирование в конструкциях ТКР с безлопаточными направляющими аппаратами - за счет изменения площади эффективного проходного сечения улитки турбины. Эффективность соплового регулирования и его влияние на показатели рабочего процесса достаточно изучены, однако основным недостатком этого метода является высокая стоимость таких ТКР, которая обусловлена наличием сложного и малонадежного механизма поворота сопловых лопаток. Регулирование же в ТКР с безлопаточным направляющим аппаратом (БНА) является конструктивно более простым, менее дорогим, а значит и более надежным в сравнении с сопловым регулированием ТКР.

#### Обзор последних исследований, объект моделирования

В работах [2-5] представлены результаты расчетного моделирования совместной работы двигателя с различными типами регулирования турбин ТКР. Данные расчетного моделирования позволяют оценить возможность улучшения показателей дизеля при работе по внешней характеристике и сравнить эффективность 2-х способов регулирования турбонаддува: традиционного – соплового и нового – путем изменения площади проходного сечения конца разгонного участка БНА улитки турбины. При сравнении целесообразно применить методику, описанную в источнике [2], которая предполагала сравнение по 2-м параметрам: исходя из максимально достижимой глубины регулирования и по углу наклона кривой, описывающей алгоритм регулирования турбины ТКР. Указанная методика является универсальной и может быть использована для оценки эффективности любых способов внутреннего (качественного) регулирования турбины ТКР.

Объект моделирования и результаты расчетных исследований по влиянию соплового регулирования на показатели рабочего процесса дизеля СМД-23 типа 4ЧН 12/14 при его работе по внешней характеристике описаны в источниках [2,3], а результаты расчетного моделирования этого же дизеля, но с регулированием БНА в трудах [2,5]. В указанных источниках приведен и порядок проведения расчетных исследований.

#### Цели и задачи исследования

Цель исследования – сравнительная оценка эффективности соплового регулирования и регулирования турбины ТКР с БНА при работе дизеля по внешней скоростной характеристике.

Задачи исследования:

1. Провести сравнительную оценку эффективности традиционного (соплового) и нового способа регулирования (регулирование турбины ТКР с БНА) на основании изменения показателей дизеля в зависимости от глубины регулирования.

2. Провести сравнительную оценку эффективности указанных способов регулирования исходя из угла наклона кривой, описывающей алгоритм регулирования.

Для проведения сравнения по первому фактору выбраны режим с  $Ne = 55$  кВт и  $n = 1000$  мин<sup>-1</sup> и режим максимального крутящего момента. Номинальный режим при этом не учитывался. Для корректного сравнения изменение показателей отслеживается в зависимости от величины  $F_{np}$  – приведенного расхода, который характеризует глубину регулирования. При сопловом регулировании  $F_{np}$ , %:

$$F_{np} = \frac{F_{C_{сеп}} - F_{C_{рег}}}{F_{C_{сеп}}} \cdot 100, \quad (1)$$

где  $F_{C_{сеп}}$  – суммарное проходное сечение серийного соплового аппарата, мм<sup>2</sup>,  $F_{C_{рег}}$  – суммарное проходное сечение соплового аппарата в процессе регулирования, мм<sup>2</sup>.

Аналогично определяется величина  $F_{np}$  при регулировании БНА:

$$F_{np} = \frac{F_{БНА_{сеп}} - F_{БНА_{рег}}}{F_{БНА_{сеп}}} \cdot 100, \quad (2)$$

где  $F_{БНА_{сеп}}$  – серийное проходное сечение конца разгонного участка БНА, мм<sup>2</sup>,  $F_{БНА_{рег}}$  – проходное сечение конца разгонного участка БНА регулируемого ТКР, мм<sup>2</sup>.

Максимально достижимая (с точки зрения возможности совместной работы двигателя СМД – 23 и ТКР) глубина регулирования для ТКР с БНА на режиме с  $Ne = 55$  кВт и  $n = 1000$  мин<sup>-1</sup> составила: – 43%, на режима максимального момента – 24%. При сопловом регулировании турбонаддува на режиме с  $Ne = 55$  кВт и  $n = 1000$  мин<sup>-1</sup> максимальное значение  $F_{np}$  – 42%, на режиме максимального момента – 22%. Такие близкие значения максимальной пропус-

скной способности позволяют сделать достаточно точную оценку эффективности традиционного и нового метода регулирования ТКР.

Оценка эффективности рассматриваемых методов регулирования по углу наклона кривой, описывающей алгоритм регулирования предполагает, сравнение угла наклона кривой алгоритма регулирования в координатах: площадь сечения (суммарного соплового аппарата, либо конца разгонного участка БНА) - частота вращения коленчатого вала дизеля. При этом более эффективным считается тот метод, у которого угол наклона кривой алгоритма регулирования меньше, а значит чувствительность к регулированию выше.

### Результаты исследования

*Сравнение исходя из глубины регулирования турбины ТКР*

Влияние соплового регулирования ТКР и регулирования в ТКР с БНА на основные показатели рабочего процесса дизеля 4 ЧН 12/14 (СМД-23) при различных значениях глубины регулирования показано на рис. 1, 2.

На режиме работы ДВС с  $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$ , исходя из рис. 1, 2 видно, что при малой глубине регулирования параметры двигателя с регулируемой турбиной ТКР с БНА значительно лучше, чем при сопловом регулировании турбонаддува. Так, у турбины с серийным сечением БНА из-за более высокого КПД турбины (на 3%) и, как следствие КПД ТКР, удается достичь более высоких значений  $\alpha$ , и индикаторного КПД  $\eta_i$ . Насосных потери, характеризуемые отношением  $p_k/p_r$ , при этом также уменьшаются. Эти факторы в совокупности приводят к улучшению экономичности двигателя на рассматриваемом режиме. Так, в сравнении с сопловым регулированием ТКР экономичность двигателя улучшилась на 12 г/кВт·ч.

С увеличением  $F_{np}$  эффективность обоих способов регулирования становится практически одинаковой, и при достижении максимальной глубины регулирования показатели дизеля с сопловым регулированием наддува несколько улучшаются, хотя и незначительно.

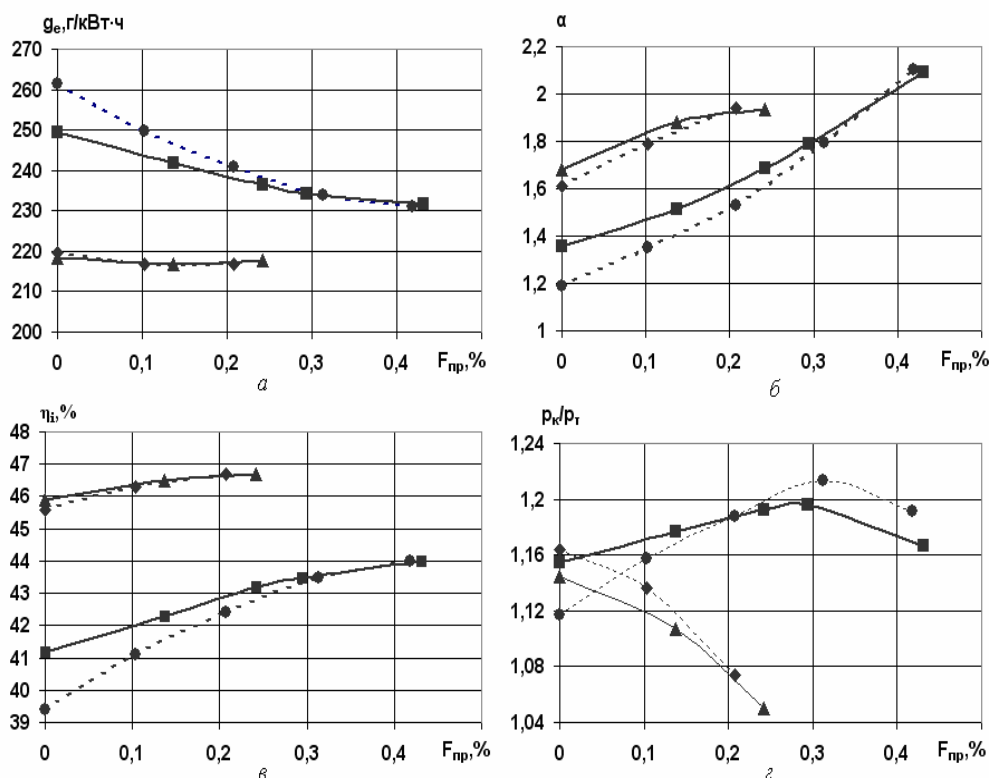


Рис.1. Показатели дизеля СМД-23 при различных способах регулирования ТКР

$Ne = 55 \text{ кВт}, n = 1000 \text{ мин}^{-1}$  : -●- сопловое регулирование; -■- регулирование БНА  
 $Ne = 106,6 \text{ кВт}, n = 1500 \text{ мин}^{-1}$  : -◆- сопловое регулирование; -▲- регулирование БНА  
 а, б, в, г – параметры для сравнения при различной глубине регулирования

На режиме максимального крутящего момента показатели двигателя с сопловым регулированием наддува и регулированием ТКР с БНА практически идентичны, небольшое различие обнаруживается только при малых  $F_{np}$ , где параметры дизеля с безсопловым регулированием немного лучше. Так, при очень близких значениях  $\eta_i$  за счет более высокого отношения  $p_k/p_T$  и большего значения  $\eta_{TKP}$  при незначительном увеличении  $\alpha$ , значение  $g_e$  уменьшается на 1 г/кВт·ч. С увеличением глубины регулирования кривые удельного эффективного расхода топлива сливаются для обоих способов регулирования ТКР.

Таким образом, в зоне максимальной глубины регулирования (от 30% и более) эффективность регулирования турбины ТКР с БНА практически не уступает сопловому регулированию. Более того, серийная турбина ТКР с БНА обеспечивает лучшие показатели дизеля в диапазоне от режима при  $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$  до режима максимального крутящего мо-

мента. Это подтверждается данными [5], где сравниваются характеристики турбин ТКР с БНА и с сопловым аппаратом. При этом показано, что турбины ТКР с БНА имеет более растянутую универсальную характеристику турбинной ступени, а значит более широкий диапазон режимов совместной работы двигателя и ТКР с максимальным КПД турбины.

*Сравнение исходя из угла наклона кривой, описывающей алгоритм регулирования турбины ТКР*

По результатам расчетного исследования были получены рациональные алгоритмы управления элементом регулирования и соответственно сечениями, при которых обеспечивался минимальный  $g_e$  на всех режимах внешней характеристики. Из рис. 3 видно, что зависимость сечения БНА и суммарного сечения соплового аппарата от частоты вращения коленчатого вала дизеля описывается прямой с различным углом наклона. Исходя из рис. 3 можно сделать 2 вывода:

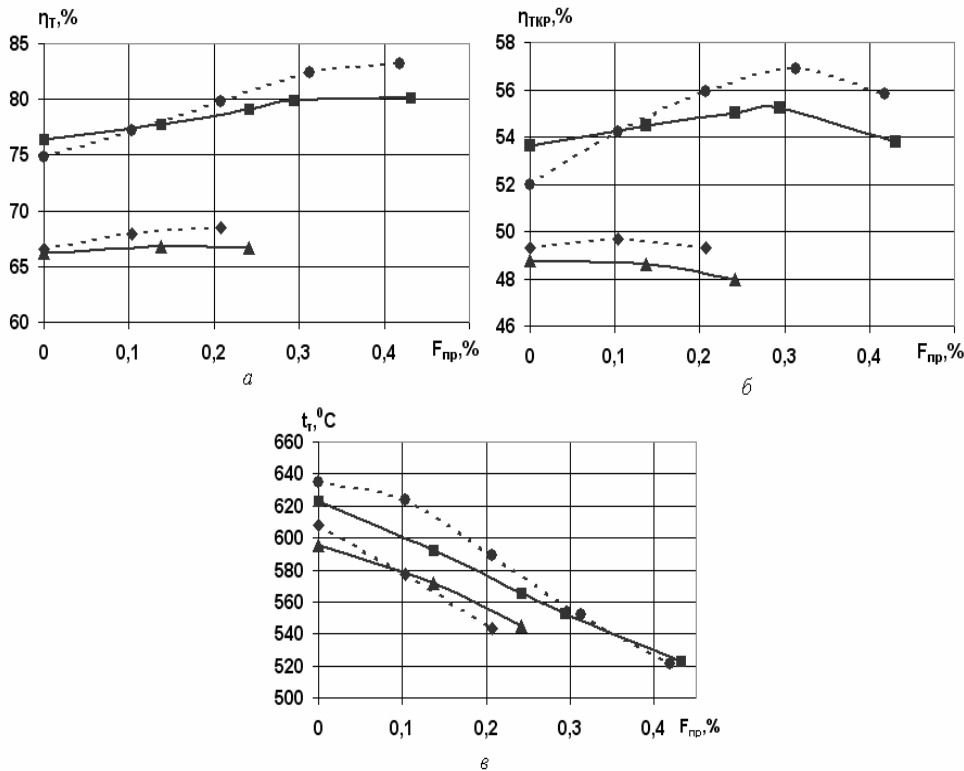


Рис.2. Показатели дизеля СМД-23 при различных способах регулирования ТКР  
 $N_e = 55 \text{ кВт}, n = 1000 \text{ мин}^{-1}$  : -●- сопловое регулирование; —■— регулирование БНА  
 $N_e = 106,6 \text{ кВт}, n = 1500 \text{ мин}^{-1}$  : -◆- сопловое регулирование; —▲— регулирование БНА  
 а, б, в – параметры для сравнения при различной глубине регулирования

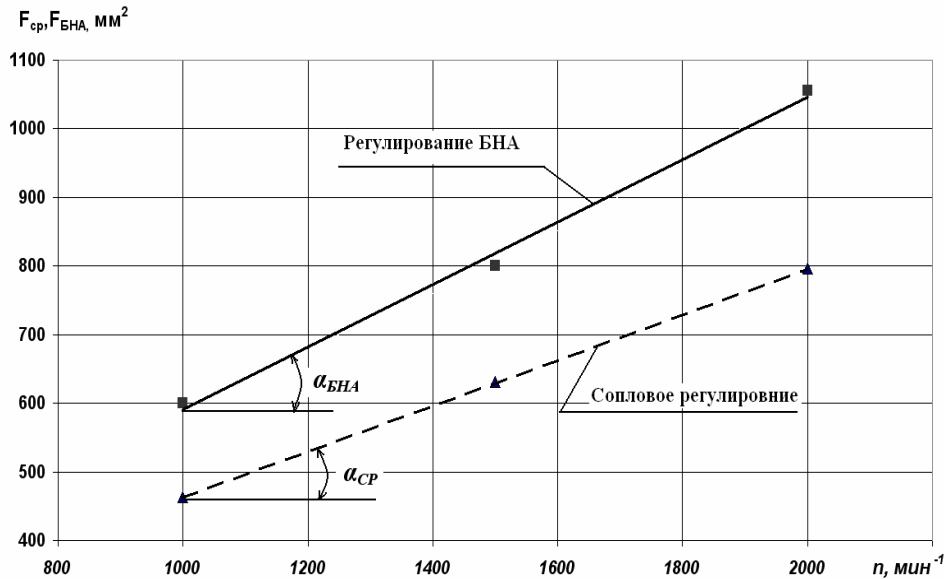


Рис. 3. Алгоритм регулирования турбины ТКР при работе дизеля СМД-23 по внешней характеристике

$$F_{\text{БНА}} = 135,84 + 0,455 \cdot n, \quad \alpha_{\text{БНА}} = 35 \text{ град}$$

$$F_{\text{ср}} = 130,5 + 0,333 \cdot n, \quad \alpha_{\text{ср}} = 30 \text{ град}$$

1. Угол наклона прямой при сопловом регулировании меньше, а значит переход при регулировании, к примеру, с 1800 до 1400  $\text{мин}^{-1}$  будет сопровождаться меньшим изменением, в сравнении с БНА, суммарного сечения соплового аппарата. Следовательно, сопловое регулирование более эффективно в сравнении с регулированием БНА.

2. Эффективность регулирования БНА не значительно уступает сопловому, поскольку разность между углами незначительна, и составляет всего 5 градусов.

#### Выводы

1. Предложена универсальная методика по оценке эффективности различных способов внутреннего регулирования турбины ТКР. Методика предполагает проводить оценку по 2-м параметрам: исходя из максимально достижимой глубины регулирования и по углу наклона кривой, описывающей алгоритм регулирования турбины ТКР.

2. Сравнительная оценка эффективности применения соплового регулирования и регулирования турбины ТКР с БНА показала, что в зоне максимальной глубины регулирования (от 30% и более) регулирование турбины ТКР с БНА практически не уступает по эффективности сопловому регулированию. Более того, серийная турбина ТКР с БНА обеспечивает лучшие показатели дизеля в диапазоне от

режима с  $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$  до режима максимального момента.

3. Установлено, что алгоритм регулирования с сопловыми лопатками и путем изменения площади проходного сечения конца разгонного участка турбины с БНА описывается прямой зависимостью, однако угол наклона прямой у ТКР с сопловым регулированием на 5 градусов меньше (30 град), что свидетельствует о незначительном преимуществе соплового регулирования в сравнении с регулированием БНА.

#### Список литературы:

1. Самойленко Д.Е. Улучшение технико – экономических показателей автотракторного дизеля путем регулирования турбонаддува: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / Самойленко Дмитрий Евгеньевич. – Харьков, 2008. – 166 с.
2. Марченко А.П. Оценка эффективности применения соплового регулирования для наддува 4-х цилиндрового автотракторного дизеля / А.П.Марченко, Д.Е.Самойленко, В.А.Петросяню // Вестник науки и техники. – 2004. – Вып. 1(16). – С.42 – 51.
3. Марченко А.П. Выбор закона регулирования турбины автотранспортного дизеля / А.П. Марченко, И.В. Парсаданов, Д.Е. Самойленко, В.А. Петросяню, В.Н. Михайлик // Авиационно – космическая техника и технология. – 2005. – Вып.18. – С.54 – 57.
4. Марченко А.П. Влияние регулирования турбокомпрессора с безлопаточным направляющим аппаратом на показатели дизеля 4ЧН 12/14 / А.П. Марченко, В. А. Петросяню, Д.Е. Самойленко // Дви-



гатели внутреннего сгорания. – 2005. – № 1. – С. 35-39. 5. Марченко А.П. Улучшение технико – экономических показателей транспортного дизеля путем регулирования турбокомпрессора с безлопаточным

направляющим аппаратом / А.П. Марченко, В. А. Петросяну, Д.Е. Самойленко и др. // Двигатели внутреннего сгорания. – 2004. – № 1. – С. 3-6.

УДК 621.43.068.4

П.М. Канило, д-р техн. наук, И.В. Парсаданов, д-р техн. наук

## АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ АЛЬТЕРНАТИВНЫХ ТОПЛИВ В ДВИГАТЕЛЯХ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Возрастающие потребности человечества в производстве энергии предопределяют увеличение расхода природных ресурсов и загрязнение окружающей среды. Двигатели внутреннего сгорания (ДВС) потребляют наиболее значительную долю нефтепродуктов и одновременно являются активным, постоянно действующим фактором химического, механического, теплового и других видов вредного воздействия на окружающую среду. Максимальный ущерб окружающей среде причиняется химическим фактором, связанным с загрязнением атмосферы токсичными веществами, находящимися в отработавших газах (ОГ). Основным потребителем нефтяных топлив является автомобильный транспорт.

Сегодня в мире насчитывается примерно 800 млн. автомобилей с ДВС и их производство постоянно растет. В ближайшее 10 – 20 лет число автомобилей, в первую очередь легковых, возрастет до 1 миллиарда и топливно-экологическая проблема обострится. Поэтому, практически всеми странами мира, планируется снижение потребления нефтяных моторных топлив, включая их замещение альтернативными топливами.

К альтернативным топливам относят топлива, не являющиеся продуктами переработки нефти и традиционные нефтяные топлива, модифицированные различными добавками. Наиболее перспективными альтернативными топливами являются: природный газ; синтетические моторные топлива

(СМТ), в том числе спиртовые; биотоплива, водород, который может использоваться как основное топливо, так и в качестве высокоэффективной добавки к горючим смесям, а также – как необходимый компонент при производстве СМТ, водотопливные эмульсии [1,2,3,4].

**Анализ топливно-ресурсной проблемы.** Согласно прогнозам, мировые ресурсы нефти ограничены, например, для стран Европы, включая Российскую Федерацию, – двумя-тремя десятками лет. Запасов природного газа в указанных странах (при современном уровне его потребления) предположительно должно хватить примерно на 60 лет (табл. 1). Так как природный газ имеет низкую энергетическую стоимость, примерно в 2 раза ниже стоимости современных бензинов (табл. 2), то по имеющимся запасам и стоимости его следует рассматривать в ближайшие десятилетия как одно из наиболее перспективных топлив для автотранспорта, особенно эксплуатируемого в крупных городах [5].

Разведанных запасов углей и сланцев с учетом производства СМТ на Земле хватит на сотни лет. В настоящее время потребительская стоимость энергетических углей (Ц<sub>у</sub>) находится на уровне 6 долл./ГДж, что в среднем почти в пять раз ниже стоимости современных нефтяных топлив. Однако удельная стоимость производства синтетического бензина по традиционным технологиям (рис. 1) пока существенно выше стоимости природного газа, но уже приближается к стоимостям нефтяных топлив [5,6,7].

Таблица 1. Запасы ресурсов (Европа и страны СНГ)

Показатели	Невозобновляемые ресурсы		
	Нефть, млн.т	Природный газ, млрд.м <sup>3</sup>	Уголь, млн.т н.э.
Ресурсы	19000	64010	110000
Добыча за год	845	1061	436
Потребление за год	960	1122	538
Запас, годы	22	60	240

Н.э. – нефтяной эквивалент. Источник. BP Statistical Review of World Energy 2008

Таблица 2. Эксплуатационные показатели моторных топлив

Вид топлива	Параметры					
	$H_H^P$ , МДж/кг	ОЧИ	$\alpha_{\text{гран}}$	Доля $H_T$ , %	$G_{CO_2(i)} / G_{CO_2(Б)}$ , %	Цена, долл./ГДж
Бензин (Б) А80 (АУ ≈ 35 %)	44	80	0,7-1,1	14	100	≥ 23
Бензин А98 (АУ ≈ 55 %)	44	98	0,7-1,1	13	110	≥ 25
Дизельное	43	–	0,9-5	12 – 13	110	≥ 25
Метан (сжатый)	50	120	0,8-1,7	25	80	≥ 16
Метанол	20	106	0,7-1,4	25*	80	≥ 25
Бензин А80 + 10% мас. $H_2$	54	98	0,7-2	24	60	≥ 25
Водород (сжатый)	120	130	0,2-5	100	0	25** – 90

\* – без учета кислорода; \*\* – водород для собственных нужд ТЭС.

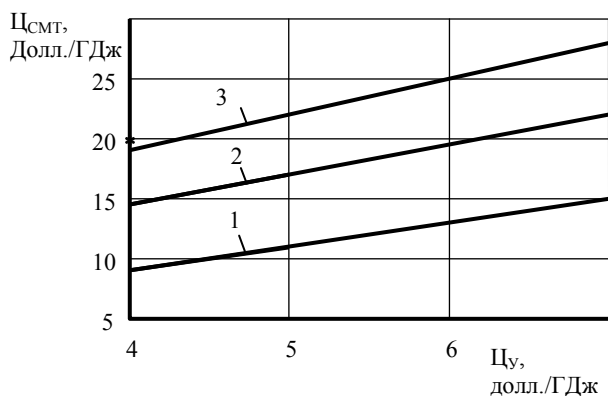


Рис. 1. Стоимость производства СМТ

1 – метанол + синтез-газ, 2 – метанол, 3 – бензин (метод Фишера-Тропша)

Совершенствование методов газификации углей [7], в том числе на основе использования плазменных технологий [8] с последующим получением метилового спирта и производства на его основе СМТ, позволит в ближайшие десятилетия начать их практическое использование в качестве дополнительного, а в последующем и основного, топлива для автотранспорта в Украине. Уголь является единственным отечественным топливом, добыча которого может полностью удовлетворить запросы теплоэнергетики. По оценкам специалистов в Украине балансовых запасов углей при годовом объеме добычи 100 млн.т хватит на 400 лет и более [7].

Мировой опыт применения альтернативных топлив на автотранспорте. В 60 странах мира на природном газе работает примерно 10 млн. автомобилей. Мировым лидером является Аргентина (более 1 млн. автомобилей работающих на природном газе).

В соответствии с планами Европейской экономической комиссии ООН до 2020 года ~ 30 млн. автомобилей в странах ЕС будут работать на природ-

ном газе, главным образом это городские автобусы, микроавтобусы, легковые автомобили, находящиеся в индивидуальном пользовании. Ежегодное потребление природного газа таким количеством машин составит более 50 млрд.м<sup>3</sup>. Например, в Германии к 2010 году количество автомобилей, работающих на природном газе, должно вырасти до 1 млн., к 2020 – до 8 млн. и составит более 30% от всего автопарка.

В некоторых странах Южной и Северной Америки, а также Европы, в двигателях с принудительным воспламенением широко используются бензо-метанольные смеси (М-15, М-20).

Ведущими мировыми автомобильными фирмами ("Хонда", "Тойота", "Дженерал моторс", "СААБ" и др.) созданы и испытываются модельные образцы автомобилей, в том числе с гибридными энергоустановками, включая использование и электрохимических генераторов, работающих на продуктах конверсии спиртовых топлив.

В США развернута кампания по замене каждого десятого литра бензина на биотопливо (БТ). В 2005 г. в США из кукурузы было произведено примерно 19 млрд. литров этанола. При таких темпах роста потребления БТ в 2008 г. на его производство уже потребовалось половина выращиваемой в США кукурузы.

Страны ЕС предполагают к 2010 г. заменить каждый 20-й литр бензина БТ. В настоящее время в Европе уже производится 1,7 млн. т БТ, полученного из рапса. Однако биологическое сырье имеет ограничения по выращиванию и, как считают эксперты, реальные объемы замены нефтяных моторных топлив биотопливами могут составить к 2025 г. не более 10 % [6].

Одним из наиболее вероятных направлений, способных качественно изменить сложившуюся си-

туацию в мировой транспортной энергетике, во многих странах считается переход к водородному топливу. Работы по развитию водородной энергетики в настоящее время активно ведут многие страны мира, включая США, Японию, Китай, Индию, Канаду, Австралию, страны ЕС [2, 9]. По прогнозам американских специалистов, в случае успеха запланированных исследований и внедрения новых технологий в 2020 г., автомобили на водородных топливных элементах позволят сократить спрос на нефть в США к 2040 г. более чем на 11 млрд баррелей в день. Водородная энергетика интенсивно внедряется в Германии. При поддержке правительства создаются новые компании, призванные обеспечить лидерство Германии в области водородной энергетики. Правительство предоставляет фонды для ведущих проектов, что вызывает приток частных инвестиций. На федеральном уровне на работы по водородной энергетике выделяется более 100 млн. евро в год. Автомобильные фирмы Германии успешно участвуют в мировой гонке за "водородный автомобиль". В популярных турах за мир чистой энергии (Дубай, Брюссель, Милан, Торонто, Лос-Анджелес) – победила компания BMW, которая продемонстрировала 15 водородных автомобилей. В настоящее время наиболее активна фирма Daimler Chrysler, создавшая ряд демонстрационных образцов автомобилей Neos и автобусов Nebus на топливных элементах. На эти работы в течение 2001–2005 гг. указанная фирма израсходовала более 2 млрд. евро.

Информация о водородных проектах поступает и из других стран Евросоюза. Так, в Испании управление городским транспортом Барселоны в рамках европейского проекта "Clean urban transport for Europe" ("Чистый городской транспорт для Европы") в порядке эксперимента запустило в эксплуатацию три линии автобусов с водородными топливными элементами. В столице Исландии Рейкьявике на водородное топливо переводят все пассажирские автобусы.

Накопленный в этой области опыт представляет несомненный интерес и для Украины как с точки зрения возможных изменений на мировом рынке традиционных энергоносителей, так и в контексте разработки собственных программ развития водородной энергетики и транспорта.

Анализ моторных качеств альтернативных топлив и эффективности их использования. Важные

эксплуатационные показатели ряда моторных топлив приведены выше в табл. 2. Следует особо отметить, что альтернативные топлива, обладающие повышенным водородным показателем и высокими антидетонационными качествами, наиболее эффективно могут быть использованы в ДВС с принудительным воспламенением обедненных горючих смесей, в том числе – в двигателях, получивших название "Отто-Дизель".

Моторные качества метана такие как высокие теплотехнические и детонационные показатели, широкий диапазон изменения концентрационных пределов обеднения позволяют в ДВС с принудительным воспламенением горючей смеси повысить степень сжатия, реализовать энергетически и экологически высокоэффективное сжигание обедненных газоздушных смесей. Применение в городском автотранспорте природного газа позволяет обеспечить значительный экономический эффект в результате снижения затрат на топливо и на возмещение экологического ущерба, снизить загрязнение атмосферы городов особо вредными ингредиентами ОГ автомобилей, в первую очередь канцерогенными составляющими [5].

Опыт многих стран мира подтверждает целесообразность использования спиртовых топлив в качестве дополнительного энергоносителя. Так, добавка метанола в количестве ~ 15 % к бензину с октановым числом 72 повышает октановое число до 82 и позволяет эффективно использовать такую бензометанольную смесь в серийно применяемых двигателях с принудительным воспламенением при ее обеднении. Применение метанола (или другого спиртового топлива) в качестве основного водородоносителя может рассматриваться как один из перспективных путей топливно-экологического совершенства автомобильных двигателей. Это обусловлено прежде всего тем, что конверсионный газ (конгаз), образующийся в результате конверсии метанола, содержит 67 % об. водорода и 33 % об. оксида углерода, являющихся экологически чистыми составляющими топлива и позволяющими существенно обеднять топливно-воздушную смесь и повышать топливную экономичность двигателя, а также снижать уровень токсичных веществ в ОГ.

Перспективным альтернативным топливом для автотранспорта является водород, в том числе в качестве дополнительного энергоносителя [1,2,6,9].

Водород, как моторное топливо, позволяет обеспечить широкие пределы эффективного и максимального обеднения топливовоздушной смеси ( $\alpha_{\eta(\max)}$  и  $\alpha_{(\max)}$ ), высокую скорость сгорания и антидетонационную стойкость, малую энергию воспламенения, большие значения коэффициентов диффузии, которые делают водород идеальной добавкой к традиционным углеводородным топливам. Важным, как показали обширные исследования, проведенные в ИПМаш им. А.Н. Подгорного НАН Украины, является то, что массовые добавки водорода ( $g_{H_2}$ ) при сжигании обедненных бензоводородовоздушных смесей существенным образом повышают полноту выгорания топлива ( $\eta_T$ ), снижают уровни образования  $NO_x$ , ингибируют процессы образования твердых частиц и канцерогенных углеводородов (КУ). Установлено, что в условиях городской эксплуатации легковых автомобилей при использовании в ДВС обедненных бензоводородовоздушных смесей (доля водорода  $g_{H_2} \approx 10\%$  мас.) обеспечивается: уменьшение расхода бензина до 40 % (за счет замещения бензина водородом и повышения эксплуатационной топливной экономичности автомобилей), снижение выбросов с ОГ:  $NO_x$  – в пять раз, КУ – на порядок и более, а  $CO_2$  – примерно на 40 %.

Анализ влияния частичного замещения бензина водородом на изменение удельных эксплуатационных затрат по топливной составляющей, выполненный по разработанной методике оценки топливно-экономической эффективности использования водорода в качестве дополнительного энергоносителя [1], (рис.4), показал, что экономически оправданным является использование бензоводородных топлив (при  $g_{H_2} = 5-10\%$ ) даже при  $\bar{C}' = 2,2-3,0$ , т.е. при шести – восьми кратном отношении массовой стоимости водорода к стоимости бензина. Вследствие существенного повышения экологической безопасности ДВС (как будет показано далее) дополнительно расширяется (за счет снижения уровней экокомпенсаций) экономически целесообразный диапазон использования водорода в качестве дополнительного энергоносителя.

**Анализ экологических проблем автотранспорта.** ДВС автотранспорта являются основным загрязнителем ОС, особенно атмосферы крупных городов. Их интегральные экологохимические показате-

тели в значительной степени определяются эксплуатационной топливной экономичностью, параметрической надежностью и качеством используемых топлив, в том числе уровнями содержания водорода, ароматических углеводородов (АУ), серы и т.д.

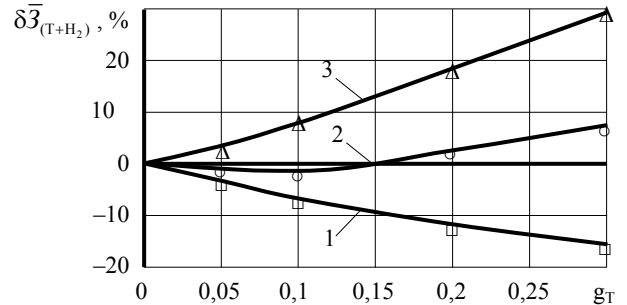


Рис. 4. Влияние частичного замещения бензина водородом на изменение удельных эксплуатационных затрат по топливной составляющей, где  $\bar{C}' = C_{T\text{y.T.}(H_2)} / C_{T\text{y.T.}(T)} : 1 - \bar{C}' = 2,2 ; 2 - \bar{C}' = 3,0 ; 3 - \bar{C}' = 4,0$ .

Анализ загрязненности атмосферы городов с интенсивным автомобильным движением показал, что наиболее опасными в ОГ двигателей (по степени воздействия на человека) являются:  $NO_x$  и твердые частицы, включающие КУ (БП) и особенно их производные – нитроканцерогенные вещества, обладающие, как следствие явлений синергизма, мутагенными свойствами. Именно БП, имеющий среднесуточную предельно допустимую концентрацию в атмосфере  $[ПДК_{БП}]_{CC} = 10^{-6} \text{ мг/м}^3$ , обладает наибольшим индексом канцерогенной агрессивности (ИКА). Одними из основных носителей канцерогенов и нитроканцерогенов, причем существенно усиливающими их агрессивность (промотирующее воздействие), являются мелкодисперсные ТЧ.

Сильное влияние на экологические показатели ДВС оказывает использование нефтяных топлив с повышенным содержанием АУ [1, 10, 11, 12]. На рис. 5 и 6 приведены усредненные данные по уровням выбросов ТЧ, БП и  $NO_x$  с ОГ легковых автомобилей с различными ДВС при их испытании по Европейскому городскому ездовому циклу в зависимости от уровня содержания АУ в моторных топливах.

Представленные данные указывают на то, что бензины и дизельные топлива, изготавливаемые из нефти по современным технологиям, характеризуются повышенным содержанием АУ, что приводит при их использовании к росту уровней выбросов ТЧ, БП и  $NO_x$  с ОГ двигателей.

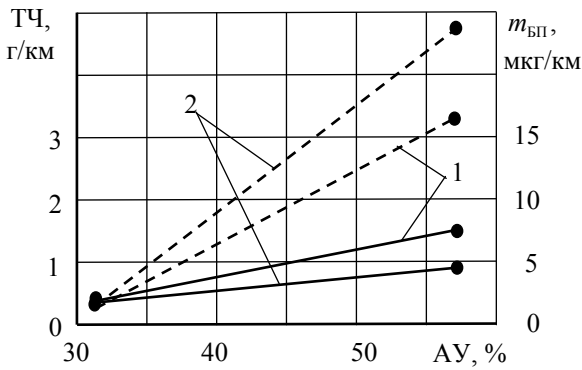


Рис. 5. Зависимость роста уровней выбросов ТЧ (—) и БП (---) от увеличения содержания АУ в дизельном топливе. Автомобили  
1 – Oldsmobile Delta 88 diesel, 2 – Peugeot 505 D [16]

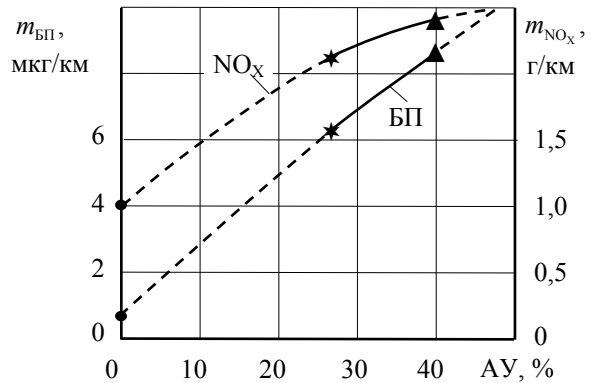


Рис. 6. Влияние содержания АУ в моторных топливах на уровни выбросов NO<sub>x</sub> и БП с ОГ легковых автомобилей типа ГАЗ  
● – метан, ★ – бензин А-76, ▲ – бензин АИ-93

В табл. 3 приведены экспериментальные данные по результатам исследований ряда легковых автомобилей с ДВС типа ЗМЗ по Европейскому городскому ездовому циклу при использовании различных топлив. Из представленных результатов следует, что использование альтернативных топлив (табл. 2) с повышенным содержанием водорода (природный газ, бензоводородные смеси и др.) приводит к снижению уровней выбросов NO<sub>x</sub>, БП и ТЧ с ОГ автомобилей.

На основе экспериментальных данных предложен удельный интегральный показатель экологохимической опасности (ЭХО)<sub>д</sub> двигателя легкового автомобиля и критерий соответствия его интегральных экологохимических показателей международ-

ным нормам  $K_j = (\text{ЭХО})_j / [\text{ЭХО}]_j$  с учетом: санитарно-гигиенических нормативов  $[ПДК_i]_{\text{сг}}$  для токсичных и канцерогенных ингредиентов, а также – суммарной канцерогенности ОГ. Для оценки эффекта усиления совмещенного токсичного и канцерогенного действия ряда ВВ на человека в условиях городской среды, установлены экспертные коэффициенты:  $k_{\text{NO}_x} = 3$ ;  $k_{\text{БП}} = 4$ ;  $k_{\text{КУ}} = 4 \cdot 1,3 = 5,2$  [1]. При этом интегральный показатель (ЭХО)<sub>д</sub> для ДВС с принудительным воспламенением (без учета СО и СН – см. табл. 4) может быть представлен следующим образом:

$$(\text{ЭХО})_д = 3 \left( \frac{0,9 m_{\text{NO}_x}}{[\text{NO}]_{\text{сг}}} + \frac{0,1 m_{\text{NO}_x}}{[\text{NO}_2]_{\text{сг}}} \right) + 5,2 \frac{m_{\text{БП}}}{[\text{БП}]_{\text{сг}}}$$

Таблица 3. Экспериментальные данные

№ п/п	Моторные топлива	$m_{\text{СО}}$	$m_{\text{СН}}$	$m_{\text{NO}_x}$	$m_{\text{БП}} \cdot 10^6$
		г/км			
1	Бензин АИ-93	6,7	2,3	2,4	8,9
2	Бензин А-76	4,9	2,4	2,2	6,3
3	Пропан-бутан	1,7	2,1	1,0	1,2
4	Бензин А-76 + 30 % метанола	5,0	1,8	0,9	0,8
5	Природный газ	1,3	1,0	1,0	0,6
6	Бензин АИ-93 + 10 % водорода	1,2	0,4	0,5	0,8
7	Метанол	0,8	1,1	0,8	0,6
8	Водород	–	–	0,2	–

Примечание. Доля NO<sub>2</sub>/NO<sub>x</sub> ≈ 0,1.

Допускаемый по Европейским нормам показатель  $[\text{ЭХО}]_д$  может быть оценен как

$$[\text{ЭХО}]_д = 3 \left( \frac{0,9 [m_{\text{NO}_x}]}{[\text{NO}]_{\text{сг}}} + \frac{0,1 [m_{\text{NO}_x}]}{[\text{NO}_2]_{\text{сг}}} \right) + 5,2 \frac{[m_{\text{БП}}]}{[\text{БП}]_{\text{сг}}}$$

где:  $m_i$ ,  $[m_i]$  – соответственно, экспериментально

полученные и допустимые уровни выбросов ВВ с ОГ автомобиля, г/км;  $[NO]_{cc} = 0,06$  ;  $[NO_2]_{cc} = 0,04$  ;  $[BP]_{cc} = 10^{-6}$  мг/м<sup>3</sup> .

Допустимые уровни выбросов БП  $[m_{BP}]_B$  определялись (с учетом суммарной канцерогенной агрессивности ОГ) по следующей зависимости:

$$3 \left( \frac{0,9[m_{NO_x}]}{[NO]_{cc}} + \frac{0,1[m_{NO_x}]}{[NO_2]_{cc}} \right) \approx 5,2 \frac{[m_{BP}]_B}{[BP]_{cc}}$$

Обобщенные экологохимические показатели и долевое участие i-х ВВ в экологохимической опасности исследуемых легковых автомобилей при использовании различных топлив представлены в табл. 4, из которой следует, что доля (СО + СН) в рассматриваемом показателе не превышает для используемых бензинов 2 %, а для остальных топлив – 6 %. Расчетные данные по граничным значениям  $[\text{ЭХО}]_B$  и  $[m_{BP}]_B$ , а также по критериям экологохимической опасности ( $K_B$ ) исследуемых легковых автомобилей приведены в табл. 5.

Таблица 4. Экологохимические показатели автомобилей

Моторные топлива (см.табл. 3)	$(\text{ЭХО})_B \cdot 10^{-3}$ , нм <sup>3</sup> /км	$(\text{ЭХО}_i)/(\text{ЭХО})_B$ , %		
		СО+СН	NO <sub>x</sub>	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 5. Граничные и относительные экологохимические показатели автомобилей

Моторные топлива (см.табл. 3)	Евро-II	Евро-III	Евро-IV
	$[\text{ЭХО}] \cdot 10^{-3}$ , нм <sup>3</sup> /км / $[m_{BP}] \cdot 10^6$ , г/км		
	27 / 2,5	17 / 1,5	9 / 0,8
$K_B = (\text{ЭХО})_B / [\text{ЭХО}]_B$			
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

На основании результатов проведенных исследований легковых автомобилей, не оборудованных системами нейтрализации ОГ, можно сделать следующие выводы.

1. При использовании в ДВС легковых автомобилей различных углеводородных топлив наиболее вредными ингредиентами, выбрасываемыми с ОГ двигателей, являются NO<sub>x</sub> и КУ, которые в условиях городской езды синтезируют предельно опасные для человека нитроканцерогенные вещества, обладающие мутагенными свойствами. При этом мелкодисперсные ТЧ существенно усиливают их агрессивность. Повышенное содержание АУ, характерное для современных нефтяных топлив, резко усиливает эту закономерность.

2. Выполнение международных норм "Евро-II" (принятых в Украине) и "Евро-III" указанными легковыми автомобилями возможно при использовании: природного газа, спиртовых моторных топлив, а также водорода в качестве как основного, так и дополнительного энергоносителя. Нормы "Евро-IV" (как и "Евро-V") фактически могут выполняться только при использовании водорода в качестве основного энергоносителя.

3. Для повышения экологической безопасности легковых автомобилей с ДВС необходимо:

- максимальное повышение эксплуатационной топливной экономичности двигателей, в том числе поддержание высокой параметрической надежности их работы, что будет способствовать минимизации уровней выбросов особо опасных углеродсодержащих веществ (КУ, ТЧ), возможно даже при некотором росте уровней выбросов NO<sub>x</sub> (для снижения выбросов NO<sub>x</sub> рациональным является использование, например, современных восстановительных нейтрализаторов накопительного типа [13]);

- использование обедненных топливно-воздушных смесей с повышенным водородным показателем и пониженным содержанием АУ, а также – серы;

- осуществление электронно-управляемой многофазной подачи топлива непосредственно в цилиндры двигателей, существенное повышение качества смесеобразования, применение современных адаптивных систем регулирования качества рабочих процессов, включая и их экологохимические показатели.

**Список литературы:**

1. Канило П.М. Анализ эффективности и перспектив применения водорода в автомобильном транспорте / П.М. Канило, М.В. Шадрина // Проблемы машиностроения. – 2006. – № 2. – С. 154 – 159. 2. Канило П.М. Перспективы становления водородной энергетики и транспорта / П.М. Канило, К.В. Костенко // Автомобильный транспорт. – Вып. 23 – С. 107-113. 3. Парсаданов И.В. Повышение качества и конкурентоспособности дизелей на основе комплексного топливно-экологического критерия / И.В. Парсаданов – Харьков: Издательский центр НТУ «ХПИ», 2003. – 244 с. – (Монография). 4. Марченко А.П. Проблемы экологизации двигателей внутреннего сгорания / А.П. Марченко, И.В. Парсаданов // Двигатели внутреннего сгорания. – 2005. – №2.– С. 3–8. 5. Канило П.М. Природный газ – наиболее эффективный заменитель нефтяных топлив на автотранспорте / П.М. Канило, Ф.И. Абрамчук, А.П.

Марченко, И.В. Парсаданов // Автомобильный транспорт. – 2008. – Вып. 22. – С. 86 – 92. 6. Жизнь после нефти: альтернативные источники энергии [Электрон. ресурс]/ Стуруа Мэлор, Ф.Чайка, С.Лесков // Известия науки. – 2007. – С. 1–4. – Режим доступа к журн.: [www.inaika.ru](http://www.inaika.ru). 7. Степанов С.Г. Тенденции развития и новые инженерные решения в газификации угля / С.Г.Степанов // Уголь. – 2002. – № 11. – С. 87 – 92. 8. Канило П.М. Водородно-кислородно-плазменные технологии сжигания низкорреакционных энергоносителей / П.М. Канило, В.В. Соловей, В.Е. Костюк, К.В. Костенко // Авиационно-космическая техника и технология. – 2007. – № 1. – С. 57 – 64. 9. Кузык Б.Н. Россия: стратегия перехода к водородной энергетике / Б.Н. Кузык, Ю.В. Яковец ; предисл. С.М.Мионов – М.: Институт экономических стратегий. – 2007. – 400с.

УДК 621.432

**С.А. Сериков, канд. техн. наук, А.А. Дзюбенко, асп.**

**ИДЕНТИФИКАЦИЯ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ  
ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ  
СИСТЕМЫ НЕЧЕТКОГО ВЫВОДА**

**Введение**

Двигатель внутреннего сгорания (ДВС), как объект управления, характеризуется существенной нелинейностью, нестационарностью и многосвязностью, что в значительной мере усложняет процесс идентификации математической модели. При математическом описании термодинамических процессов, происходящих в камере сгорания, и кинематических связей движущихся узлов необходимо учитывать большое количество параметров различных систем двигателя и их взаимодействие. Модели, полученные в виде систем нелинейных дифференциальных уравнений, оказываются чрезвычайно сложными, а их решение сопряжено с рядом трудностей вычислительного характера.

При исследовании особенностей различных режимов работы силовых установок транспортных средств, синтеза и оптимизации законов управления используются математические модели ДВС, к которым предъявляются такие требования как достаточная точность описания статических и динамических процессов, возможность идентификации на основе экспериментальных скоростных, нагрузочных, регулировочных и разгонных характеристик при неполноте или противоречивости данных, эффективность реализации моделирования в математических паке-

тах прикладных программ.

**Анализ публикаций**

Аналитическое описание сложных систем приводит к необходимости идеализации и упрощению некоторых зависимостей, при этом модель может потерять качественные свойства объекта. На практике, зачастую, для получения математической модели конкретного двигателя используют аппроксимацию статических экспериментальных характеристик, полученных в результате стендовых испытаний. В работе [1] при использовании полиномиальной аппроксимации решение полученной модели требует чрезмерно большого объема вычислений. В работе [2] аппроксимация проводилась посредством трехслойных искусственных нейронных сетей. Данный подход позволил автоматизировать процесс аппроксимирования. Такие модели имеют широкие возможности с точки зрения представления нелинейных зависимостей, а также обладают регулярной структурой и позволяют описывать как статические, так и динамические свойства системы.

В работе [3] рассмотрены методы автоматической идентификации информационных параметров силового агрегата автомобиля при непосредственном испытании на стенде, что позволяет в реальном мас-

штабе времени получить силовые и кинематические параметры модели.

Общим недостатком рассмотренных методов идентификации математической модели является необходимость получения большого количества экспериментальных данных, что требует больших финансовых затрат, особенно при построении многомерных моделей.

**Цель и постановка задачи**

Учитывая особенности объекта управления, необходимо разработать простой и эффективный метод идентификации нелинейных зависимостей, обеспечивающий достаточную точность и адекватность математической модели ДВС, который опирается на слабо формализованные эмпирические знания экспертного сообщества и экспериментальные данные, полученные при испытаниях конкретного ДВС.

В условиях, когда в описании технической системы присутствует неопределенность, которая затрудняет применение точных количественных методов, а получить достаточное количество экспериментальных данных невозможно, наиболее эффективным подходом является нечеткое моделирование [4]. Системы нечеткого вывода предназначены для преобразования значений входных переменных процесса управления в выходные переменные на основе использования правил нечетких продукций. Для этого системы нечеткого вывода должны содержать базу правил нечетких продукций и реализовывать нечеткий вывод заключений на основе посылок или условий, представленных в форме нечетких лингвистических высказываний.

**Структурная идентификация**

Рассмотрим процесс идентификации нелинейной зависимости нечеткой базой знаний на примере зависимости  $N_e = f(\beta, n)$  по методу двухэтапной идентификации Ротштейна А.П. [5]. Нечеткий логический вывод будем производить согласно алгоритму Мамдани.

Каждая лингвистическая переменная нечеткой модели описывается характерным для нее термножеством:

$$\beta = \{\tilde{a}_{11}, \tilde{a}_{12}, \tilde{a}_{13}, \tilde{a}_{14}, \tilde{a}_{15}\};$$

$$n = \{\tilde{a}_{21}, \tilde{a}_{22}, \tilde{a}_{23}, \tilde{a}_{24}, \tilde{a}_{25}\};$$

$$N_e = \{\tilde{d}_1, \tilde{d}_2, \tilde{d}_3, \tilde{d}_4, \tilde{d}_5, \tilde{d}_6, \tilde{d}_7\},$$

где  $\beta$  – входная переменная "положение дроссельной заслонки";  $n$  – входная переменная "частота враще-

ния КВ";  $N_e$  – выходная переменная "эффективная мощность ДВС";  $\{\tilde{a}_{11}, \tilde{a}_{12}, \tilde{a}_{13}, \tilde{a}_{14}, \tilde{a}_{15}\}$  – термножество {"закрыта", "приоткрыта", "полуоткрыта", "призакрыта", "открыта"}, которым оценивается переменная  $\beta$ ;  $\{\tilde{a}_{21}, \tilde{a}_{22}, \tilde{a}_{23}, \tilde{a}_{24}, \tilde{a}_{25}\}$  – термножество {"низкая", "ниже.ср.", "средняя", "выше.ср.", "высокая"}, которым оценивается переменная  $n$ ;  $\{\tilde{d}_1, \tilde{d}_2, \tilde{d}_3, \tilde{d}_4, \tilde{d}_5, \tilde{d}_6, \tilde{d}_7\}$  – термножество {"малая", "почти малая", "ниже.ср.", "средняя", "выше.ср.", "почти полная", "полная"}, которым оценивается переменная  $N_e$ .

Описание всех термов осуществляется при помощи функций принадлежности в виде симметричной гауссовой функции

$$\mu_j(x_i) = e^{-\left(\frac{x-c}{\sigma}\right)^2},$$

где  $\sigma$  – коэффициент концентрации функции принадлежности;  $c$  – координата максимума функции принадлежности.

Выбор такого типа функции принадлежности обусловлен ее достаточной гладкостью и простотой – она задается лишь двумя параметрами, что позволит сократить размерность задачи оптимизации, на этапе параметрической идентификации. Формализация термов входной переменной  $\beta$  представлена на рис.1.

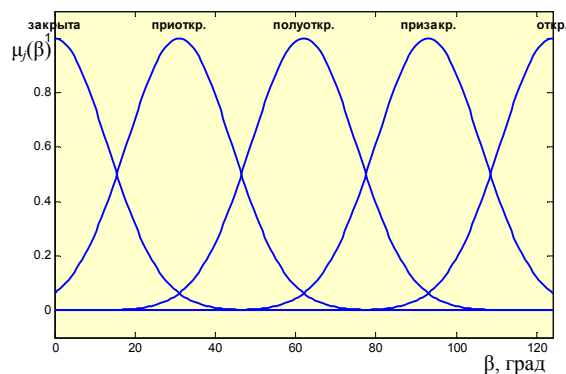


Рис. 1. Графики функций принадлежности входной переменной  $\beta$

Взаимосвязь входных и выходной лингвистических переменных задается экспертными правилами, которые формируют нечеткую базу знаний. Нечеткий вывод Мамдани выполняется по следующей базе знаний:

$$[(\beta = \tilde{a}_{1j_1}) \cap (n = \tilde{a}_{2j_1}) \cup (\beta = \tilde{a}_{1j_2}) \cap (n = \tilde{a}_{2j_2}) \cup \dots \cup (\beta = \tilde{a}_{1j_k}) \cap (n = \tilde{a}_{2j_k}) \text{ с весом } w_j] \Rightarrow N_e = \tilde{d}_j,$$



где  $a_{ijp}$  – терм, которым оценивается переменная  $x_i$  в конъюнкции  $jp$ ;  $\cap \cup$  – логическая операция "И" или "ИЛИ", связывающая фрагменты антецедента  $j$ -го правила,  $j = \overline{1, m}$ ;  $k$  – количество конъюнкций в  $j$ -м правиле;  $w_j \in [0, 1]$  – весовой коэффициент  $j$ -го правила;  $m$  – количество правил в базе знаний, соответствует количеству термов описывающих выходную переменную.

В нечетком выводе Мамдани логическая операция И обычно реализуется операцией минимума, а ИЛИ – операцией максимума. Таким образом, степень выполнения посылки  $j$ -го правила для текущего входного вектора рассчитывается так:

$$\mu_j(X^*) = w_j \cdot \{\min[\mu_j(\beta^*), \mu_j(n^*)]\}, \quad j = \overline{1, m},$$

где  $X^* = [\beta, n]$  – входной вектор модели.

Тогда результат нечеткого вывода можно представить в виде

$$\tilde{N}_e^* = \left( \frac{\mu_1(X^*)}{\tilde{d}_1}, \frac{\mu_2(X^*)}{\tilde{d}_2}, \dots, \frac{\mu_7(X^*)}{\tilde{d}_7} \right).$$

Особенность этого нечеткого множества заключается в том, что его носителем является множество нечетких термов  $\{\tilde{d}_1, \tilde{d}_2, \dots, \tilde{d}_m\}$ . Для перехода к нечеткому множеству на носителе  $[N_{e \min}, N_{e \max}]$  выполним операции импликации и агрегирования. Тогда результат логического вывода по  $j$ -му правилу базы знаний примет следующее нечеткое значение выходной переменной  $N_e$ :

$$\tilde{d}_j^* = \text{imp}[\tilde{d}_j, \mu_j(X^*)], \quad j = \overline{1, m},$$

где  $\text{imp}$  – импликация, которая в нечетком выводе реализуется операцией минимума, т.е. «срезанием» функции принадлежности  $\mu_{dj}(N_e)$  по уровню  $\mu_j(X^*)$ .

Математически это записывается так:

$$\tilde{d}_j^* = \int_{N_{e \min}}^{N_{e \max}} \frac{\min[\mu_j(X^*), \mu_{dj}(N_e)]}{N_e}.$$

Результат логического вывода по всей базе знаний находим агрегированием нечетких множеств:

$$\tilde{N}_{e j}^* = \text{agg}\{w_1 \cdot \tilde{d}_1, w_2 \cdot \tilde{d}_2, w_3 \cdot \tilde{d}_3, \dots, w_7 \cdot \tilde{d}_7\},$$

где  $\text{agg}$  – агрегирование нечетких множеств, которое реализуется операцией нахождения максимума.

Четкое значение выхода  $N_e$ , соответствующее входному вектору  $X^*$ , определяем посредством де-

фаззификации нечеткого множества  $\tilde{N}_e$  с использованием метода центра тяжести:

$$N_e = \frac{\int_{N_{e \min}}^{N_{e \max}} N_e \cdot \mu_{\tilde{N}_e}(N_e) dN_e}{\int_{N_{e \min}}^{N_{e \max}} \mu_{\tilde{N}_e}(N_e) dN_e}.$$

Полученная, на этом этапе, модель нечеткого вывода позволяет грубо смоделировать характер поведения искомой зависимости. Результат работы нечеткой модели на этом этапе приведен на рис.2.

### Параметрическая идентификация

Для проведения параметрической идентификации нечеткой модели, сформируем обучающую выборку данных "входы-выход":

$$(X_r, N_{er}), \quad r = \overline{1, M},$$

где  $X_r = (\beta_r, n_r)$  – входной вектор в  $r$ -м примере обучающей выборки;  $N_{er}$  – выход соответствующий  $r$ -примеру.

Найдем среднеквадратичную ошибку на обучающей выборке для исходной модели

$$R = \sqrt{\frac{1}{M} \sum_{j=1}^M (y_r - F(X_r))^2},$$

где  $F(X_r)$  – значение выхода нечеткой модели при значении входов заданных вектором  $X_r$ .

Значение ошибки составляет 8,3 кВт, это говорит о том, что полученная нечеткая модель описывает только общее поведение искомой зависимости без привязки к конкретному ДВС. Точки значений экспериментальных данных и значений исходной нечеткой модели приведены на рис.3.

Пусть настраиваемые параметры нечеткой модели содержатся в векторах

$$P = (\sigma_{\beta 1}, c_{\beta 1}, \dots, \sigma_{\beta 5}, c_{\beta 5}, \sigma_{n 1}, c_{n 1}, \dots, \sigma_{N_e 5}, c_{N_e 5}, \sigma_{N_e 1}, c_{N_e 1}, \dots, \sigma_{N_e 7}, c_{N_e 7}),$$

и

$$W = (w_1, w_2, w_3, w_4, w_5, w_6, w_7),$$

где  $P$  – вектор параметров  $\sigma$  и  $c$  функций принадлежности термов входных и выходной переменных;  $W$  – вектор весовых коэффициентов  $w_j$  экспертных правил нечетких продукций.

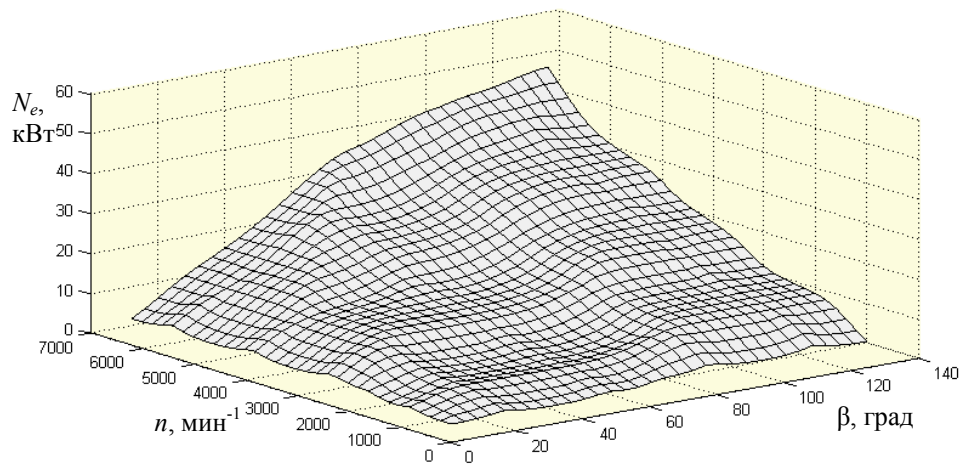


Рис. 2. Результат нечеткого моделирования на этапе структурного синтеза

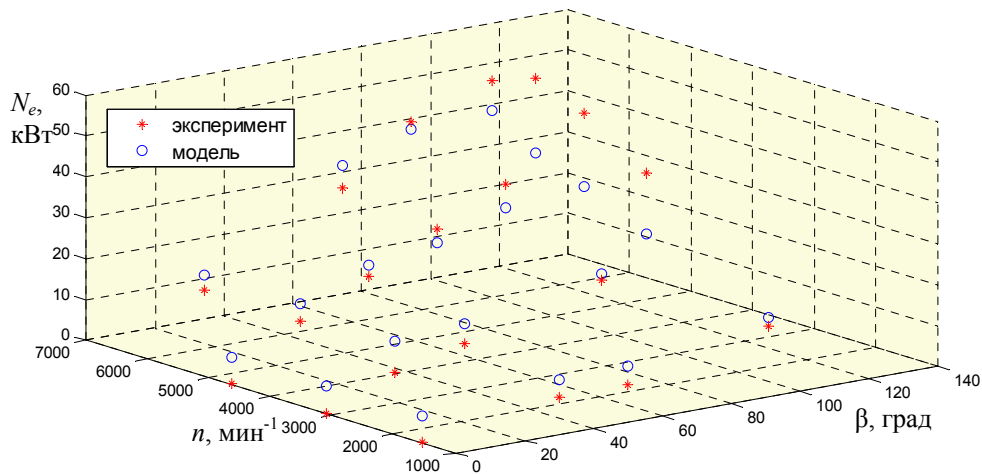


Рис. 3. Точки значений

\* – экспериментальных данных; о – вывода нечеткой модели

Задача параметрической идентификации нечеткой модели сводится к нахождению векторов  $P$  и  $W$ , обращающих в минимум функционал качества:

$$R = \sqrt{\frac{1}{M} \sum_{j=1}^M (y_r - F(P, W, X_r))^2} \rightarrow \min .$$

Для обеспечения линейной упорядоченности элементов терм-множеств на элементы вектора  $P$  налагаются соответствующие ограничения. Кроме того, ядра нечетких множеств не должны выходить за пределы изменения диапазонов соответствующих переменных. Координаты вектора  $W$  должны находиться в диапазоне  $[0, 1]$ .

По завершении параметрической идентификации значение среднеквадратичной ошибки на обу-

чающей выборке уменьшилось до 0,86 кВт. Сравнительный анализ результатов структурной и параметрической идентификации можно провести по поверхностям, представленным на рис.4.

В процессе выполнения параметрической идентификации может произойти переобучение системы, которое характеризуется возрастанием невязки на промежуточных (тестовых) точках, не вошедших в обучающую выборку. С целью выявления факта переобучения, результат настройки анализируется на каждой итерации (рис.5). Оптимальными параметрами нечеткой модели являются те, что соответствуют глобальному минимуму невязки на тестовой выборке.

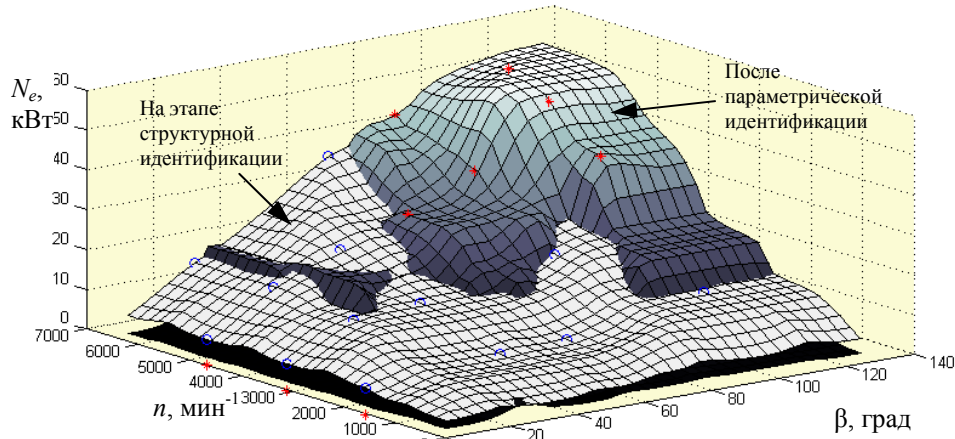


Рис. 4. Результат параметрической идентификации нелинейной зависимости  $N_e = f(\beta, n)$

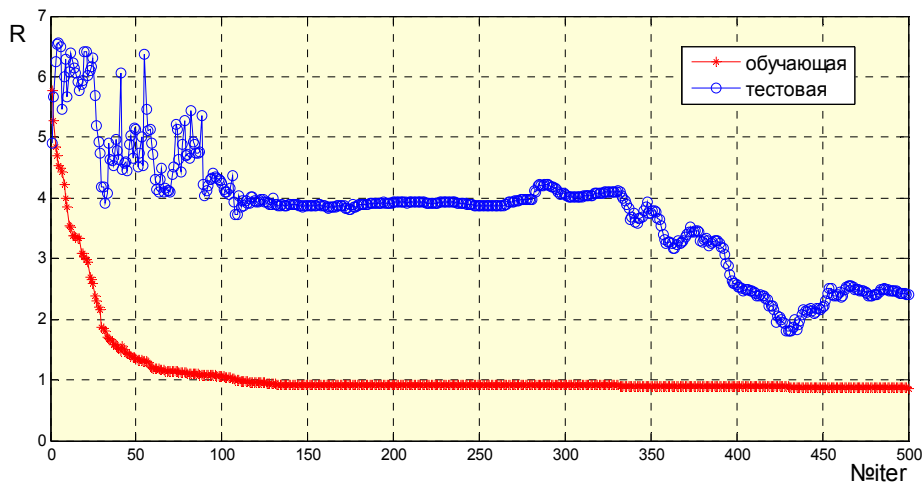


Рис. 5. Измерение ошибки нечеткой модели в процессе адаптации

### Выводы

Исследован метод идентификации математической модели ДВС с использованием системы нечеткого вывода.

Рассмотренная двухэтапная процедура идентификации предполагает на первом этапе получение грубой модели ДВС на основе формализации эмпирических знаний экспертного сообщества о конкретном типе двигателей. Качество полученной грубой модели допускает ее использование для определения управляющих воздействий на двигатель в требуемых тягово-скоростных режимах. Это дает возможность перейти ко второму этапу идентификации, который заключается в точной настройке модели на конкретный двигатель.

### Список литературы:

1. Куделин О.Г. Решение уравнения вихревого движения вязкости газа в цилиндре ДВС в аналитическом виде / О.Г. Куделин, О.Н. Лебедев // Теплофизика и аэродинамика. – 2005. – Т. 12, №4. — С. 609-614.
2. Сериков С.А. Оптимизация управления перераспределением мощности между агрегатами гибридной силовой установки / С.А. Сериков // Автоматика 2008: доклады XV международной конференции по автоматическому управлению: междунар. науч.-техн. конф., 23-26 сент. 2008 г.: тезисы докл. – Одесса, 2008. – С. 525-528.
3. Науменко Б.С. Методы автоматической идентификации информационных параметров силового агрегата автомобиля при испытаниях на стенде / Б.С. Науменко, Р.И. Саватеев // Сборник научных трудов СевКавГТУ – 2007. – №3. – С.45-47.
4. Штовба С.Д. Проектирование нечетких систем средствами MATLAB / Сергей Дмитриевич Штовба. – М.: Горячая линия. – 2007. – 288 с.
5. Ротштейн А.П. Интеллектуальные технологии идентификации: нечеткая логика, генетические алгоритмы, нейронные сети / А.П. Ротштейн. – В.: УНИВЕРСУМ-Винница. – 1999. – 320 с.

## МЕТОД ОЦЕНКИ ИНДИКАТОРНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

### Введение

Индикаторные показатели рабочих процессов двигателя внутреннего сгорания (индикаторная работа газов за цикл  $L_i$ , [Дж/цикл]; индикаторная мощность  $N_i$  [кВт]; удельная индикаторная работа газов  $l_i$  [Дж/см<sup>3</sup>]; среднее индикаторное давление  $p_i$  [МПа]; удельный индикаторный расход топлива  $g_i$  [кг/(кВт·ч)]; индикаторный КПД  $\eta_i$ ) зависят от особенностей организации рабочих процессов (тактности, способа смесеобразования, соотношения количества топлива и воздуха в надпоршневой полости, способа воспламенения топливоздушнoй смеси), особенностей конструкции двигателя (отношения хода поршня к диаметру цилиндра, типа камеры сгорания, степени сжатия и т.п.), частоты вращения коленчатого вала.

Важнейшим из перечисленных индикаторных показателей является удельный индикаторный расход топлива (индикаторный КПД), характеризующий эффективность преобразования химической энергии топлива, поступающего в надпоршневую полость, в механическую работу газов, а соответственно и совершенство организации рабочих процессов двигателя,

$$g_i = \frac{B_{\text{ч}}}{N_i} = \frac{3600}{\eta_i \cdot Q_H},$$

где  $B_{\text{ч}}$  – часовой расход топлива, кг/ч;  $Q_H$  – низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг.

Каждому конкретному двигателю (двухтактному или четырехтактному, с искровым зажиганием топливоздушнoй смеси или с воспламенением топлива от сжатия, с разделенными или неразделенными камерами сгорания и т.п.), каждому режиму работы (частоте вращения коленчатого вала, цикловой подаче и т.п.) присущи определенные значения удельного индикаторного расхода топлива, соответствующие определенному соотношению значений параметров рабочих процессов и уровню их доводки в конкретном двигателе на конкретном режиме работы. По уровню значений удельного индикаторного расхода топлива, возможно оценить и техническое состояние конкретного двигателя, его систем. Одна-

ко практически использовать индикаторные показатели двигателя для оценки уровня доводки его рабочих процессов или технического состояния достаточно сложно вследствие трудоемкости методов их определения и недостаточной точности.

### Методы определения индикаторных показателей двигателей

Наиболее точен, но и наиболее трудоемок, метод определения индикаторных показателей двигателя по индикаторным диаграммам, снятым с помощью электропневматического индикатора, и часовому расходу топлива. Погрешность определения индикаторной работы газов за цикл, среднего индикаторного давления, индикаторной мощности зависит от точности регистрации изменения давления в надпоршневой полости по углу поворота кривошипа, точности корректировки положения линии ВМТ на диаграмме и может достигать 2-3% [1,2]. Погрешность определения часового расхода топлива не превышает 1%, т.е. погрешность определения удельного индикаторного расхода топлива, индикаторного КПД будет составлять примерно 3%. Менее трудоемок, но и менее точен, метод определения индикаторной мощности, а соответственно и других индикаторных показателей многоцилиндровых двигателей при стендовых испытаниях путем последовательного отключения подачи топлива (в случае дизеля) или зажигания (в случае двигателя с искровым зажиганием) в одном из цилиндров и восстановления изменением нагрузки частоты вращения коленчатого вала  $n$  до исходного значения. Однако, вследствие отличия цикловых подач топлива или поступления топливоздушнoй смеси по цилиндрам и параметров рабочих процессов в отдельных цилиндрах, нарушения теплового режима в неработающем цилиндре, газодинамических процессов в газоздушных трактах двигателя при отключении одного из цилиндров, погрешность определения индикаторной мощности двигателя достигает 5%. Погрешность косвенных методов определения индикаторной мощности двигателя по эффективной мощности и мощности механических потерь, определяемых прокруткой двига-

теля без подачи топлива или методом выбега, как правило превышает 5 %.

**Предлагаемый метод определения индикаторных показателей двигателей**

Возможен и несколько иной подход к определению индикаторных показателей как одноцилиндровых, так и многоцилиндровых двигателей, исходя из особенностей изменения индикаторного коэффициента полезного действия и среднего давления механических потерь при работе двигателя по нагрузочным характеристикам на различных значениях частоты вращения коленчатого вала. Например, в дизелях К6V 30/45, 16ЧН27/24 (Д70), при неизменной частоте вращения коленчатого вала  $n$  и неизменном тепловом режиме, цикловых подачах топлива, соответствующих значениям коэффициента избытка воздуха  $\alpha > 2$ , до значений среднего эффективного давления  $p_e = 1,4...2,0$  МПа изменению  $p_e$  на  $0,1...0,2$  МПа соответствует изменение индикаторного КПД  $0,2...1$  % (рис.1) [3,4]. Среднее давление суммарных механических потерь  $p_m$ , а соответственно и мощность механических потерь вследствие противоположного характера изменения среднего давления потерь в механизмах двигателя  $p_{м.д}$  и насосных потерь  $p_{н.п}$  в зависимости от нагрузки, изменяется при этом менее, чем на 1%. Так как среднее давление

суммарных механических потерь составляет только часть среднего индикаторного давления (отношение  $p_m/p_i$  в дизеле К6V 30/45 при  $p_e = 0,3$  МПа и  $n = 400$  об/мин примерно равно  $1/4$ , а в дизеле Д70 при  $p_e = 0,3$  МПа и  $n = 1000$  об/мин –  $2/5$ ), влияние изменения среднего давления суммарных механических потерь на изменение среднего индикаторного давления, а соответственно и на изменение индикаторной мощности, с увеличением нагрузки ( $p_e$ ) будет уменьшаться. Следовательно, изменение эффективной мощности  $\Delta N_e$  в интервале изменения среднего эффективного давления  $\Delta p_e = 0,1...0,2$  МПа отличается от изменения индикаторной мощности  $\Delta N_i$  в основном только вследствие изменения индикаторного КПД (примерно на 1 %). Если учесть, что эффективная мощность и часовой расход топлива в начале интервала ( $N_{e1}, B_{q1}$ ) и в конце интервала ( $N_{e2}, B_{q2}$ ) могут быть определены при стендовых испытаниях двигателя с погрешностью 0,5 %, то для интервала изменения среднего эффективного давления  $\Delta p_e = 0,1...0,2$  МПа погрешность определения изменения индикаторной мощности  $\Delta N_i$  по изменению эффективной мощности ( $\Delta N_e = \Delta N_{e2} - \Delta N_{e1}$ ) с учетом возможного изменения индикаторного КПД составляет не более 2%, удельного индикаторного расхода топлива ( $g_i = \Delta B_{q1} / \Delta N_i$ ) – не более 3%.

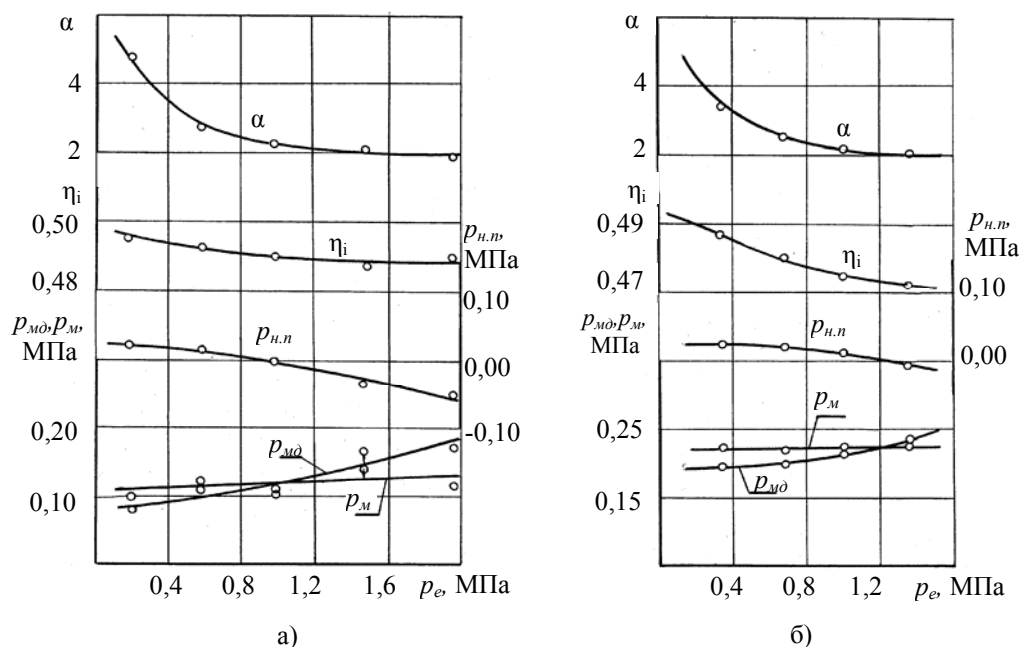


Рис.1. Влияние нагрузки на индикаторный КПД и механические потери в судовых и тепловозных дизелях

а – судовой дизель К6V30/45:  $z=6, S/D = 450/300; n = 400$  об/мин;  
 б – тепловозный дизель Д70:  $z=16, S/D = 270/240; n = 1000$  об/мин

В автотракторных дизелях без наддува с различными камерами сгорания при неизменных частоте вращения коленчатого вала и тепловом режиме, цикловых подачах топлива, соответствующих значениям коэффициента избытка воздуха  $\alpha > 1,5$ , и изменении нагрузки до значений  $p_e = 0,7$  МПа изменение индикаторного КПД при изменении среднего эффективного давления на 0,1 МПа составляет 2...4 %, среднего давления суммарных механических потерь – 1...3 % (рис.2). Отношение среднего давления суммарных механических потерь к среднему индикаторному давлению с увеличением нагрузки уменьшается, а с увеличением частоты вращения коленчатого вала несколько возрастает. В дизелях с  $S/D = 140/120$  при  $p_e = 0,3$  МПа и  $n = 1700$  об/мин отношение  $p_m/p_i$  составляет 2/5, в вихрекамерном дизеле с  $S/D = 80/76$  при  $p_e = 0,3$  МПа и  $n = 2000$  об/мин  $p_m/p_i = 2/5$ . С увеличением в вихрекамерном дизеле с  $S/D = 80/76$  при  $p_e = 0,3$  МПа частоты вращения коленчатого вала до 4000 об/мин отношение  $p_m/p_e$  возрастает до 1/2. Следовательно, изменение суммарных механических потерь на 1...3 % при изменении  $p_e$  на 0,1 МПа повлияет на изменение среднего индикаторного давления (индикаторной мощности) в пределах 0,5...1%. Так как при стендовых испытаниях автотракторных

дизелей допустимая погрешность определения эффективной мощности и часового расхода топлива возрастает на частичных режимах до 1 %, то для интервала изменения  $p_e = 0,3...0,4$  МПа погрешность определения изменения индикаторной мощности  $\Delta N_i$  по изменению эффективной мощности  $\Delta N_e$  с учетом возможного изменения индикаторного КПД и среднего давления механических потерь составит примерно 2,5...3 %, удельного индикаторного расхода топлива – 3...5%, а для интервала изменения  $p_e = 0,5...0,6$  МПа данные погрешности уменьшаются примерно на 40...50%.

В автомобильных двигателях с внешним смесеобразованием и искровым зажиганием при неизменной частоте вращения коленчатого вала и тепловом режиме, значениях коэффициента избытка воздуха  $\alpha = 1,05...1,15$  в интервале значений  $p_e = 0,2...0,6$  МПа изменению среднего эффективного давления на 0,1 МПа соответствует изменение индикаторного КПД на 1...3 % (рис.3). Соотношение между средним давлением суммарных механических потерь и средним индикаторным давлением и в двигателях с внешним смесеобразованием и искровым зажиганием сохраняется примерно на том же уровне, что и в автотракторных дизелях.

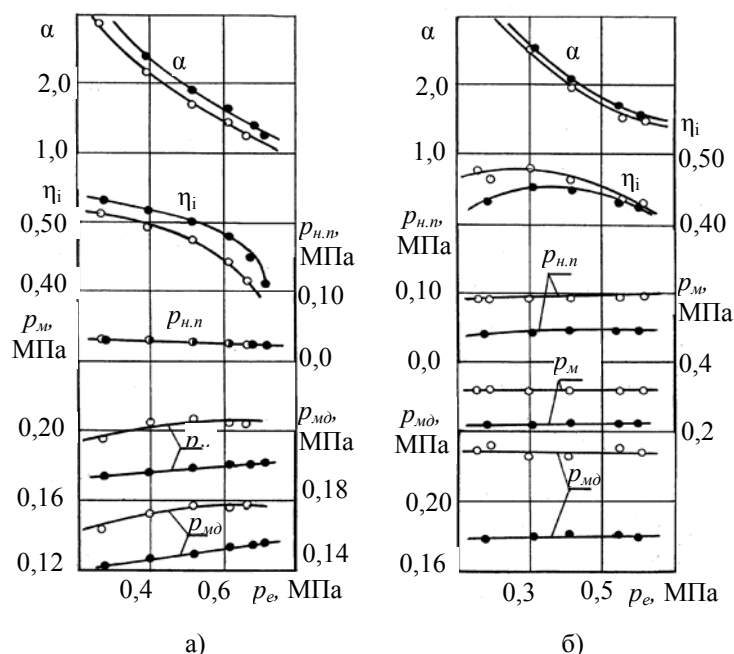


Рис.2. Влияние нагрузки на индикаторный КПД и механические потери в автотракторных дизелях

$\alpha$  —  $\circ$  — вихрекамерный дизель:  $z = 4, S/D = 140/120; n = 1700$  об/мин;

—  $\bullet$  — дизель с камерой сгорания в поршне:  $z = 4; S/D = 140/120; n = 1700$  об/мин;

$\beta$  — вихрекамерный дизель:  $z = 4, S/D = 80/76; \circ$  —  $n = 4000$  об/мин;  $\bullet$  —  $n = 2000$  об/мин

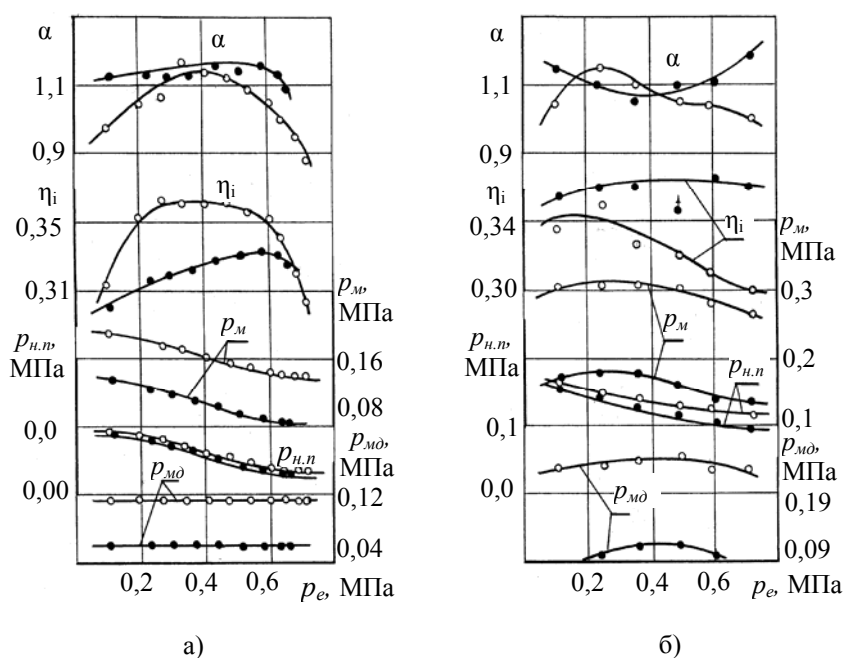


Рис. 3. Влияние нагрузки на индикаторный КПД и механические потери в автомобильных двигателях с искровым зажиганием

а – карбюраторный верхнеклапанный двигатель с полуразделенной камерой сгорания в головке цилиндров ГАЗ-Э52:  $z = 6, S/D = 110/82$ ; —○—  $n = 2500$  об/мин, —●—  $n = 1500$  об/мин,  
 б – карбюраторный двигатель с клиновой камерой сгорания в головке цилиндров ВАЗ – 2103:  $z=4, S/D = 80/76$ ; —○—  $n = 5000$  об/мин, —●—  $n = 2000$  об/мин

Например, в двигателе ГАЗ-Э52 при  $p_e = 0,3$  МПа и  $n = 2500$  об/мин отношение  $p_M/p_i \approx 1/3$ , при  $n = 1500$  об/мин –  $1/4$ , в двигателе ВАЗ-2103 при  $p_e = 0,3$  МПа и  $n = 5000$  об/мин  $p_M/p_i \approx 1/2$ , при  $n = 2000$  об/мин –  $1/3$ , т.е. изменение суммарных механических потерь на  $0,5...1\%$  при изменении  $p_e$  на  $0,1$  МПа повлияет в этих двигателях на изменение среднего индикаторного давления (индикаторной мощности) не более чем на  $0,5\%$ . Таким образом, если принять для двигателей с внешним смесеобразованием и искровым зажиганием погрешность определения эффективной мощности и часового расхода топлива в интервале изменения  $p_e = 0,2...0,6$  МПа в пределах  $1\%$ , то в этом интервале изменения нагрузки погрешность определения изменения индикаторной мощности  $\Delta N_i$  по изменению эффективной мощности  $\Delta N_e$  с учетом возможного изменения индикаторного КПД и среднего давления механических потерь составит  $1,5...3,5\%$ , удельного индикаторного расхода топлива –  $2...5\%$ .

#### Примеры использования предлагаемого метода

Примеры использования предлагаемого метода

оценки индикаторных показателей двигателя по эффективной мощности и часовому расходу топлива показан на рис. 4 и 5 применительно к автомобильному дизелю ЯМЗ-238 и двигателю с внешним смесеобразованием и искровым зажиганием топливовоздушной смеси УМЗ-412Э. При работе дизеля ЯМЗ-238 по нагрузочной характеристике до значений  $p_e \approx 0,4$  МПа и коэффициенте избытка воздуха  $\alpha > 2$ , часовой расход топлива изменяется практически линейно в зависимости от нагрузки. В двигателе с внешним смесеобразованием и искровым зажиганием топливовоздушной смеси УМЗ-412Э часовой расход также изменяется практически линейно в интервале изменения среднего эффективного давления  $0,15-0,6$  МПа. На линейном участке изменения часового расхода топлива определяем в начале и в конце участка, соответствующего изменению  $p_e$  в пределах  $0,1$  МПа, значения эффективной мощности ( $N_{e1}, N_{e2}$ ) и часового расхода топлива ( $B_{ч1}, B_{ч2}$ ). По значениям изменения на принятом участке эффективной мощности ( $\Delta N_e = N_{e2} - N_{e1}$ ) и часового расхода топлива ( $\Delta B_{ч} = B_{ч2} - B_{ч1}$ ) определяем удельный индикаторный расход топлива

$$g_i = \frac{\Delta B_{q_i}}{\Delta N_i},$$

а затем:

– индикаторный КПД

$$\eta_i = \frac{3600}{g_i \cdot Q_H};$$

– индикаторную мощность двигателя в начале и в конце участка

$$N_{i1} = \frac{1}{3600} B_{q1} \cdot Q_H \cdot \eta_i; \quad N_{i2} = \frac{1}{3600} B_{q2} \cdot Q_H \cdot \eta_i;$$

– механический КПД в начале и в конце участка:

$$\eta_{m1} = \frac{N_{e1}}{N_{i1}} \quad \text{или} \quad \eta_{m2} = \frac{N_{e2}}{N_{i2}}$$

– среднее давление суммарных механических потерь

$$p_m = \frac{p_{e1}}{\eta_{m1}} - p_{e1} \cong \frac{p_{e2}}{\eta_{m2}} - p_{e2},$$

где  $p_{e1} = \frac{N_{e1}}{k \cdot V_h}$ ,  $p_{e2} = \frac{N_{e2}}{k \cdot V_h}$  – среднее эффективное

давление в начале и в конце участка;

$V_h$  – рабочий объем в м<sup>3</sup>;  $k = \frac{n}{\tau} \cdot \frac{1}{60} z$  – количество

циклов в цилиндрах двигателя за 1 с;

$\tau$  – коэффициент тактности ( $\tau = 1$  – для двухтактных двигателей;  $\tau = 2$  – для четырехтактных двигателей);

$z$  – число цилиндров.

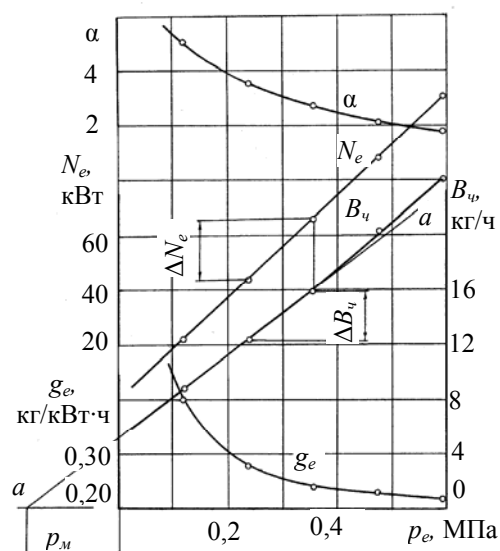


Рис. 4. Нагрузочная характеристика дизеля ЯМЗ-238 при  $n = 1500$  об/мин ( $z=8, S/D = 140/130$ )

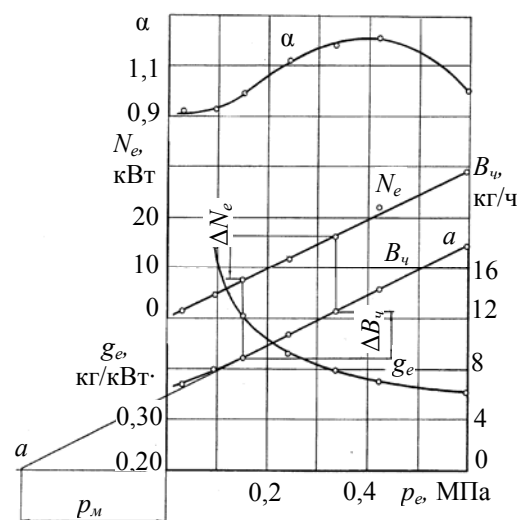


Рис. 5. Нагрузочная характеристика автомобильного двигателя УМЗ-412Э с внешним смесеобразованием и искровым зажиганием при  $n = 4000$  об/мин ( $z=4, S/D = 80/72$ )

По нагрузочным характеристикам возможно и непосредственно оценить уровень механических потерь для зоны средних нагрузок, и в двигателях с искровым зажиганием, уточнив известный метод оценки механических потерь в дизелях (рис. 4). Продолжив на нагрузочных характеристиках участок кривой часового расхода топлива, соответствующий практически линейной зависимости часового расхода топлива от среднего эффективного давления, до пересечения с продолжением оси абсцисс (линия а-а на рис. 4 и 5), определяем длину отрезка между началом осей координат и точкой пересечения линии а-а с продолжением оси абсцисс. Длина этого отрезка в масштабе, принятом для среднего эффективного давления по оси абсцисс, примерно соответствует значениям среднего давления механических потерь для определенной частоты вращения коленчатого вала. Погрешность определения среднего давления механических потерь данным методом может превышать 10%. В рассматриваемых примерах отличие в значениях среднего давления механических потерь, определенных этими двумя методами, составляет примерно 0,02 МПа.

#### Заключение

Располагая нагрузочными характеристиками в поле режимов работы двигателя возможно оценить по изменению эффективной мощности и часового расхода топлива, с приемлемой для практических целей погрешностью, удельный индикаторный рас-



ход топлива и другие индикаторные показатели двигателя в зоне режимов работы двигателя, соответствующих максимальным значениям индикаторного КПД при достигнутом уровне доводки рабочих процессов. Предлагаемый метод оценки индикаторных показателей может быть использован и в эксплуатации при стендовых испытаниях двигателя или автомобиля – для оценки технического состояния двигателя.

УДК 621.436.1

*А.В. Грицюк, канд. техн. наук, И.В. Парсаданов, д-р техн. наук*

## ВЫБОР ФОРМЫ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ ДЛЯ ВЫСОКООБОРОТНОГО МАЛОЛИТРАЖНОГО ДИЗЕЛЯ

### Введение

Основным направлением развития высокооборотных малолитражных дизелей (ВМД) является повышение их литровой мощности и топливной экономичности при одновременном уменьшении токсичности и дымности отработавших газов. Продолжающаяся тенденция роста потребности в этих дизелях для автомобилей, тракторов, мототранспорта, различных сельскохозяйственных машин и электроагрегатов способствует постоянному решению задач совершенствования процессов смесеобразования и сгорания. Научный и технический интерес отечественных исследователей представляет решаемая КП ХКБД совместно с НТУ "ХПИ" и ХНАДУ задача удержания конкурентоспособного уровня ВМД многоцелевого назначения серии ДГА. Поэтому для постоянного улучшения их эксплуатационных показателей необходимо находить новые решения по совершенствованию рабочего процесса. После уже решённых для этих дизелей проблем создания эффективных систем воздухообеспечения [1] и топливоподдачи [2] улучшить процесс смесеобразования и сгорания можно за счёт выбора рациональной формы камеры сгорания (КС).

### Анализ публикаций

При отработке рабочего процесса вновь разрабатываемых дизелей главная цель сводится к определению оптимального компромисса между выбросами  $NO_x$  и топливной экономичностью при минимальном количестве выбросов продуктов неполного сгорания топлива – твёрдых частиц, CO, CH. Исходя из рекомендации передовых зарубежных фирм [3, 4]

### Список литературы:

1. Сороко-Новицкий В.И. Испытания автотракторных двигателей / Сороко-Новицкий В.И. – М.: Машиз., 1955. – 532 с. – (изд. 4-е).
2. Райков И.Я. Испытания двигателей внутреннего сгорания / Райков И.Я. – М.: Высшая школа, 1975. – 320 с.
3. Ваншейдт В.А. Судовые двигатели внутреннего сгорания / Ваншейдт В.А. – Л.: Судпромгиз, 1958. – 455 с.
4. Разлейцев Н.Ф. Механические потери двигателя с высоким наддувом / Н.Ф. Разлейцев // Двигатели внутреннего сгорания. – 1966. – Вып. 3. – С. 9-12.

необходимыми мерами для этого являются следующие конструктивные решения:

- четырёхклапанная головка цилиндров с центральным расположением форсунок;
- центральное положение камеры сгорания в поршне и соответственно симметричное расположение струй впрыскиваемого топлива.

Вместе с тем, по данным источника [5] даже для вновь разрабатываемых передовыми зарубежными фирмами ВМД, только начиная с 2005 года количество четырёхклапанных конструкций механизмов газораспределения начало превышать двухклапанные. Использование таких новых решений в серийно выпускаемых отечественных дизелях в настоящее время полностью исключено, так как требует не только серьезного изменения конструкции, а и нового технологического оборудования. Поэтому интересным остаётся эволюционный путь развития двухклапанных конструкций отечественных дизелей и выработка соответствующих рекомендаций по их дальнейшему совершенствованию.

**Цель и постановка задачи.** Целью данного исследования является выбор формы и расположения камеры сгорания в поршне ВМД с непосредственным впрыскиванием топлива и двухклапанной головкой цилиндров. Для достижения поставленной цели разработаны опытные варианты камер сгорания, проведены экспериментальные исследования с оценкой эффективных и индикаторных показателей, токсичности и дымности отработавших газов.

### Объект и методика исследования

Экспериментальные исследования проведены

на одноцилиндровом отсеке дизеля ДТА с непосредственным впрыскиванием топлива и двухклапанной головкой цилиндра. Схемы расположения форсунки и направления осей распыливающих отверстий распылителя приведены на рисунках 1 и 2.

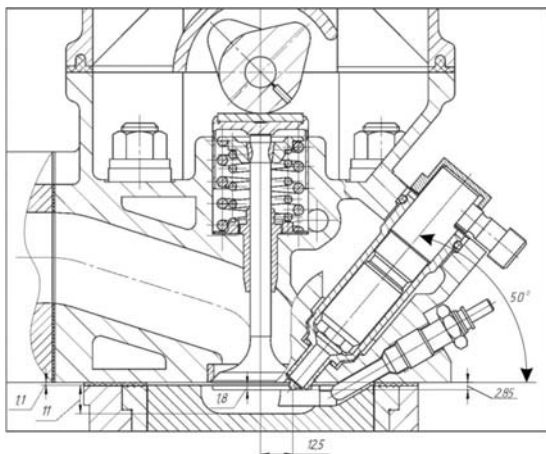
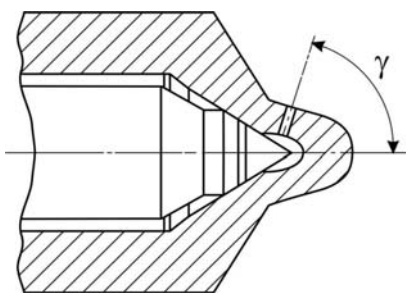


Рис. 1. Схема расположения форсунки дизеля



№ п/п	1	2	3	4	5
γ, град	40±2	54±2	97±2	97±2	54±2

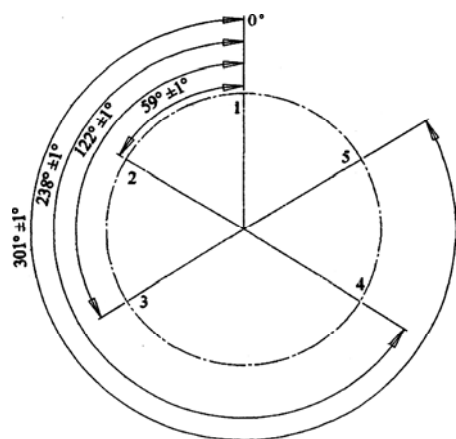


Рис. 2. Эскиз направления осей распыливающих отверстий распылителя

Разработка вариантов камер сгорания проведена с использованием опыта зарубежного и отечест-

венного двигателестроения и, в частности, опыта НТУ "ХПИ" и ХНАДУ по доводке и совершенствованию процесса смесеобразования дизелей СМД [6, 7].

Наибольшее распространение в современных высокооборотных дизелях получили полуразделённые камеры сгорания с отношением диаметров КС к диаметру цилиндра 0,5... 0,7. Процесс смесеобразования в этих камерах осуществляется с использованием организованного движения воздушного заряда.

Одноцилиндровый отсек оборудовался разделённой топливоподающей аппаратурой (ТПА) непосредственного действия, укомплектованной форсункой с дифференциальным поршнем и модулятором импульсов давления, распределительным валом механизма газораспределения с оригинальными безударными профилями впускного и выпускного кулачков и механизмом, позволяющим изменять угол опережения впрыскивания топлива на работающем дизеле.

Исследования вариантов камер сгорания проводились в составе испытательного стенда при частотах вращения коленчатого вала 2050 и 3000 мин<sup>-1</sup>, наиболее распространенных для эксплуатационных режимов работы ВМД многоцелевого назначения.

Эффективность вариантов исследований оценивалась по изменению эффективных и индикаторных показателей, температуры, токсичности и дымности отработавших газов. При исследованиях и испытаниях одноцилиндрового отсека кроме традиционно контролируемых параметров определялись: давление топлива перед форсункой, давление в цилиндре, положение отметки ВМТ, мгновенная температура отработавших газов.

Регистрация указанных параметров проводилась с использованием аналогово-цифрового преобразователя (АЦП) фирмы L-Card. Измерение давления топлива перед форсункой во время проведения моторных испытаний осуществлялось при помощи пьезодатчика Т6000, а давление в цилиндре дизеля определялось пьезодатчиком 8QP505cs фирмы AVL. Обработка, визуализация и анализ поступающих с пьезо- и тензодатчиков на АЦП сигналов проводилась при помощи лицензионной версии программы Power Graph, для чего плата L-783 устанавливалась непосредственно в системный блок персонального компьютера.

Критерием качества смесеобразования в цилиндре дизеля являлись его эффективные и индикаторные показатели. Обработка экспериментальных индикаторных диаграмм проводилась с помощью разработанного кафедрой ДВС НТУ "ХПИ" программного обеспечения Diesel Analiz. Для построения усреднённых индикаторных диаграмм согласно рекомендациям [8] выбиралось 110 рабочих циклов. Общий вид диалогового окна программы обработки индикаторных диаграмм дизельного отсека ДТА приведен на рис. 3.

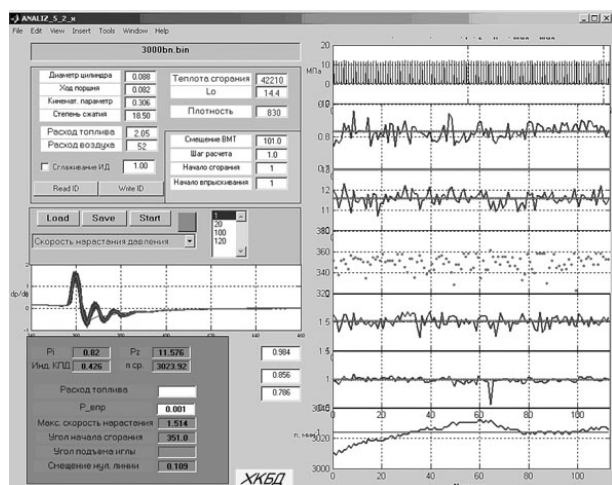


Рис. 3. Диалоговое окно программы обработки индикаторных диаграмм

### Результаты расчётно-экспериментального исследования.

Расчётный диаметр камеры сгорания был определен для скоростного режима  $n_{KB} = 3000 \text{ мин}^{-1}$ . Качественная оценка выбора конструктивных элементов дизеля, обеспечивающих максимальную теоретическую эффективность смесеобразования в цилиндре, проведена с помощью приведенного вихревого отношения [9]:

$$\delta = \omega_{KC} / \omega_D \cdot (d_{KC} / D)^2 = 1,$$

где  $\omega_{KC}$  - угловая скорость вращения заряда в камере сгорания в конце такта сжатия,  $\omega_D$  - угловая скорость коленчатого вала,  $d_{KC}$  - диаметр камеры сгорания,  $D$  - диаметр цилиндра.

На выбранном скоростном режиме близкую к 1 величину  $\delta \approx 0,9761$  обеспечивает  $d_{KC} = 50 \text{ мм}$ . При этом объём камеры сгорания определён из условия обеспечения степени сжатия  $\varepsilon = 1,85$  ( $V_{KC} \approx 0,0205 \text{ дм}^3$ ).

Форсунка исследуемого ВМД (рис. 1) расположена наклонно к вертикальной оси камеры сгорания и смещена от неё на 12,5 мм. Такое расположение форсунки ограничивает возможность совершенствования процессов смесеобразования и сгорания ВМД с цилиндрической камерой сгорания из-за разных длин осей распыливающих отверстий до стенки камеры. Для улучшения смесеобразования в местах скопления топлива на стенках камеры сгорания рассмотрены оба направления возможного развития конструкций полуразделённых камер сгорания, а именно:

- локальная турбулизация заряда по способу, предложенному в работе [6], без смещения оси цилиндрической части формы КС от вертикальной оси цилиндра;
- смещение оси цилиндрической части КС от вертикальной оси цилиндра в сторону форсунки с одновременным изменением формы КС в зоне действия более коротких струй топлива.

При этом сохранение объёма камеры сгорания обеспечивалось незначительным изменением ее глубины. Варианты исследуемых КС представлены на рис. 4.

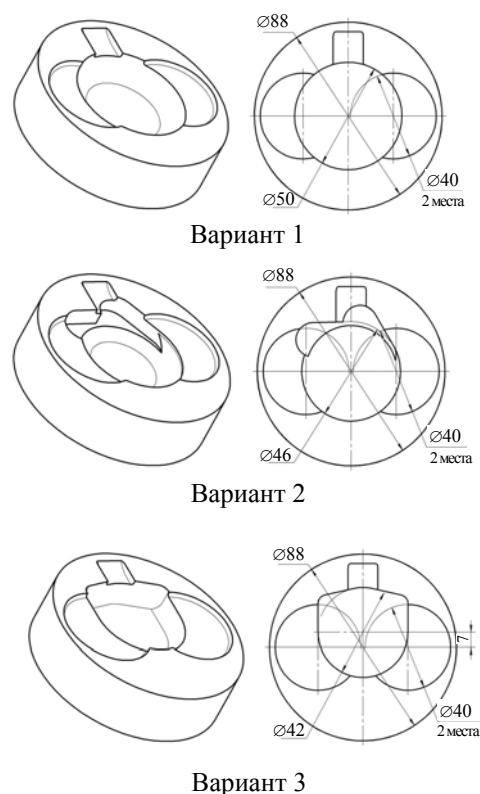


Рис. 4. Варианты исследуемых форм камер сгорания

Результаты экспериментально-расчётных исследований одноцилиндрового отсека дизеля ДТА с

тремя разработанными вариантами КС приведены в таблицах 1 и 2.

Таблица 1. Результаты исследований отсека дизеля ДТА с различными формами КС при  $n_{KB} = 3000 \text{ мин}^{-1}$

№ п/п	Параметры	Камеры сгорания		
		вариант 1	вариант 2	вариант 3
1	Измеренная эффективная мощность, кВт	7,4	7,4	7,4
2	Удельный эффективный расход топлива, г/кВт·ч	248	241	265
3	Расход воздуха, кг/с	0,0131	0,0130	0,0127
4	Угол опережения впрыскивания топлива, град. п.к.в.	23,8	23,4	26,2
5	Максимальное давление топлива перед форсункой, МПа	63,9	63,6	72,1
6	Максимальное давление сгорания, МПа	11,8	11,6	12,3
7	Температура отработавших газов, К	753	726	783
8	Эффективный КПД, %	33,7	34,7	31,7
9	Индикаторный КПД, %	40,9	42,5	39,5
10	Механический КПД, %	82,4	81,7	80,3
11	Удельный выброс оксида азота, г/кВт·ч	10,1	9,7	10,5
12	Удельный выброс оксида углерода, г/кВт·ч	4,7	4,3	4,9
13	Удельный выброс углеводородов, г/кВт·ч	1,7	1,6	1,9
14	Дымность отработавших газов, %	36	32	41

Таблица 2. Результаты исследований отсека дизеля ДТА с различными формами КС при  $n_{KB} = 2050 \text{ мин}^{-1}$

№ п/п	Параметры	Камеры сгорания		
		вариант 1	вариант 2	вариант 3
1	Измеренная эффективная мощность, кВт	6,1	6,1	6,1
2	Удельный эффективный расход топлива, г/кВт·ч	265	258	282
3	Расход воздуха, кг/с	0,0093	0,009	0,0087
4	Угол опережения впрыскивания топлива, град. п.к.в.	21,5	21,0	24,1
5	Максимальное давление топлива перед форсункой, МПа	61,9	61,7	63,4
6	Максимальное давление сгорания, МПа	10,9	10,7	11,1
7	Температура отработавших газов, К	786	763	792
8	Эффективный КПД, %	31,8	32,5	30,2
9	Индикаторный КПД, %	38,5	39,6	37,1
10	Механический КПД, %	82,7	82,1	81,4
11	Удельный выброс оксида азота, г/кВт·ч	10,6	9,9	11,4
12	Удельный выброс оксида углерода, г/кВт·ч	6,5	6,0	6,9
13	Удельный выброс углеводородов, г/кВт·ч	2,6	2,4	2,9
14	Дымность отработавших газов, %	42	38	46

Как видно из приведенных данных использование камеры сгорания (вариант 2), обеспечивающей локальную турбулизацию заряда и адаптированной к распылителю с пятью распыливающими отверстиями форсунки, позволило получить наименьший удельный эффективный расход топлива дизелем – 241 г/кВт·ч, практически на уровне современного

мирового малолитражного двигателестроения [10]. При этом одновременно снижаются выбросы  $\text{NO}_x$ ,  $\text{CO}$  и  $\text{CH}$ . Эффект снижения выброса оксидов азота связан, в первую очередь, со снижением действительного угла опережения впрыскивания топлива.

При смещении КС от вертикальной оси цилиндра к форсунке (вариант 3) ухудшаются условия рав-

номерного распределения скорости воздушного заряда в объёме камеры сгорания и, как следствие, температуры верхней части поршня, что и привело к существенному ухудшению топливно-экологических показателей ВМД.

Не меньший интерес представляют и приведенные в табл. 1 и 2 значения эффективного, индикаторного и механического КПД. Сравнение этих показателей характеризует действительное улучшение или ухудшение рабочего процесса в цилиндре дизеля при изменении формы камеры сгорания. Так некоторое снижение механического КПД при использовании рациональной (вариант 2) камеры сгорания, связанное с созданием локальной турбулизации заряда, полностью компенсируется существенным улучшением рабочего процесса ( $\eta_i = 42,5\%$ ), что, в свою очередь, позволяет получить конкурентоспособные топливно-экономические и экологические показатели.

#### Выводы

1. Наилучшие показатели топливно-экологической эффективности высокооборотного малолитражного дизеля достигаются созданием локальной турбулизации заряда путём специального профилирования боковой поверхности полуразделённой камеры сгорания. Наиболее рациональной при специальном пятисопловом распылителе форсунки является цилиндрическая камера сгорания, выполненная соосно оси цилиндра, с двумя выемками в её боковой стенке (в местах контакта топливных струй наименьшей длины) глубиной 0,6 – 0,7 от глубины основной камеры.

2. Полученные при рациональной форме камеры сгорания эффективные и индикаторные показатели отечественного высокооборотного малолитражного дизеля многоцелевого назначения ( $\eta_i = 42,5\%$ ,  $\eta_e = 34,7\%$ ,  $\eta_M = 81,7\%$ ) соответствуют лучшим образцам зарубежных дизелей аналогичного назначения.

УДК 621.43.018.76: 621.435.8

**В.І. Пелепейченко, д-р техн. наук, А.О. Казраманян, канд. техн. наук**

### ПОКАЗНИКИ ТЕОРЕТИЧНОГО ЦИКЛУ ДВЗ З «ХІМІЧНИМ» НАДДУВОМ

#### Вступ

Останнім часом дослідники почали розглядати як можливу альтернативу паливу нафтового похо-

#### Список литературы:

1. Грицюк А.В. Исследование газодинамических характеристик впускных каналов дизеля при его разработке / А.В. Грицюк, С.А. Алёхин, В.А. Опалев, В.Г. Солодов, А.А. Хандримайлов // *Фундаментальные и прикладные проблемы совершенствования поршневых двигателей: X международ. науч.-практ. конф.*, 27 - 29 июня 2005 г. – Владимир, 2005. – С. 72 - 73.
2. Врублевский А.Н. Результаты безмоторных испытаний форсунки для двухфазного впрыскивания топлива / А.Н. Врублевский, А.В. Грицюк, Г.А. Щербаков, А.В. Денисов, С.Б. Сафонов // *Двигатели внутреннего сгорания*. – 2007. – №2. – С.43–47.
3. Современные подходы к созданию дизелей для легковых автомобилей и малотоннажных грузовиков / [Блинов А.Д., Голубев П.А., Драган Ю.Е. и др.]; под. ред. В.С. Папонова, А.М. Минеева. – М.: НИЦ "Инженер", 2000. – 332 с.
4. Эфрос В.В. Актуальные проблемы совершенствования быстроходных поршневых двигателей / В.В. Эфрос // *Фундаментальные и прикладные проблемы совершенствования поршневых двигателей: IX международ. науч.-практ. конф.*, 27 - 29 мая 2003 г. – Владимир, 2003 – С. 19-25.
5. Драгомиров С.Г. Основные тенденции развития двигателей легковых автомобилей за последнее десятилетие (1996 - 2005 г.г.) / С.Г. Драгомиров, М.С. Драгомиров // *Фундаментальные и прикладные проблемы совершенствования поршневых двигателей: X международ. науч.-практ. конф.*, 27 - 29 июня 2005 г. – Владимир, 2005. – С. 80-81.
6. Парсаданов И.В. Повышение качества и конкурентоспособности дизелей на основе комплексного топливно-экологического критерия / И.В. Парсаданов – Харьков: Издательский центр НТУ «ХПИ», 2003. – 244 с. – (Монография).
7. Абрамчук Ф.И. Улучшение технико-экономических и экологических показателей высокооборотных дизелей малой мощности путём изменения условий смесеобразования / Ф.И. Абрамчук, Д.И. Тимченко // *Двигатели внутреннего сгорания*. – 2006. – № 1. – С. 86-88.
8. Прохоренко А.А. Выбор рационального количества рабочих циклов для усреднения индикаторной диаграммы / А.А. Прохоренко, Д.В. Мешков // *Двигатели внутреннего сгорания*. – 2006. – № 2. – С. 95-96.
9. Камфер Г.М. Анализ взаимосвязи диаметра камеры сгорания и интенсивности движения воздушного заряда в дизеле / Г.М. Камфер, В.Н. Семёнов // *Двигателестроение*. – 1983. – №10. – С. 3-5.
10. Системы управления дизельными двигателями / За рулём; [Перевод с немецкого]. – Первое русское издание. – 2004. – 480 с.

дження, так звані, азотні палива (АП) і монопалива (МП) [1, 2].

Характерною рисою МП є те, що вони містять

у своєму складі як пальне, так і окислювач. АП складаються мінімум з двох компонентів, один з яких є окислювачем, а інший – паливом. Компоненти АП зберігаються окремо один від одного, але після змішування між ними відбувається хімічна реакція, яка супроводжується виділенням газів та теплоти. Це робить АП і МП подібними до вибухових речовин, які перебувають у рідкому стані. Такі властивості АП і МП створюють можливість організувати робочий цикл теплового двигуна взагалі без використання кисню атмосферного повітря (анаеробний цикл), або з частковим його використанням. Огляд принципово можливих варіантів використання АП і МП у теплових двигунах наведений у [1].

Наразі не варто очікувати широкого застосування АП і МП у якості основного джерела енергії та маси робочого тіла на транспортних засобах загального призначення. Це пов'язано насамперед з тим, що на відміну від традиційних ДВЗ, для яких основним джерелом маси робочого тіла є атмосферне повітря, вся або більша частка маси робочого тіла двигунів, що працюють за повністю або частково анаеробними циклами, має зберігатися на борту наземної транспортної машини (НТМ). Обмеженість вантажності та габаритів НТМ не дозволяють мати на борту запас робочого тіла на тривалий час роботи.

Перспективною сферою застосування АП і МП є двигуни силових установок НТМ (це, як правило, дизелі), у яких інколи виникає потреба у короткочасному збільшенні потужності (форсуванні). У цьому випадку основним джерелом робочого тіла має залишатися атмосферне повітря, а обмежений запас АП або МП на борту може бути використаний для короткочасного форсування дизеля.

Відомі методи [1] форсування ДВЗ з примусовим запалюванням (насамперед ДВЗ спортивних автомобілів та літаків) шляхом додавання до палива якогось МП (найчастіше нітродметану  $\text{CH}_3\text{NO}_2$ ). У цьому випадку МП виступає одночасно як джерело додаткової маси робочого тіла і теплоти.

Іншим способом підвищення потужності двигунів є додаткова подача до циліндра закису азоту  $\text{N}_2\text{O}$ , який є джерелом додаткового кисню для свіжого заряду. Це дозволяє збільшити масу палива, яка згоряє за цикл у циліндрі, і завдяки цьому збільшити потужність двигуна.

Форсування ДВЗ такими способами супроводжується збільшенням максимального тиску у циліндрі,

а у випадку застосування закису азоту також збільшенням температури робочого тіла у процесі розширення. Це негативно впливає на надійність та ресурс двигуна.

Подача до циліндра речовин, які розкладаються з утворенням додаткового об'єму газу (парогазу) та з виділенням теплоти може розглядатися як «хімічне» наддування. Складом цього додаткового робочого тіла та його параметрами можна, в певних межах, керувати шляхом зміни співвідношень між реагуючими компонентами або додаванням до них баластних речовин, наприклад води.

На відміну від традиційного наддуву, який передбачає попереднє стискання повітря поза циліндром у додатковому компресорі, „хімічний” наддув не вимагає попереднього стискання МП та АП, оскільки ці речовини можуть подаватися до циліндра (камери згорання) у рідкому стані. У циліндрі відбуватимуться реакції розкладання МП або реакції між компонентами АП, що у загальному випадку матиме наслідком зміну параметрів стану заряду.

#### Формулювання проблеми

У даній роботі пропонується новий спосіб форсування дизелів НТМ, яке не буде супроводжуватися збільшенням максимального тиску в циліндрі та максимальної температури робочого тіла в процесі розширення, зокрема наприкінці розширення.

Щоб здійснити таке форсування треба впорснати додаткове робоче тіло (рідке МП або АП з баластними добавками) до циліндра на такті розширення, після згорання основної маси дизельного палива. Подача додаткового робочого тіла до початку згорання або під час згорання основного палива може привести до порушень процесу згорання основного палива. Розкладання МП на такті розширення призведе до виділення додаткових газів та теплоти, що потягне за собою збільшення тиску у циліндрі. Наслідком збільшення тиску буде збільшення індикаторної роботи циклу і, відповідно, потужності двигуна.

Параметрами стану робочого тіла в циліндрі (тиском та температурою), які будуть отримані після завершення процесу „хімічного” наддуву, можна керувати шляхом підбирання маси додаткового робочого тіла та складу речовин, що впорснули.

Наразі відсутні публікації, у яких була б поставлена та розв'язана задача визначення умов, за яких є можливим „хімічний” наддув без збільшення максимального тиску в циліндрі та температури робочого

го тіла в процесі розширення, а також була б дана оцінка ефективності такого способу збільшення роботи циклу.

Вочевидь, що внаслідок „хімічного” наддуву цикл ДВЗ зміниться. Принципові властивості нових циклів ДВЗ на початковому етапі їх досліджень (а цикли з „хімічним” наддувом перебувають саме на такому етапі!) доцільно визначати методами термодинамічного аналізу теоретичних циклів.

**Мета роботи** – визначення показників теоретичного циклу ДВЗ зі змішаним підведенням теплоти (циклу Тринклера), форсованого з застосуванням „хімічного” наддуву так, що максимальний тиск у циліндрі та температура робочого тіла в процесі розширення не перевищуватимуть відповідних значень у циклі без „хімічного” наддуву.

### Рішення проблеми

На рис. 1. наведено вигляд теоретичних циклів (базового та з хімічним форсуванням) у діаграмі тиск – об’єм циліндру. Збільшення тиску в ізохорному процесі 5 – 7 обумовлено подачею до циліндра додаткового робочого тіла (у реальному двигуні це може бути МП або АП, які розкладаються з виділенням парогазу та теплоти). Точка 7 відповідає максимальному рівню форсування, точка 7а – частковому.

Позначимо основні параметри робочих тіл та об’єми циліндра у перехідних точках:

$T_1 \dots T_8$  – абсолютні температури у перехідних точках циклу 1...8, К;  $p_1 \dots p_8$  – тиск у точках 1...8, Па;  $T_x$  – температура газу у джерелі додаткового робочого тіла, К;  $k$  – показник адіабати (прийнято  $k = 1,4$ );  $m_0, m_x$  – маса основного та додаткового робочих тіл у циліндрі, кг;  $V_1 \dots V_8$  – об’єми циліндра у перехідних точках циклу, м<sup>3</sup>.

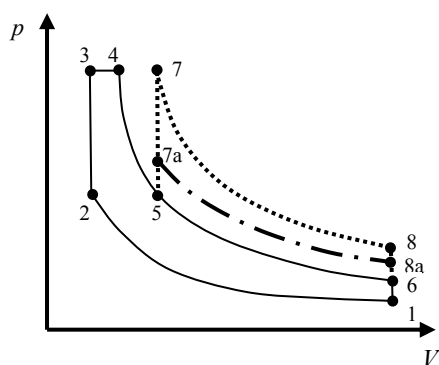


Рис. 1. Цикли базовий та з „хімічним” наддувом:

- базовий цикл;
- ..... максимальне форсування;
- - - - часткове форсування

Позначимо безрозмірні параметри циклу:

$Km = m_x / m_0$  – коефіцієнт додаткової маси робочого тіла;

$\varepsilon = V_1 / V_2$  – ступінь стискання;

$\lambda = p_3 / p_2$  – ступінь підвищення тиску;

$\rho = V_4 / V_3$  – ступінь попереднього розширення;

$\delta = V_1 / V_4$  – ступінь подальшого розширення;

$\varphi = V_5 / V_4 = V_7 / V_4$  – поточний ступінь подальшого розширення, при якому здійснюється подача додаткової маси до циліндра.

Термодинамічний аналіз теоретичного циклу виконаємо з такими припущеннями:

– робочі тіла (основне та додаткове), однакові і є ідеальними газами;

– ізобарні  $c_p$  та ізохорні  $c_v$  теплоємності робочих тіл однакові і не залежать від температури (у прикладах розрахунків прийнято  $c_p = 1000$  Дж/(кг·К),  $c_v = 714$  Дж/(кг·К));

– гаряче джерело теплоти одне і має температуру  $T_4$ ;

– холодне джерело теплоти одне і має температуру  $T_1$  (у прикладах розрахунків прийнято  $T_1 = 273$  К);

– процеси, які розглядаються, є такими: 1 – 2, 4 – 5, 5 – 6, 7 – 8 адіабатні; 2 – 3, 6 – 1, 8 – 1 ізохорні; 3 – 4 ізобарний.

Умови, які накладаються на параметри циклу з „хімічним” наддувом для випадку максимального форсування:

$$p_7 = p_4, \quad (1)$$

$$T_8 = T_6. \quad (2)$$

Для реалізації умови (2) необхідно, щоб виконувалась додаткова умова:

$$T_7 = T_5. \quad (3)$$

Із (3) випливає, що процес 5 – 7 (або 5 – 7а) є ізохорно-ізотермічним зі змінною масою робочого тіла у циліндрі. На початку процесу, у точці 5, у циліндрі знаходиться маса  $m_0$  основного робочого тіла з параметрами  $T_5$  та  $p_5$ , до якого надходить маса  $m_x$  додаткового робочого тіла від джерела маси з тиском  $p_7$  та температурою  $T_x$ .

У результаті змішування двох мас маємо у точ-

ці 7 масу ( $m_0 + m_x$ ) кг робочого тіла з параметрами  $p_7$  та  $T_7$ .

У [3, с. 219–220] показано, що для виконання умови (3) необхідно, щоб температура газу  $T_x$ , який надходить до ємності постійного об'єму, була пов'язана з температурою газу у ємності  $T_5$  так:

$$T_x = \frac{T_5}{k}. \quad (4)$$

Тоді величина підвищення тиску у процесі 5 – 7 буде залежати лише від початкового тиску  $p_5$  та співвідношення мас  $m_0$  і  $m_x$

$$\Delta p_{5-7} = p_5 - p_7 = p_5 \cdot \frac{m_x}{m_0} = p_5 \cdot Km. \quad (5)$$

Позначимо як  $KL$  коефіцієнт збільшення роботи циклу, яке забезпечує „хімічний” наддув. Будемо визначати  $KL$  за формулою:

$$KL = \frac{L_x - L_0}{L_0} = \frac{L_{5-7-8-6-5}}{L_0}, \quad (6)$$

де  $L_0$  – робота базового циклу,  $L_x$  – робота циклу з хімічним наддуванням,  $L_{5-7-8-6-5}$  – додаткова робота, отримана внаслідок „хімічного” наддуву.

Складові (6) визначаються за формулами:

$$L_0 = p_4(V_4 - V_3) + \frac{p_4 V_4}{k-1} \times \left[ 1 - \left( \frac{V_4}{V_6} \right)^{k-1} \right] - \frac{p_1 V_1}{k-1} \cdot \left[ \left( \frac{V_1}{V_2} \right)^{k-1} - 1 \right], \quad (7)$$

$$L_{5-7-8-6-5} = \frac{p_7 V_7}{k-1} \times \left[ 1 - \left( \frac{V_7}{V_8} \right)^{k-1} \right] - \frac{p_6 V_6}{k-1} \cdot \left[ \left( \frac{V_6}{V_5} \right)^{k-1} - 1 \right]. \quad (8)$$

Після підстановки (7) та (8) у (6), з урахуванням умов (1) та (2), а також безрозмірних параметрів циклу (у конкретному циклі  $\varepsilon$ ,  $\lambda$ ,  $\rho$ ,  $\delta$  фіксовані), отримуємо формулу виду  $KL = KL(\varphi)$  для визначення максимального значення коефіцієнту збільшення роботи циклу:

$$KL(\varphi) = \frac{\varphi \left( \frac{\delta^{k-1} - \varphi^{k-1}}{\delta^{k-1}} \right) - \left( \frac{\delta^{k-1} - \varphi^{k-1}}{\delta^{k-1} \varphi^{k-1}} \right)}{(k-1) \left( 1 - \frac{1}{\rho} \right) + \left( 1 - \frac{1}{\delta^{k-1}} \right) - \frac{1}{\rho \lambda} \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \right)}. \quad (9)$$

Для того, щоб забезпечити виконання умови  $p_7 = p_4$  необхідно, щоб маса  $m_x$  певним чином змінювалась залежно від поточного значення ступеня подальшого розширення  $\varphi$ .

Враховуючи відомі співвідношення, отримуємо

формулу для визначення максимальної зміни тиску, викликаной хімічним наддуванням:

$$p_7 - p_5 = p_4 - p_5 = p_4 - p_4 \cdot \left( \frac{V_4}{V_5} \right)^k = p_4 \cdot \left( 1 - \frac{1}{\varphi^k} \right). \quad (10)$$

З урахуванням (5) отримаємо:

$$p_4 \cdot \left( 1 - \frac{1}{\varphi^k} \right) = p_4 \cdot \frac{1}{\varphi^k} \cdot \frac{m_x}{m_0} = p_4 \cdot \frac{Km}{\varphi^k}. \quad (11)$$

Звідси маємо формулу для визначення зв'язку між коефіцієнтом додаткової маси  $Km$ , яка має бути подана до циліндра, і значенням поточного ступеня подальшого розширення  $\varphi$ .

$$Km(\varphi) = \frac{m_x(\varphi)}{m_0} = (\varphi^k - 1). \quad (12)$$

На рис. 2 наведені графіки, що ілюструють залежності (9) та (12).

При побудові графіків були прийняті такі значення безрозмірних параметрів базового циклу:  $\varepsilon = 17$ ;  $\lambda = 1,4$ ;  $\rho = 1,7$ ;  $\delta = 10$ .

Із рис. 2 випливає, що існує таке значення поточного ступеня подальшого розширення, при якому за рахунок „хімічного” наддуву можна досягти максимального збільшення роботи циклу. Для базового циклу, що був взятий для прикладу, робота може бути збільшена в 2,2 рази, для чого до циліндра треба подати додаткову масу, яка перевищує масу основного робочого тіла в вісім разів.

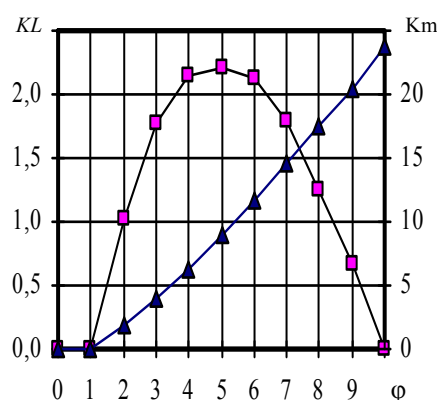


Рис. 2. Залежність коефіцієнта збільшення роботи циклу та коефіцієнта додаткової маси від поточного ступеня подальшого розширення:  
□ –  $KL$ ; ▲ –  $Km$



Як було зазначено, формули (9) та (12), а також графіки рис. 2, дають оцінку максимально можливого збільшення роботи базового циклу у разі виконання умов (1) і (2). Вони також дають можливість визначити додаткову масу робочого тіла, яка необхідна для забезпечення такого збільшення.

Нажаль, максимально-можливе збільшення роботи циклу (відповідно крутного моменту та потужності двигуна), на практиці не може бути реалізовано внаслідок трьох причин:

1) ходові частини існуючих НТМ не дозволяють реалізувати збільшену у 2,2 рази потужність двигуна внаслідок обмежень, які накладають умови відсутності буксування ведучих коліс;

2) трансмісії існуючих НТМ не зможуть передати потужність, що в 2,2 рази перевищує розрахункове значення;

3) подача додаткового робочого тіла, витрата якого буде у 8 разів перевищувати витрату основного робочого тіла (атмосферного повітря), вимагатиме надто великих ємностей для зберігання запасу реагентів (МП або АП) для "хімічного" наддуву.

Практично прийнятним може бути помірне (до 20 %) збільшення потужності дизеля НТМ, яке потребуватиме помірної витрати додаткового робочого тіла.

Визначимо зв'язок між коефіцієнтом збільшення роботи циклу  $KL(\varphi)$  та поточним ступенем подальшого розширення  $\varphi$  при фіксованих значеннях коефіцієнта маси додаткового робочого тіла  $Km$ . Для цього у рівняння (8), на відміну від попереднього випадку, коли  $p_7 = p_4$ , підставимо значення  $p_7$ , визначене з рівняння (5). Температуру додаткового робочого тіла будемо, як і раніше, визначати за формулою (4). Тоді після перетворень отримаємо:

$$KL(\varphi) = \frac{\frac{(1 + Km) \left( \frac{\delta^{k-1} - \varphi^{k-1}}{\delta^{k-1}} \right) - \left( \frac{\delta^{k-1} - \varphi^{k-1}}{\delta^{k-1} \varphi^{k-1}} \right)}{\varphi^{k-1}}}{(k-1) \left( 1 - \frac{1}{\rho} \right) + \left( 1 - \frac{1}{\delta^{k-1}} \right) - \frac{1}{\rho \lambda} \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \right)}. \quad (13)$$

Формула (13) перетворюється на (9), якщо до неї замість  $Km$  підставити праву частину (12).

На рис. 3 наведені графіки залежності коефіцієнта збільшення роботи циклу від поточного ступеня подальшого розширення при  $Km = \text{const}$ . Графіки побудовані за формулою (13), при цьому  $Km$  змінювали в межах 0,1...0,4.

На підставі аналізу рис. 3 можна зробити висновки, що для досягнення максимального ефекту від подачі фіксованої маси додаткового робочого

тіла, доцільно подавати це тіло до циліндра при малих значеннях  $\varphi$ . Наприклад, у випадку, коли витрата додаткового робочого тіла буде складати 40 % від витрати основного робочого тіла ( $Km = 0,4$ ), для збільшення роботи циклу на 20 % треба подавати додаткове робоче тіло до циліндра тоді, коли  $\varphi = 3$ .

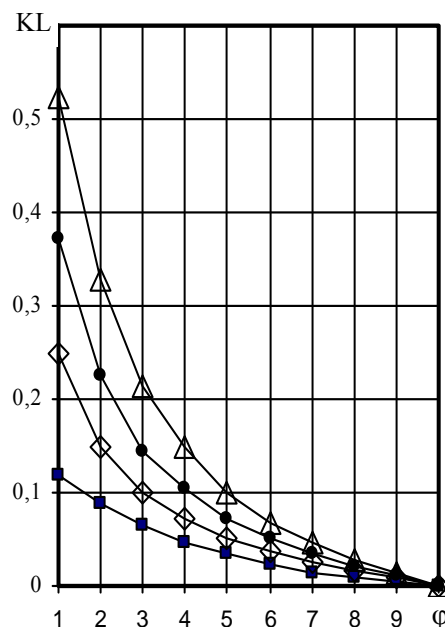


Рис. 3. Залежність коефіцієнту збільшення роботи циклу від поточного ступеня подальшого розширення за умов  $Km = \text{const}$ :

■ —  $Km=0,1$ ; ◇ —  $Km=0,2$ ;  
● —  $Km=0,3$ ; ▲ —  $Km=0,4$

Хоча „хімічний” наддув має за мету короткочасне збільшення роботи циклу (відповідно потужності дизеля), теоретичний інтерес має порівняння ефективності циклів базового та з „хімічним” наддувом.

У зв'язку з тим, що у циклі з „хімічним” наддувом маса робочого тіла змінюється, а додаткове робоче тіло є також додатковим джерелом енергії, що вноситься до циліндра, використати для порівняння циклів такий показник, як термічний ККД, неможливо.

Доцільно порівнювати цикли за їх коефіцієнтами термодинамічної досконалості. Такі коефіцієнти можна визначити для циклів як з постійною, так і зі змінною масою.

Відповідно до [4], коефіцієнт термодинамічної досконалості  $\eta_{ex}$  визначається за формулою:

$$\eta_{ex} = 1 - \frac{\sum_{i=1}^n D_i}{\sum_{j=1}^z E_{ex,j}}, \quad (14)$$

де  $z$  – кількість джерел ексергії;  $E_{ex,j}$  – ексергія, яка надходить до циліндра від джерела з номером  $j$ ;  $n$  – кількість процесів (вузлів), у яких виникають втрати ексергії;  $D_i$  – втрати ексергії у процесі (вузлі) з номером  $i$ , обумовлені незворотностями процесів (дисипативні втрати).

Втрати ексергії визначаються за загальною формулою [4, с. 45]:

$$D = T_{min} \sum \Delta S, \quad (15)$$

де  $T_{min}$  – мінімальна температура у системі (у нашому випадку  $T_{min} = T_1$ );  $\sum \Delta S$  – алгебраїчна сума зміни ентропій усіх тіл, які беруть участь у процесі, що розглядається.

Виходячи з прийнятих раніше припущень, будемо враховувати втрати ексергії, що обумовлені такими незворотностями:

$D_1$  – внаслідок теплообміну при кінцевій різниці температур між гарячим джерелом з температурою  $T_4$ , і робочим тілом, яке здійснює процес 2-3;

$D_2$  – внаслідок теплообміну при кінцевій різниці температур між гарячим джерелом з температурою  $T_4$ , і робочим тілом, яке здійснює процес 3-4;

$D_3$  – внаслідок теплообміну при кінцевій різниці температур між робочим тілом, яке здійснює процес 6-1, і холодним джерелом з температурою  $T_1$ ;

$D_4$  – внаслідок теплообміну при кінцевій різниці температур між робочим тілом, яке здійснює процес 8-1, і холодним джерелом з температурою  $T_1$ ;

$D_5$  – у процесі доведення параметрів стану додаткового робочого тіла від початкових до необхідних для даних умов ( $T = T_x, p = p_7$ );

$D_6$  – у процесі змішування робочих тіл (додаткового та основного), що мають різні параметри стану.

Розрахунок складових (14) для базового циклу виконано за відомими формулами [3]:

для процесу 2-3

$$D_1 = m_0 T_1 c_v \left[ \ln \left( \frac{T_3}{T_2} \right) - \frac{T_3 - T_2}{T_4} \right], \quad (16)$$

для процесу 3-4

$$D_2 = m_0 T_1 c_p \left[ \ln \left( \frac{T_4}{T_3} \right) - \frac{T_4 - T_3}{T_4} \right], \quad (17)$$

для процесу 6-1

$$D_3 = m_0 T_1 c_v \left[ \ln \left( \frac{T_1}{T_6} \right) + \frac{T_6 - T_1}{T_1} \right]. \quad (18)$$

Ексергія теплоти, підведена до робочого тіла у базовому циклі:

$$E_1 = m_0 \cdot \left( 1 - \frac{T_1}{T_4} \right) \times \left[ c_v (T_3 - T_2) + c_p (T_4 - T_3) \right]. \quad (19)$$

Для базового циклу коефіцієнт термодинамічної досконалості визначимо за формулою:

$$\eta_{ex} = 1 - \frac{D_1 + D_2 + D_3}{E_1}. \quad (20)$$

У випадку „хімічного” наддуву необхідно врахувати додаткові незворотні втрати та ексергію додаткового робочого тіла, поданого до циліндра. Для цього необхідно, насамперед, прийняти схему, за якою параметри стану додаткового робочого тіла доводять до необхідних значень.

Приймемо, що маса додаткового робочого тіла  $m_x(\varphi)$ , яка залежить від поточного ступеня подальшого розширення, утворюється шляхом змішування двох мас:

$$m_x(\varphi) = m_{1,x}(\varphi) + m_{2,x}(\varphi), \quad (21)$$

де  $m_{1,x}(\varphi)$  – маса з температурою гарячого джерела  $T_4$ ,  $m_{2,x}(\varphi)$  – маса, яка має температуру холодного джерела  $T_1$ .

Обидві маси перед та після змішуванням знаходяться під тиском  $p_4$ . Внаслідок їх змішування маса  $m_x(\varphi)$ , визначена за формулою (12), відповідно до (4) набуває температуру  $T_x(\varphi)$ .

Маси  $m_{1,x}$  і  $m_{2,x}$  визначаються за формулами:

$$m_{1,x}(\varphi) = m_x(\varphi) \cdot \left( \frac{T_x(x) - T_1}{T_4 - T_1} \right), \quad (22)$$

$$m_{2,x}(\varphi) = m_x(\varphi) - m_{1,x}(\varphi). \quad (23)$$

Втрати ексергії у циклі з „хімічним” наддувом:

$$D_4(\varphi) = (m_0 + m_x(\varphi)) T_1 c_v \times \left[ \ln \left( \frac{T_1}{T_6} \right) + \frac{T_6 - T_1}{T_1} \right]. \quad (24)$$

$$D_5(\varphi) = T_1 c_p \left[ m_{2,x}(\varphi) \cdot \ln \left( \frac{T_x(x)}{T_1} \right) - m_{1,x}(\varphi) \cdot \ln \left( \frac{T_4}{T_x} \right) \right]. \quad (25)$$

$$D_6(\varphi) = T_1 \cdot \left[ c_p m_x(\varphi) \ln(k) - m_0 R \ln \left( \frac{p_4}{p_5(\varphi)} \right) \right] \quad (26)$$

Ексергія додаткової маси, поданої до циліндра:

$$E_2(\varphi) = m_{1,x}(\varphi) \cdot \left\{ \begin{array}{l} c_p (T_4 - T_1) - \\ - T_1 \left[ c_p \ln \left( \frac{T_4}{T_1} \right) - \right. \\ \left. - R \ln \left( \frac{p_4}{p_1} \right) \right] \right\} + \\ + m_{2,x}(\varphi) T_1 R \ln \left( \frac{p_4}{p_1} \right). \quad (27)$$

Коефіцієнт термодинамічної досконалості циклу з „хімічним” наддувом:

$$\eta_{ex}(\varphi) = 1 - \frac{D_1 + D_2 + D_4(\varphi) + D_5(\varphi) + D_6(\varphi)}{E_1 + E_2(\varphi)} \quad (28)$$

На рис. 4 наведено графік залежності коефіцієнту термодинамічної досконалості циклу з „хімічним” наддувом від поточного ступеня подальшого розширення  $\varphi$ , побудований за формулою (28) для випадку максимально-можливого збільшення роботи циклу.

Коефіцієнту термодинамічної досконалості базового циклу відповідає точка, коли  $\varphi = 1$ , тобто коли „хімічний” наддув відсутній.

Із рис. 4 випливає, що запізнена подача додаткового робочого тіла негативно впливає на термодинамічну досконалість результуючого циклу. Звідси можна зробити висновок, що такий спосіб збільшення роботи циклу (потужності двигуна) може бути прийнятним лише в екстремальних умовах експлуатації НТМ.

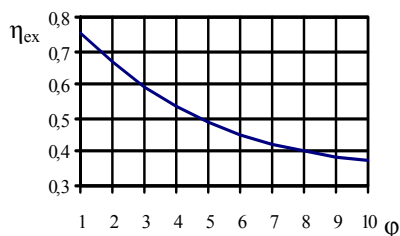


Рис. 4. Залежність коефіцієнту термодинамічної досконалості циклу з „хімічним” наддувом від поточного ступеня подальшого розширення

Зазначимо, що у реальному циклі ДВЗ чинників, що викликають незворотні процеси, буде більше.

Крім того, ступінь незворотності врахованих процесів буде більшою внаслідок суттєво більшої різниці між параметрами стану робочих тіл, джерел теплоти та маси. Тому коефіцієнти термодинамічної досконалості реальних циклів будуть меншими, ніж теоретичних циклів.

### Висновки

1. Застосування монопалив та азотних палив дозволяє організувати хімічне наддування базового двигуна так, що може бути збільшена робота циклу без збільшення максимального тиску в циліндрі і максимальної температури відпрацьованих газів.

2. За певних умов хімічне наддування дозволяє збільшити роботу базового циклу приблизно в 2 рази без збільшення максимального тиску у циліндрі та максимальної температури відпрацьованих газів.

3. Отримані залежності, що дозволяють визначити витрати додаткового робочого тіла, необхідні для досягнення заданого збільшення роботи базового циклу ДВЗ.

4. Хімічне наддування негативно впливає на термодинамічну досконалість циклу, тому його застосування виправдано лише в екстремальних умовах експлуатації НТМ.

5. Подальші дослідження з розвитку запропонованого способу збільшення роботи циклу доцільно проводити у таких напрямках:

- аналіз реальних циклів ДВЗ з хімічним наддуванням, у якому будуть враховані теплофізичні властивості основного та додаткового робочих тіл;
- аналіз умов роботи систем газотурбінного наддування дизелів, які додатково обладнані системами хімічними наддування;
- розробка паливної апаратури для подачі додаткового робочого тіла (монопалива або азотного палива) до циліндра.

### Список літератури:

1. Некрасов В.Г. Двигатели на азотном топливе / В.Г. Некрасов, А.Ф. Макаров, А.А. Злыденный, А.Ж. Мурзагалиев // Двигатели внутреннего сгорания. – 2008. – № 2. – С. 121–126.
2. Захребетков Ю.В. Эффективность нового способа работы теплового двигателя / Ю.В. Захребетков // Двигателестроение. – 2001. – № 2. – С. 34–36.
3. Кириллин В.А. Техническая термодинамика: Учебник для вузов. / В.А. Кириллин., В.В. Сычев, А.Е. Шейдлин – [4 – е изд.] – М.: Энергоатомиздат, 1983. – 416 с.
4. Гохитейн Д.П. Современные методы термодинамического анализа энергетических установок / Гохитейн Д.П. – М.: Энергия, 1969. – 368 с.

УДК 621.43.003

С.А. Ерощенко, д-р техн. наук, В.А. Корогодский, канд. техн. наук, О.В. Василенко, инж.

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИХ СВОЙСТВ РАБОЧЕГО ТЕЛА НА ТАКТЕ СЖАТИЯ ДЛЯ ДВУХТАКТНОГО ДВИГАТЕЛЯ

### Введение и постановка проблемы

Двухтактные ДВС с кривошипно-камерной продувкой являются наиболее распространенным видом двигателей внутреннего сгорания (ДВС). Они получили широкое распространение в народном хозяйстве благодаря таким достоинствам как меньшая стоимость, большая удельная мощность и меньшие массо-габаритные показатели по сравнению с четырехтактными ДВС. При этом у двухтактных ДВС упрощена система смазки и нет сложной системы газораспределения.

Для качественного и объективного моделирования процессов газообмена, смесеобразования и сгорания двухтактных ДВС с кривошипно-камерной продувкой необходимо учитывать теплофизические свойства реального рабочего тела.

### Анализ публикаций

В настоящее время одним из факторов, определяющих адекватность результатов математического моделирования рабочего процесса двухтактных ДВС, является необходимость учитывать теплофизические свойства рабочего тела на такте сжатия, в частности – теплоемкость. Существующие методики расчета теплоемкости [1, 2] определяют её как усредненную величину при средней температуре на такте сжатия. Поэтому для получения достоверных данных о процессах, протекающих в цилиндре [3,4] на такте сжатия, необходимо иметь значения изменения теплоемкости рабочего тела в зависимости от температуры с учетом нагрузки и свойств газов.

### Цель и задачи исследований

Целью настоящих исследований являлось определение теплофизических свойств рабочего тела, в частности, истинной массовой изобарной теплоемкости ( $C_{pm}$ ) на такте сжатия для двигателя ДН-4 с искровым зажиганием (ИЗ) с внешним смесеобразованием (карбюратор) и с учетом изменения коэффициента остаточных газов ( $\gamma$ ), суммарного коэффициента избытка воздуха ( $\alpha_\Sigma$ ), значений разрежения на впуске ( $\Delta P_s$ ) в зависимости от нагрузки.

### Обработка и анализ экспериментальных данных

Экспериментальные исследования проводились на двухтактном одноцилиндровом двигателе ДН-4 (1Д 8,7/8,2) с ИЗ, воздушным охлаждением и кривошипно-камерной продувкой производства Мелитопольского завода “Гидромаш” при работе по нагрузочной характеристике при частоте вращения коленчатого вала  $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ . Исследования проводились на кафедре ДВС НТУ “ХПИ”.

Анализ проб газов проводился при отборе их из цилиндра на такте сжатия и из выпускной системы двигателя газоанализатором СТ 300.02. Класс точности газоанализатора – 1. Используемый газоанализатор позволяет измерить объемные доли следующих газов:  $O_2$ ,  $CO$ ,  $CO_2$  и  $C_mH_n$ . Полученные значения концентраций указанных газов в конце такта сжатия и на выхлопе позволили рассчитать значения коэффициента остаточных газов по известной методике [5, 6]. Суть методики заключается в том, что, имея значения объемных процентов газовых компонентов смеси, можно с достаточной точностью определить значения коэффициента остаточных газов по формуле:

$$\gamma = \frac{1}{\frac{r_{CO}^{вых} + r_{CO_2}^{вых}}{r_{CO}^{сж} + r_{CO_2}^{сж}} - 1}, \quad (1)$$

где  $r_{CO}^{вых}$  – объемная доля  $CO$  в отработавших газах;

$r_{CO_2}^{вых}$  – объемная доля  $CO_2$  в отработавших газах;

$r_{CO}^{сж}$  – объемная доля  $CO$  в конце такта сжатия;

$r_{CO_2}^{сж}$  – объемная доля  $CO_2$  в конце такта сжатия.

Используя значения объемных долей газов, полученных в результате газового анализа, была построена зависимость  $\gamma = f(P_e)$ , которая представлена на рис. 1.

Полученные значения коэффициента остаточных газов для ДВС ДН-4 с карбюраторной системой питания изменяются в интервале от 0,25 до 0,166 с повышением нагрузки от  $P_e = 0,14 \text{ МПа}$  до  $P_e = 0,45 \text{ МПа}$ . При внешнем смесеобразовании, во время отбора газа на анализ, суммарный коэффициент избыт-

ка воздуха ( $\alpha_2$ ) изменялся от 0,62 до 0,72. Максимальное значение коэффициента остаточных газов  $\gamma = 0,25$ , составило при нагрузке  $P_e = 0,14$  МПа. С ростом нагрузки значения коэффициента остаточных газов снижаются до  $\gamma = 0,166$ , что соответствует значениям нагрузки  $P_e = 0,45$  МПа. Результаты экспериментальных исследований двигателя с карбюратором показывают, что с ростом нагрузки очистка цилиндра от продуктов сгорания улучшается, и коэффициент остаточных газов снижается.

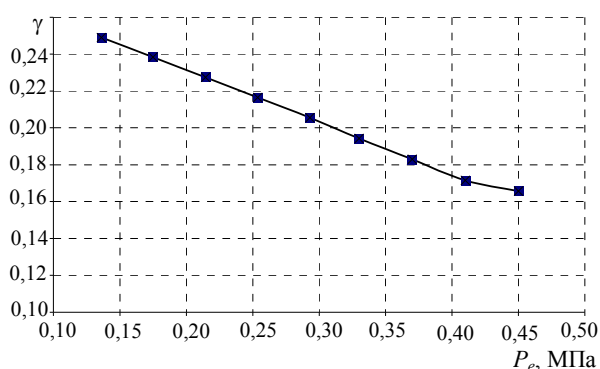


Рис. 1. Значения коэффициента остаточных газов ( $\gamma$ ) в зависимости от нагрузки двигателя при  $n=3000 \text{ мин}^{-1}$

Для определения теплоемкости рабочего тела на такте сжатия при внешнем смесеобразовании необходимо учитывать, что в цилиндре находится топливоздушная смесь и продукты сгорания. При этом предполагаем, что имеет место полное смешение свежего заряда с продуктами сгорания. Содержание продуктов сгорания в свежей смеси будет учитывать коэффициент остаточных газов (рис. 1). Тогда, получив значения коэффициента остаточных газов ( $\gamma$ ), можно определить теплофизические свойства рабочего тела в цилиндре двигателя на такте сжатия. То есть, речь идет об истинной массовой изобарной теплоемкости  $C_{pm}$ . В данном исследовании использовалась известная формула для определения истинной массовой изобарной теплоемкости [7]:

$$C_{pm} = \sum_{i=1}^n (a_i + b_i \cdot t) \cdot m_i, \quad (2)$$

где  $a_i, b_i$  – значения коэффициентов в интерполяционных формулах для изобарной теплоемкости;  $t$  – текущая температура смеси, °С;  $m_i$  – массовая доля компонента газовой смеси.

Для расчета теплоемкости рабочего тела на такте сжатия при внешнем смесеобразовании необходимо теоретически определить массу воздуха

( $M^0$ ) для сгорания 1 кг топлива. Для двигателя с карбюратором продувка осуществляется смесью воздуха с топливом. Тогда топливоздушная смесь будет включать массовые доли следующих газов:  $m_{N_2}, m_{O_2}, m_{H_2O}, m_T$ , которые определяются расчетным путем, исходя из значений  $\alpha_2$ . Так как при внешнем смесеобразовании сформирована богатая топливоздушная смесь ( $\alpha < 1$ ), то при сгорании в составе продуктов сгорания имеются следующие газы:  $m_{CO_2}, m_{H_2O}, m_{N_2}, m_{CO}, m_{CH}, m_{NOx}$ .

Имея значения ( $M^0$ ), объема продуктов сгорания ( $M_{np.cz}$ ) и состав газовой смеси, можно определить значения истинной массовой изобарной теплоемкости газов по формуле (2). Полученные значения  $C_{pm}$  топливоздушного заряда и  $C_{pm}$  продуктов сгорания представляют собой интерполяционные зависимости.

Приведенная формула (2) не учитывает содержание в газовой смеси в конце такта сжатия присутствия остаточных газов, попавших в рабочую смесь из-за несовершенства организации процесса газообмена. Отработавшие газы оказывают существенное влияние на теплоемкость смеси. С учетом концентрации остаточных газов формула (2) примет следующий вид:

$$C_{pm} = (a_{cm}(1-\gamma) + a_{np.cz} \cdot \gamma) + (b_{cm}(1-\gamma) + b_{np.cz} \cdot \gamma), \quad (3)$$

где  $a_{cm}, b_{cm}$  – значения коэффициентов для топливоздушного заряда в интерполяционных формулах для изобарной теплоемкости;  $a_{np.cz}, b_{np.cz}$  – значения коэффициентов для продуктов сгорания в интерполяционных формулах для изобарной теплоемкости;  $\gamma$  – коэффициент остаточных газов (рис.1).

С учетом формулы (3) были получены следующие интерполяционные формулы для определения теплоемкости смеси на такте сжатия:

$$P_e = 0,15 \text{ МПа} \rightarrow C_{pm} = 1,03223 + 0,000208 \cdot t$$

при  $R^2 = 1$ , кДж/кг·К;

$$P_e = 0,31 \text{ МПа} \rightarrow C_{pm} = 1,03873 + 0,00026 \cdot t, \quad (4)$$

при  $R^2 = 1$  кДж/кг·К;

$$P_e = 0,41 \text{ МПа} \rightarrow C_{pm} = 1,06377 + 0,00026 \cdot t,$$

при  $R^2=1$  кДж/кг·К.

По полученным интерполяционным зависимостям (4) получены графики изменения  $C_{pm}$  в зави-

симости от температуры (рис.2.)

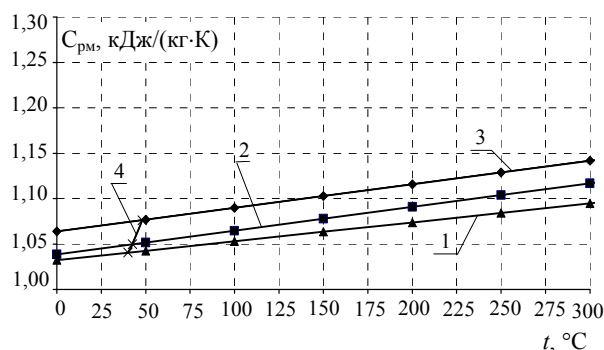


Рис.2. Теплоемкость рабочего тела на такте сжатия при изменении нагрузки по нагрузочной характеристике при  $n=3000 \text{ мин}^{-1}$

1– изменение  $C_{pm}$  при нагрузке  $P_e=0,15$  МПа; 2 – изменение  $C_{pm}$  при нагрузке  $P_e = 0,31$  МПа; 3 – изменение  $C_{pm}$  при нагрузке  $P_e = 0,41$  МПа; 4 – изменение  $C_{pm}$  по нагрузочной характеристике в момент закрытия выпускного окна

Представленные на рис. 2. интерполяционные зависимости описывают изменение истинной массовой изобарной теплоемкости рабочего тела в карбюраторном двигателе. При построении зависимостей (рис. 2) уровень величины достоверности аппроксимации составил  $R^2 = 1$ . Представленная на рис. 2. интерполяционная зависимость 4 ( $C_{pm} = 0,8586 + 0,0045 \cdot t$  при  $R^2 = 0,9953$ ) отображает увеличение теплоемкости рабочего тела на такте сжатия с ростом нагрузки от  $P_e = 0,15$  МПа до  $P_e = 0,41$  МПа и позволяет определить значения истинной массовой изобарной теплоемкости в интервале изменения нагрузки.

#### Направление дальнейших исследований

Истинная массовая изобарная теплоемкость топливоздушнoй смеси зависит от изменения суммарного коэффициента избытка воздуха, наличия продуктов сгорания в свежей смеси и их состав, что влияет на протекание процессов сгорания. Поэтому направление дальнейших исследований целесообразно проводить на обедненных и расслоенных топ-

ливовоздушных смесях, что предопределяется организацией внутреннего смесеобразования.

#### Выводы:

1. Определены значения коэффициента остаточных газов от  $\gamma = 0,25$  при  $P_e = 0,14$  МПа до  $\gamma = 0,166$  при  $P_e = 0,41$  МПа для двухтактного двигателя ДН–4 при работе по нагрузочной характеристике при  $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ .

2. Получены интерполяционные формулы для определения истинной массовой изобарной теплоемкости смеси газов в цилиндре двигателя ДН–4 на такте сжатия при работе по нагрузочной характеристике при  $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$  и внешнем смесеобразовании.

3. Полученные значения истинной массовой изобарной теплоемкости могут быть использованы при трехмерном моделировании газодинамической обстановки в двигателе для последующего использования в процессах газообмена, сжатия, смесеобразование и последующего сгорания.

#### Список литературы:

1. Двигатели внутреннего сгорания: учебник для вузов / [А.С. Хачиян, К.А. Морозов, В.Н. Луканин и др.] – М.: Высшая школа, 1985. – 311 с.
2. Двигатели внутреннего сгорания: устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей / под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – М.: Машиностроение, 1980. – 288 с.
3. Krzysztof Z. Mendera. Thermodynamic properties of working fluid of internal combustion engine / Krzysztof Z. Mendera // Journal of KONES internal combustion engine. – 2004. – №3–4. С.53–60.
4. Krzysztof Z. Mendera. Thermodynamic analysis of spark ignition engine pressure data / Krzysztof Z. Mendera // Journal of KONES internal combustion engine. – 2004. – №3–4. С.45–52.
5. Лебедев С.Е. Исследование продувки двухтактного двигателя методом газовых анализов / С.Е. Лебедев, М.С. Ховах // Дизелестроение. – 1940. – №1,2.
6. Антонов И.В. Методика экспериментального исследования процессов газообмена в двухтактном двигателе / И.В. Антонов // Двигатели внутреннего сгорания. – 1997. – Вып. № 56–57. – С.82–86.
7. Рабинович О.М. Сборник задач по технической термодинамике / Рабинович О.М. – М.: Машиностроение, 1969. – 376 с.

УДК 612.43.013

В.Г. Солодов, д-р техн. наук, А.А. Хандримайлов, инж.

## ЧИСЛЕННАЯ МОДЕЛЬ СЖИМАЕМОГО ВЯЗКОГО ТУРБУЛЕНТНОГО ТЕЧЕНИЯ ВО ВПУСКНЫХ КАНАЛАХ И ЦИЛИНДРАХ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ. Часть I. ЧИСЛЕННЫЙ МЕТОД

Введение

Работа посвящена численному моделированию

нестационарных сжимаемых вязких турбулентных течений в элементах впускных систем поршневых двигателей. Повышение качества газообмена требует исследования нестационарных газодинамических процессов в ДВС, определяющих степень завихренности газового потока и, как следствие, качество смесеобразования в камере сгорания. Теоретические основы расчета нестационарных сжимаемых вязких турбулентных течений в элементах поршневых двигателей представлены в зарубежной литературе (см. обзор [1]). В то же время авторам статьи неизвестны современные разработки в Украине собственного программного обеспечения для решения задач о трехмерных нестационарных вязких турбулентных течениях в элементах ДВС.

В этой связи разработан и ниже представлен численный метод расчета сжимаемых вязких турбулентных течений газа в элементах впускных систем, цилиндрах и камерах сгорания поршневых двигателей на основе развития программного обеспечения MTFS [2, 3]. В части II работы дано его тестирование на данных ЛДА эксперимента [4].

#### Основы вычислительного метода

**Уравнения переноса.** Особенностью газодинамического моделирования в трактах ДВС является нестационарность течения вследствие подвижности границ расчетной области (движение клапанов и поршня). Вязкое турбулентное течение в области с подвижными границами описывается системой уравнений Навье-Стокса для сжимаемого газа в отсутствие массовых сил и в предположении адиабатичности стенок [5]:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \int_{V(t)} \rho dV + \oint_{S(t)} \rho \vec{v} \cdot \vec{n} dS &= 0, \\ \frac{d}{dt} \int_{V(t)} \rho \vec{u} dV + \oint_{S(t)} \rho \vec{u} \vec{v} \cdot \vec{n} dS + \oint_{S(t)} \vec{P} \cdot \vec{n} dS &= 0, \\ \frac{d}{dt} \int_{V(t)} e dV + \oint_{S(t)} e \vec{v} \cdot \vec{n} dS + \\ + \oint_{S(t)} (\vec{P} \cdot \vec{u}) \cdot \vec{n} dS - \oint_{S(t)} (\vec{q} \cdot \vec{n}) dS &= 0, \end{aligned} \quad (1)$$

где  $\vec{P}$  - тензор напряжений;  $\vec{u} = (u_1, u_2, u_3)$  - вектор скорости.

Тепловой поток определяется законом Фурье  $\vec{q} = -\lambda \nabla T$ , вектор относительной скорости движения газа  $\vec{v} = \vec{u} - \vec{v}_T$  через движущуюся со скоростью  $\vec{v}_T$  границу объема. Система дополняется уравнени-

ем состояния газа. Для случая идеального газа полная энергия единицы объема  $e = \rho(RT / (\kappa - 1) + 0.5c^2)$ . Для широкого диапазона изменения параметров используется переменное значение удельных теплоемкостей. В общем случае термическое и калорическое уравнения состояния представляются в виде  $\rho(p, T)$ ,  $h(p, T)$ .

Далее без уменьшения общности будем считать, что система (1) может быть приведена к дивергентному виду в обобщенной криволинейной системе координат  $\xi = \xi(x, y, z, t)$ ,  $\eta = \eta(x, y, z, t)$ ,  $\zeta = \zeta(x, y, z, t)$ , разделена на конвективную и вязкую части, и осреднена по Рейнольдсу-Фавру[5].

$$\frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{\partial E}{\partial \xi} + \frac{\partial F}{\partial \eta} + \frac{\partial G}{\partial \zeta} = \frac{\partial E_v}{\partial \xi} + \frac{\partial F_v}{\partial \eta} + \frac{\partial G_v}{\partial \zeta}. \quad (2)$$

Система (2) замыкается уравнениями модели турбулентности в рамках подхода Буссинеска.

**Аппроксимация 2-го порядка решения во времени** нестационарной задачи об эволюции газовой смеси в газовом тракте двигателя в условиях движущихся границ позволяет повысить разрешение физических полей во времени. Это достигается на основе неявного алгоритма с применением процедуры двойного временного шага [6], в которой в рамках глобального шага по физическому времени  $t$  сходимость достигается путем применения серии индивидуальных для каждой ячейки шагов по псевдовремени  $\tau$ . При этом для временной производной системы уравнений (2) применяется дискретизация 1-го порядка для псевдовремени в рамках одного физического временного шага и трехточечная разностная формула 2-го порядка для физического времени  $t$ :

$$\frac{\partial Q}{\partial t} \approx \frac{\Delta Q}{\Delta t} + \frac{3(Q^m + \Delta Q) - 4Q^n + Q^{n-1}}{2\Delta t}.$$

Счетчиком по псевдовремени служит индекс  $m$ , по физическому времени – индекс  $n$ . При вычислении приращения  $\Delta Q$  поля величин  $Q^m, Q^n, Q^{n-1}$  в момент псевдовремени  $m\Delta t$  и в моменты физического времени  $n\Delta t, (n-1)\Delta t$  считаются известными.

**Коррекция сжимаемости для низкоскоростных течений** [7] обеспечивает снижение жесткости матрицы конвективного оператора в уравнениях Навье-Стокса с помощью коррекции собственных зна-

чений якобиевых матриц для малых чисел Маха. С этой целью в дополнение к вектору консервативных переменных  $Q = (\rho, \rho u, \rho v, \rho w, e)^T$  вводится вектор примитивных переменных  $q_T = (p, u, v, w, T)^T$  матричным преобразованием вида  $dQ = \Gamma_T dq_T, \Gamma_T = \partial Q / \partial q_T, \Gamma_T^{-1} = \partial q_T / \partial Q$ .

При дискретизации (2) получается основное неявное разностное уравнение для приращения вектора консервативных переменных  $\Delta Q$  в общей форме

$$\hat{\Gamma}_T \frac{\Delta q_T}{\Delta \tau} + \frac{3(Q^m + \Delta Q) - 4Q^n + Q^{n-1}}{2\Delta t} + \delta_\xi E^{m+1} + \delta_\eta F^{m+1} + \delta_\zeta G^{m+1} = RHS_v(Q^n, Q^{n-1}), \quad (3)$$

где  $\Delta Q = Q^{m+1} - Q^m, \Delta q_T = q_T^{m+1} - q_T^m$  - временные разности;

$\delta_\psi$  - дифференциальные операторы по соответствующим направлениям;

$RHS_v(Q^n, Q^{n-1})$  - правая часть разностной формулы, содержащая вязкие слагаемые.

Одинаковые по структуре исходная  $\Gamma_T$  и скорректированная  $\hat{\Gamma}_T$  матрицы перехода к примитивным переменным  $q_T$ , одномерная форма которых в случае уравнения состояния общего вида имеет вид

$$\Gamma_T = \begin{bmatrix} \rho_p & 0 & \rho_T \\ u\rho_p & \rho & u\rho_T \\ h_o\rho_p + \rho h_p - 1 & \rho u & \rho h_T + h_o\rho_T \end{bmatrix},$$

где  $h_o = (e + p)/\rho = h + 0.5c^2$  - полная энтальпия.

В матрице  $\hat{\Gamma}_T$  производная от плотности, характеризующая сжимаемость среды, заменена на  $\rho'_p = 1/(\varepsilon \cdot a^2)$  с корректирующим множителем  $\varepsilon = M_p^2 / (1 - (\kappa - 1)M_p^2)$ . Величина  $M_p^2$  - корректируемое число Маха, является параметром коррекции сжимаемости, определяется по [7]:  $M_p^2 = \min\{1, \max(M_i^2, M_u^2, M_{\min}^2)\}$ ;  $M_i$  - местная скорость звука,  $M_u = L/(\pi \Delta t a)$ ,  $L$  - характерный размер течения,  $a$  - скорость звука;  $M_{\min}^2 \approx 3M_\infty^2$  - ограничитель.

Для нахождения решения (3) линеаризуется в части конвективных членов относительно  $\Delta Q$ :

$$\hat{\Gamma}_T \frac{\Delta q_T}{\Delta \tau} + \frac{3(Q^m + \Gamma_T \Delta q_T) - 4Q^n + Q^{n-1}}{2\Delta t} +$$

$$+ \delta_\xi (\Delta E^m + A_T^m \Delta q_T) + \delta_\eta (\Delta F^m + B_T^m \Delta q_T) + \delta_\zeta (\Delta G^m + C_T^m \Delta q_T) = RHS_v(Q^n, Q^{n-1}).$$

Дальнейшие преобразования приводят к разностной формуле

$$\left[ \hat{\Gamma}_T + \frac{3\Delta \tau}{2\Delta t} \Gamma_T + \Delta \tau \sum_{(\psi)} D_T^m \delta_\psi \right] \Delta q_T = RHS_v(Q^n, Q^{n-1}) - \Delta \tau \left( \frac{3Q^m - 4Q^n + Q^{n-1}}{2\Delta t} \right) - \Delta \tau (\delta_\xi E^m + \delta_\eta F^m + \delta_\zeta G^m) = RHS^m,$$

где  $D_T^m = (A, B, C)_T^m$  - якобианы конвективных потоковых векторов по отношению к вектору переменных  $q_T, \psi = (\xi, \eta, \zeta)$ .

Матрица преобразования (с учетом двойного временного шага) определяется, как

$$\Phi_T = \hat{\Gamma}_T + \frac{3\Delta \tau}{2\Delta t} \Gamma_T$$

и получается разностное соотношение

$$\left[ I + \Delta \tau \Gamma_T \Phi_T^{-1} \sum_{(\psi)} D_\psi^m \delta_\psi \right] \Delta Q = \Gamma_T \Phi_T^{-1} RHS^m, \quad (4)$$

где  $D_\psi^m$  - якобианы конвективных потоковых векторов по отношению к вектору переменных  $Q$ .

Матрица  $\Phi_T$ , характеризующая двойной шаг по времени, учитывает коррекцию матрицы преобразования и имеет вид

$$\Phi_T = \frac{1}{\phi} \begin{bmatrix} \rho_p'' & 0 & \rho_T \\ u\rho_p'' & \rho & u\rho_T \\ h_o\rho_p'' + \rho h_p - 1 & \rho u & \rho h_T + h_o\rho_T \end{bmatrix}.$$

где  $\rho_p'' = \phi(\rho'_p - \rho_p) + \rho_p$  - величина, обратная квадрату скорости звука с учетом коррекции сжимаемости;  $\phi = 1/(1 + 1.5\Delta \tau/\Delta t)$  - основной параметр двойственности шага по времени; для стационарных течений  $\phi = 1$ .

Определение  $\Delta Q$  приводит к проблеме решения разностных уравнений (4) на каждом шаге псевдовремени. Решение основывается на обращении оператора левой части с помощью процедуры приближенной факторизации по пространственным переменным и последующей диагонализации [8, 9]:

$$\left[ I + \Delta \tau \Gamma_T \Phi_T^{-1} \sum_{(\psi)} D_\psi^m \delta_\psi \right] \Delta Q \approx \prod_{(\psi)} \left( I + \Delta \tau \Gamma_T \Phi_T^{-1} D_\psi^m \delta_\psi \right) \Delta Q = \Gamma_T \Phi_T^{-1} RHS^m.$$



Прием сводит разностную задачу к трехдиагональным системам алгебраических уравнений, решаемым скалярными прогонами.

Далее система системы разностных уравнений приводится к трехдиагональному виду диагонализацией модифицированных якобианов  $\Phi_T^{-1} D_T^m$  на основе соотношений:

$$\Gamma_T \Phi_T^{-1} D_T^m = \Gamma_T \Phi_T^{-1} D_{T\psi}^m \Gamma_T^{-1} = \Gamma_T L_\psi \Lambda_\psi^m L_\psi^{-1} \Gamma_T^{-1}.$$

Матрицы  $L_\psi$  составлены из собственных векторов  $\Phi_T^{-1} D_{T\psi}^m$ , соответствующих их собственным значениям [7, 8]. Диагональные матрицы  $\Lambda_\psi = L_\psi^{-1} \Phi_T^{-1} D_{T\psi}^m L_\psi$  состоят из собственных значений матриц  $\Phi_T^{-1} D_{T\psi}^m$ .

$$\Lambda_\psi^m = \text{diag}(\lambda_\psi^i) = \text{diag}\{\phi D_\psi, \phi D_\psi, \phi D_\psi, \lambda_\psi^4, \lambda_\psi^5\},$$

$$\lambda_\psi^{4,5} = \frac{1}{2} \phi \left[ D_\psi \left( 1 + \frac{d}{d'} \right) \pm \sqrt{D_\psi^2 \left( 1 - \frac{d}{d'} \right)^2 + 4 \frac{\rho h_T}{d'} \psi_0^2} \right].$$

Скорректированные скорости переноса представляются в виде

$$D^\pm = \frac{1}{2} \phi D_\psi \left( 1 \pm \frac{d}{d'} \right),$$

$$a' = \frac{1}{2} \phi \sqrt{D_\psi^2 \left( 1 - \frac{d}{d'} \right)^2 + 4 \frac{\rho h_T}{d'} \psi_0^2}.$$

Величины  $d, d'$  определяются из термодинамических соотношений [7] как

$$d = \rho h_T \rho_p + \rho_T (1 - \rho h_p), \quad d' = \rho h_T \rho'_p + \rho_T (1 - \rho h_p),$$

и справедливы для достаточно общего уравнения состояния, включая случай  $\rho = \text{const}$ , при котором  $d = 0$ . Отключение коррекции сжимаемости влечет  $d \equiv d''$ , откуда следует

$$D_\psi = \phi D_\psi^+, \quad D_\psi^- = 0, \quad a' = \phi a \psi_0.$$

Окончательно приближенную факторизацию получаем в виде

$$\Gamma_T \prod_{(\psi)} \left( L_\psi \left( I + \phi \Delta \tau \delta_\psi \Lambda_\psi^m \right) L_\psi^{-1} \right) \Gamma_T^{-1} \Delta Q = \Gamma_T \Phi_T^{-1} RHS^m.$$

В соответствии с методом [8] выполняется расщепление диагональных матриц  $\Lambda_\psi$  и якобианов  $D_\psi^m$  на составляющие матрицы со знакоопределенными собственными значениями для реализации обращения матриц способом прогонки:

$$\Lambda_\psi^\pm = 0.5 \left( \Lambda_\psi \mid \pm \Lambda_\psi \right),$$

$$D_\psi^m = \left( \Phi_T^{-1} D_\psi^m \right)^+ - \left( \Phi_T^{-1} D_\psi^m \right)^- \\ = L_\psi \Lambda_\psi^+ L_\psi^{-1} - L_\psi \Lambda_\psi^- L_\psi^{-1},$$

где матрицы  $\Lambda_\psi$  составлены из абсолютных значений матриц  $\Lambda_\psi$ .

Переход от дифференциального факторизованного оператора  $\delta_\psi$  к разностному оператору осуществляется с помощью односторонних разностей, составленных с учетом знаков собственных значений или направлений распространения возмущений в потоке [8]:

$$\nabla_\psi \left( \Phi_T^{-1} D_\psi^m \right)^+ \approx L_\psi \nabla_\psi \Lambda_\psi^+ L_\psi^{-1},$$

$$\Delta_\psi \left( \Phi_T^{-1} D_\psi^m \right)^- \approx L_\psi \Delta_\psi \Lambda_\psi^- L_\psi^{-1},$$

где  $\Delta_\psi f = f_{i+1} - f_i$ ,  $\nabla_\psi f = f_i - f_{i-1}$ ,  $\psi \equiv (\xi, \eta, \zeta)$ .

Обращение оператора левой части производится на каждом шаге псевдовремени по известному алгоритму прогонки [8]. Правая часть *RHS* данного разностного уравнения зависит от членов, вычисленных на  $m-1$  подитерации  $n+1$  физического временного шага и моментов времени  $n$  и  $n-1$ , и поэтому вычисляется явно.

Пространственные производные в «вязких» членах аппроксимируются со 2-м порядком точности с помощью центральных разностей. Конвективные члены рассчитываются через векторы потоков на границах ячеек:

$$\left( \frac{\partial E}{\partial \xi} + \frac{\partial F}{\partial \eta} + \frac{\partial G}{\partial \zeta} \right)_{ijk}^n \approx \frac{E_{i+\frac{1}{2},j,k} - E_{i-\frac{1}{2},j,k}}{\Delta \xi} \Big|_i^n + \\ + \frac{F_{i,j+\frac{1}{2},k} - F_{i,j-\frac{1}{2},k}}{\Delta \eta} + \frac{G_{i,j,k+\frac{1}{2}} - G_{i,j,k-\frac{1}{2}}}{\Delta \zeta} \Big|_k^n.$$

**Вычисление векторов потоков** через грани может быть выполнено с помощью противопоточных разностей (см. например [8, 9 и др.]) по процедуре, подобной процедуре расщепления для неявной части алгоритма. Другим способом является приближенное решение задачи Римана о распаде произвольного разрыва параметров на грани ячейки.

Для повышения порядка аппроксимации газодинамических переменных по обе стороны грани применяется их реконструкция изнутри ячейки на грань с помощью заранее вычисленных производных от поля параметров в центрах ячеек по формулам квадратичной реконструкции переменных [9]:

$$\phi(\psi, t^m) = \phi_i^m + \left(\frac{\partial \phi}{\partial \psi}\right)_i^m (\psi - \psi_i) + 0.5 \left(\frac{\partial^2 \phi}{\partial \psi^2}\right)_i^m (\psi - \psi_i)^2,$$

которая приводит к семейству схем повышенного порядка точности на неравномерных сетках.

В этой связи особую важность приобретает точность и способ вычисления производных газодинамических переменных по полю на момент времени  $m\Delta t$ . В данной работе использована ENO аппроксимация в виде [9]:

$$\left(\frac{\Delta \phi}{\Delta \psi}\right)_i = \frac{1}{\Delta \psi} \min\text{mod} \left[ \Delta_{i+1} \phi - \beta \min\text{mod}(\Delta_{i+1}^+ \phi, \Delta_{i+1}^- \phi), \Delta_i \phi + \beta \min\text{mod}(\Delta_i^+ \phi, \Delta_i^- \phi) \right],$$

где  $\Delta_i \phi = \phi_{i+1} - \phi_i$ ,  $\Delta_i^+ \phi = \Delta_i \phi - \Delta_{i-1} \phi$ ,  $\Delta_i^- \phi = \Delta_{i+1} \phi - \Delta_i \phi$  - первые и вторые разности характеристической переменной  $\phi$ , приращение которой вычисляется на основе матричного преобразования  $\Delta_m \phi = \Gamma_\psi^{-1} L_\psi^{-1} \Delta_m Q$  в ячейке с номером  $i$  на основе пятиточечного шаблона первых и вторых разностей  $\phi$  по соседним ячейкам с применением ограничителя  $\min\text{mod}(x, y)$  [8, 9]. Согласно [9] производная от переменной  $\phi$  вычисляется со вторым порядком при  $\beta = 0.5$ .

В задачах газообмена в ДВС использовано уравнение состояния идеального газа  $p = R\rho T$ . Коэффициент теплоемкости газа при постоянном объеме предполагался линейно зависящим от температуры в процессе сжатия газа  $C_V = C_{V_0} + C_V^T T$ ,  $C_V^T \neq 0$ . Переменность  $C_V$  отражается в собственных числах матриц якобианов преобразований и системы уравнений, влияет на скорость распространения малых возмущений в газе.

#### Заключение

Представлена численная модель сжимаемого вязкого турбулентного течения в элементах впуск-

ных трактов, камерах сгорания и цилиндрах поршневых двигателей на тактах впуска и сжатия на основе развития программного комплекса **MTFS**. Численное моделирование процессов наполнения и сжатия представляется перспективным для исследования характеристик потока в цилиндре и камере сгорания дизеля, позволяет получать решения газодинамических задач в областях сложной геометрии, визуализировать структуру течения, получать количественную оценку характеристик потока. Развитие метода целесообразно в направлении повышения точности разрешения турбулентных пульсаций, практическое применение может быть направлено на решение задач смесеобразования и горения в ДВС.

#### Список литературы:

1. Солодов В.Г. Численное моделирование сжимаемых вязких турбулентных течений во впускных каналах и цилиндрах поршневых двигателей / В.Г. Солодов, А.А. Хандримайлов // *Аэрогидродинамика: проблемы и перспективы*. – 2006. – Вып.2. – С. 212–233.
2. Солодов В.Г. Солвер для решения трехмерных нестационарных задач внутренней газодинамики / В.Г. Солодов, Ю.В. Стародубцев // *Вестник ХГАДТУ*. – 2000. – Вып. 12,13. – С. 103–105.
3. Солодов В.Г. Научно-прикладной программный комплекс **MTFS**<sup>®</sup> для расчета трехмерных вязких турбулентных течений жидкостей и газов в областях произвольной формы. / В.Г. Солодов, Ю.В. Стародубцев // *Сертификат гос. регистр. авторских прав*. – УГААСП. – №5921. – 07.16.2002.
4. Bicen A.F. Steady and unsteady air flow through an intake valve of a reciprocating engine / A.F. Bicen, C. Vafidis, J.H. Whitelaw // *2nd Winter Annual Meeting ASME*. – 1984. – P. 47 – 55.
5. Ferziger J. *Computational Methods for Fluid Dynamics* / J. Ferziger, M. Peric. – Springer. – 1999. – 389 p.
6. Arnone A. *Integration of Navier-Stokes Equations Using Dual Time Stepping and a Multigrid Method* / A. Arnone, V.Liou, L.Povinelli. // *AIAA Journal* - 1995. – №6. – P. 985–990.
7. Merkle C. *Convergence Acceleration of the Navier-Stokes Equations through Time-Derivative Preconditioning* / C. Merkle, S. Venkateswaran, M. Deshpande. // *AGARD-CP578-NATO*. – 1995. – P. 1-10.
8. Chung T.J. *Computational Fluid Dynamics* / T.J. Chung. – CUP. – 2002. – 1022 p.
9. Yang J.Y. *Uniformly Second Order Accurate ENO Schemes for Euler Equations of Gas Dynamics* / J.Y. Yang, C.K. Lombard. // *AIAA Pap.* 87–1166. – 1987. – 9 p.

УДК 621.43.013

*Е.П. Воропаев, инж.*

## ВЫБОР РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ГАЗОВОЗДУШНОГО ТРАКТА АВИАЦИОННОГО ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ

### Введение

Применение трехмерных газодинамических моделей в проектировании поршневых ДВС позволяет существенно улучшить характеристики газозвдушного тракта (ГВТ). В качестве примера, в настоящей публикации приведен расчет рабочего цикла авиационного поршневого двигателя с различными параметрами впускной и выпускной систем.

Двигатель – 4-х тактный, 4-х цилиндровый, с принудительным зажиганием, выполнен по оппозитной схеме. Система охлаждения – жидкостная. Рабочий объем двигателя - 1649 см<sup>3</sup>, диаметр цилиндра – 92 мм, ход поршня – 62 мм. Система питания – распределенный впрыск. Механизм газораспределения – штанговый, с общим распределительным валом в картере. Количество клапанов на цилиндр – 2. Степень сжатия – 10,0.

Фазы газораспределения составляют 19 и 67 град п.к.в. для впуска, 56 и 26 град. п.к.в.- для выпуска.

Доводка элементов двигателя выполнялась в рамках опытно-конструкторской работы (ОКР) «Розробка елементів конструкції чотиритактного поршневого двигуна рідинного охолодження» (Договор Минпромполитики № 5-1697/07). Основания для выполнения ОКР: «Комплексна державна програма розвитку авіаційної промисловості України до 2010 року» от 26.08.2008; Письмо Минпромполитики № 01/5-1-60 от 12.08.2008.

Согласно Техническому заданию, двигатель предназначен для установки на вертолете украинской разработки КТ-112 «Кадет».

### Анализ последних достижений и публикаций

Для построения оптимальной геометрии газозвдушного тракта можно руководствоваться рекомендациями работы [1]. Автором проведены экспериментально-расчетные исследования различных впускных и выпускных систем для многоцилиндровых двигателей и выведены эмпирические зависимости, дающие хорошую сходимост. Однако проектируемый двигатель существенно отличается как размерностью, так и скоростными режимами. К тому же, применение этих рекомендаций к разветвленным

коллекторам с общими участками и полостями вызывает дополнительные трудности. Еще один существенный момент – в [1] использовано условие резонанса, впервые полученное О. Лутцем, которое предполагает мгновенное открытие и закрытие органов газораспределения в НМТ и ВМТ. В проектируемом же двигателе фазы газораспределения приняты довольно широкими, и это необходимо учесть в расчете.

В работе [2] течения на прямолинейных участках рассматриваются как нестационарные одномерные, а для моделирования течений в разветвлениях предложен метод, основанный на численном решении задачи о распаде произвольного разрыва. Этим методом можно, в принципе, решить задачу совмещения и разделения течений, но здесь каждый такой случай требует отдельного рассмотрения и все равно – принятия некоторых коэффициентов и соглашений о соотношениях давлений и скоростей. Переменное же сечение отдельного трубопровода по этой методике учесть очень сложно.

Известна работа В.Г. Дьяченко [3]. Разработанная им методика позволяет уже вести расчет и в каналах переменного сечения, но постановка граничных условий у переменного сечения клапанов по-прежнему представляет значительные трудности. К тому же этот метод относительно громоздок как для создания расчетной программы, так и для расчета. Также, ни эта, и ни одна из предыдущих методик не моделируют нестационарный процесс в цилиндре совместно с газодинамическими процессами в коллекторах, а это существенное препятствие (как будет показано далее) к моделированию рабочего цикла двигателей с продолжительным перекрытием фаз газораспределения и тем самым – использованию дополнительных резервов в оптимизации.

В публикации [4] предложена модель трехмерного вязкого турбулентного течения газовой смеси в щели впускного клапана ДВС. Потенциальные возможности данной модели позволяют уже решать практически любые расчетные задачи в коллекторах любой формы и конфигурации. Однако, насколько можно судить из работы, авторы больше останавли-

ваются на тщательном моделировании отдельных элементов ГВТ и не рассматривают всю систему впуска или выпуска в целом.

В настоящей публикации предложена и используется трехмерная газодинамическая модель ДВС. Отличительной ее особенностью является то, что она изначально разрабатывалась для моделирования и оптимизации всего ГВТ произвольной конфигурации, включая все цилиндры [5, 6, 7]. Данная особенность модели важна при проектировании многоцилиндровых двигателей, в которых процессы в цилиндрах влияют друг на друга через объединенные участки впускной и (или) выпускной систем.

Программная реализация данной модели позволяет в течение 3 - 4 суток по специальной методике сформировать геометрию ГВТ практически любой формы и конфигурации. Мощность расчетной сетки, при этом, может достигать до 3-х млн. ячеек.

Применение трехмерной модели позволило также, с высокой точностью реализовывать диаграммы изменения проходного сечения клапанов в соответствии изменяющейся геометрии расчетной сетки. Это важно при проектировании и доводке механизма газораспределения.

#### Постановка задачи

В разрабатываемом двигателе, согласно Техническому заданию, требуется обеспечение двух основных режимов: 1) взлетный – 86,1 кВт при частоте вращения коленчатого вала (КВ)  $n = 5800 \text{ мин}^{-1}$ , 2) максимальный продолжительный – 81 кВт при  $n = 5500 \text{ мин}^{-1}$ . Эту мощность двигателя следует считать минимально необходимой. Получение взлетной мощности до 100 кВт положительно скажется на летно-технических характеристиках вертолета. Ограничениями в этом случае являются вес и ресурс двигателя.

На этом вертолете максимальная частота вращения КВ  $5800 \text{ мин}^{-1}$  продиктована характеристиками трансмиссии и несущего винта, однако проектируемый двигатель планируется устанавливать и на других летательных аппаратах, где возможно будет его использование и на более высоких частотах вращения, обеспечивающих большую мощность. Основанием для этого является короткий ход поршня, который допускает номинальную частоту вращения КВ большую, чем  $5800 \text{ мин}^{-1}$ .

По изложенным выше соображениям выбраны три расчетных режима:  $n = 5500, 5800 \text{ и } 6500 \text{ мин}^{-1}$ .

На этих режимах, с целью получения наибольшей мощности, требуется выбрать наиболее рациональную геометрию ГВТ.

Условия компоновки силовой установки на вертолете (в отличие от самолета) позволяют выполнить трубопроводы выпускной системы более протяженными, что и было использовано.

#### Результаты расчета

В процессе проектирования силовой установки были рассчитаны характеристики двигателя, оснащенного различными (пробными) вариантами ГВТ. В настоящей публикации рассмотрены два варианта – исходный и улучшенный. Их параметры приведены в табл. 1.

Впускной коллектор с ресивером представлен на рис. 1. Варианты впускного коллектора, кроме размеров, принципиально ничем не отличаются.

На основе анализа известных схем выпускных систем и пробных расчетов было принято решение применить выпускную систему с преобразователем импульсов. Исходный и улучшенный варианты выпускной системы представлены на рис. 2 и рис. 3 соответственно.

Результаты моделирования приведены в табл. 2, а диаграммы процессов газообмена – на рис. 4 – рис. 9.

В табл. 1 и на диаграммах применены следующие обозначения:  $N_e$  – эффективная мощность,  $G_{s, \text{выбр}}$  – количество смеси, выброшенной обратно из цилиндра в конце впуска,  $G_{s, \text{забр}}$  – количество отработавших газов, заброшенных во впускной коллектор в начале открытия впускного клапана,  $G_{г, \text{возвр}}$  – количество отработавших газов, вернувшихся обратно в цилиндр перед закрытием выпускного клапана,  $P$  – давление в цилиндре,  $P_{\text{ВП}}$  и  $P_{\text{ВЫП}}$  – средние давления в сечениях перед впускным клапаном и за выпускным клапаном,  $P_{\text{ГЛ}}$  и  $P_{\text{ВФ}}$  – средние давления в сечениях перед глушителем и за воздушным фильтром.  $P_i, P_{\text{нх}}$  – среднее индикаторное давление и среднее давление насосных ходов.

Из сравнения показателей двигателя с исходным и улучшенным ГВТ следует, что на заданных режимах ( $n = 5500 \text{ мин}^{-1}$  и  $n = 5800 \text{ мин}^{-1}$ ) мощность возросла на 13 % и 16 % соответственно. На режиме с  $n = 6500 \text{ мин}^{-1}$  – на 12 % . С практической точки зрения – это существенный прирост мощности.

Таблица 1. Параметры газозвдушного тракта.

	Варианты ГВТ	
	Исходный	Улучшенный
Объем впускного ресивера, см <sup>3</sup>	874	1092
Диаметр впускного трубопровода, мм	42,1	40,5
Длина впускного трубопровода, мм	180	350
Диаметр подводящих выпускных трубопроводов, мм	35,4	36,0
Длина подводящих выпускных трубопроводов, мм	480	700
Диаметр объединенного выпускного трубопровода, мм	–	66,7
Длина объединенного выпускного трубопровода, мм	–	400
Объем первичной камеры глушителя, см <sup>3</sup>	1205	2070
Эквивалентный диаметр выходного поперечного сечения из первичной камеры глушителя, мм	44,9	62,2

Из данных табл. 2 следует, что для обоих вариантов газозвдушного тракта на всех рассматриваемых режимах коэффициент наполнения имеет довольно высокие значения. Это объясняется низким значением параметра « $S/D$ », и как следствие – высокими, по отношению к ходу поршня, диаметрами клапанов. Проявляет себя и эффект инерционного наддува.

Рассматривая и сопоставляя диаграммы газообмена, можно отметить, что наибольшее влияние на характеристики двигателя оказывает изменение длин подводящих и объединенного трубопровода выпускной системы. Это отчетливо видно как по моменту возвращения к клапанам волны сжатия, так и по степени разрежения возле клапанов. На взлетном режиме (см. рис. 6 и рис. 7) у улучшенного варианта ГВТ у выпускных клапанов достигается разрежение менее 0,04 МПа на угле поворота коленчатого вала (п.к.в.) равном 520 град., в то время когда у исходного варианта – только 0,06 МПа и на угле 460 град. Далее следует: у исходного варианта – интенсивный скачок давления – до 0,13 МПа – от вернувшейся волны сжатия, а у улучшенного варианта всего лишь – до 0,07 МПа. Все это происходит в период пере-

крытия фаз газораспределения и сказывается как на очистке камеры сгорания от отработавших газов, так и на дополнительном перепаде давлений (помимо движения поршня), способствующем разгону воздушного заряда во впускной системе.

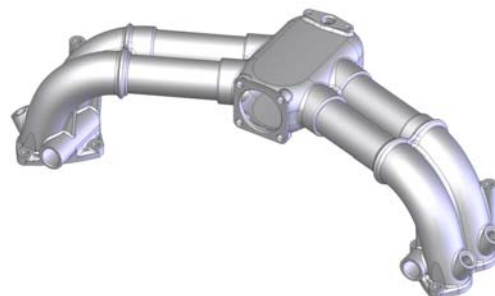


Рис. 1. Впускной коллектор

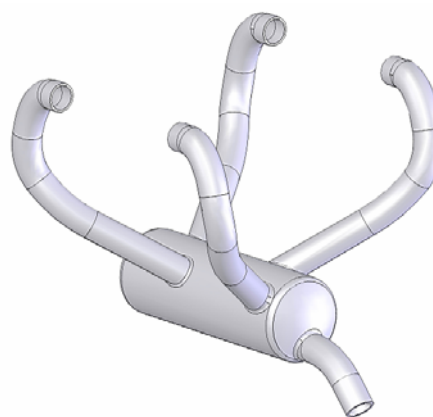


Рис.2. Исходный вариант выпускной системы

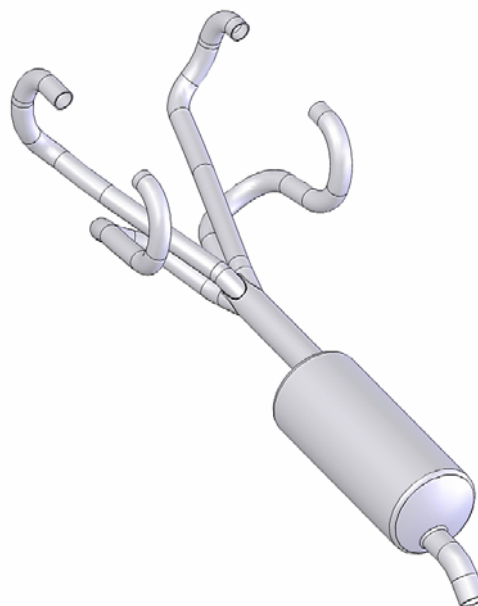


Рис.3. Улучшенный вариант выпускной системы

Таблица 2. Результаты моделирования

$n$ , мин <sup>-1</sup>	5500	5800	6500
Исходный газоздушный тракт			
$N_e$ , кВт	77,2	81,3	89
$\eta_v$	0,967	0,976	0,98
$\gamma$	0,046	0,049	0,047
$G_{s.выбр}$ , %	4,33	4,13	2,91
$G_{s.забр}$ , %	0,11	0,7	0,13
$G_{г.возвр}$ , %	0,01	0,06	0,08
$g_e$ , г/кВт*ч	267,2	269,9	275,7
$P_i$ , МПа	1,209	1,221	1,229
$P_{нх}$ , МПа	-0,044	-0,051	-0,062
$(P_i + P_{нх})$ , МПа	1,165	1,170	1,167
Улучшенный газоздушный тракт			
$N_e$ , кВт	87,2	94,3	100
$\eta_v$	1,073	1,12	1,11
$\gamma$	0,031	0,028	0,027
$G_{s.выбр}$ , %	4,19	3,46	1,22
$G_{s.забр}$ , %	0,03	0,02	0,01
$G_{г.возвр}$ , %	0,05	0,06	0,03
$g_e$ , г/кВт*ч	262,4	265,2	278,3
$P_i$ , МПа	1,342	1,394	1,390
$P_{нх}$ , МПа	-0,044	-0,060	-0,101
$(P_i + P_{нх})$ , МПа	1,298	1,334	1,289
Сравнительные изменения параметров			
$\Delta N_e$ , %	+13,1	+16,0	+12,4
$\Delta \eta_v$ , %	+11,0	+14,8	+13,3
$\Delta(P_i + P_{нх})$ , %	+11,4	+14,0	+10,5

Подтверждением этого является то, что коэффициент остаточных газов у исходного варианта ГВТ составляет 0,049, а у улучшенного – 0,028 (см. табл. 2).

На диаграмме рис. 7, видно, что за пришедшей к выпускному клапану волной сжатия следует еще 60-градусный участок вновь понижающегося давления. Этот участок объясняется наличием у улучшенной выпускной системы объединенного трубопровода. В итоге – первый скачок давления (незначительный) – это момент достижения прямой волны сжатия объединенного трубопровода, а второй скачок давления (значительный и основной) – это момент, когда прямая волна сжатия уже достигла глушителя. Исходный вариант выпускной системы не имеет объеди-

ненного трубопровода, и как следствие – интенсивная обратная волна сжатия приходит к клапанам еще до закрытия выпускного клапана и существенно снижает качество газообмена.

По приведенному в табл. 2 параметру  $G_{s.забр}$ , можно также сделать вывод о том, что преждевременно пришедшая к клапанам волна сжатия снижает качество газообмена. При частоте вращения КВ  $n = 6500$  мин<sup>-1</sup> заброс отработавших газов во впускной патрубок в момент открытия клапана у исходного варианта составляет 0,13 % от общей массы заряда, а у улучшенного варианта – всего 0,01 %.

На режиме с  $n = 6500$  мин<sup>-1</sup> волна разрежения у выпускного клапана реализуется наиболее полно – разрежение возле клапанов в период перекрытия максимально, а пришедшая обратная волна сжатия уже не вызывает ответного скачка давления в цилиндре.

Из диаграмм газообмена видно, что впускная система также настроена – на режиме с  $n = 5800$  мин<sup>-1</sup> перед закрытием клапана повышение давления во впускном патрубке достигает 0,14 МПа, а на режиме с  $n = 6500$  мин<sup>-1</sup> – почти 0,16 МПа. Это обстоятельство способствует получению коэффициентов наполнения, превышающих единицу.

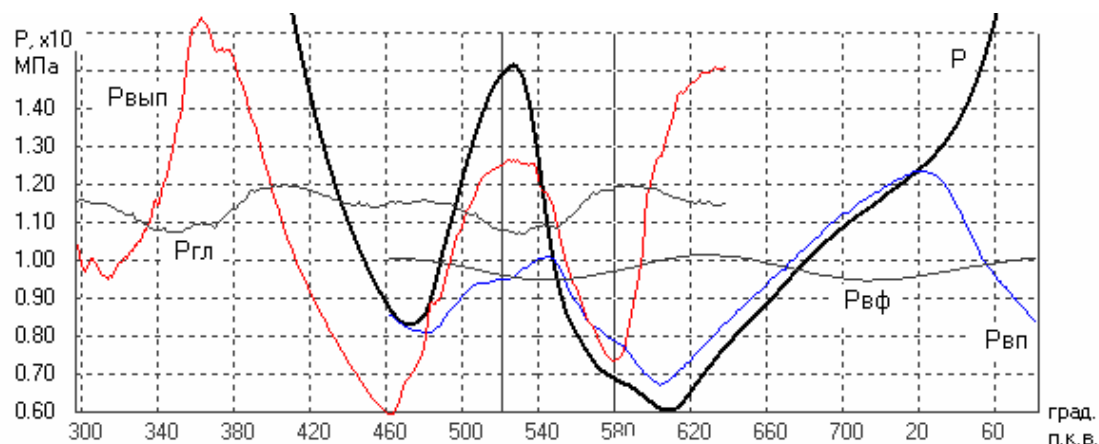
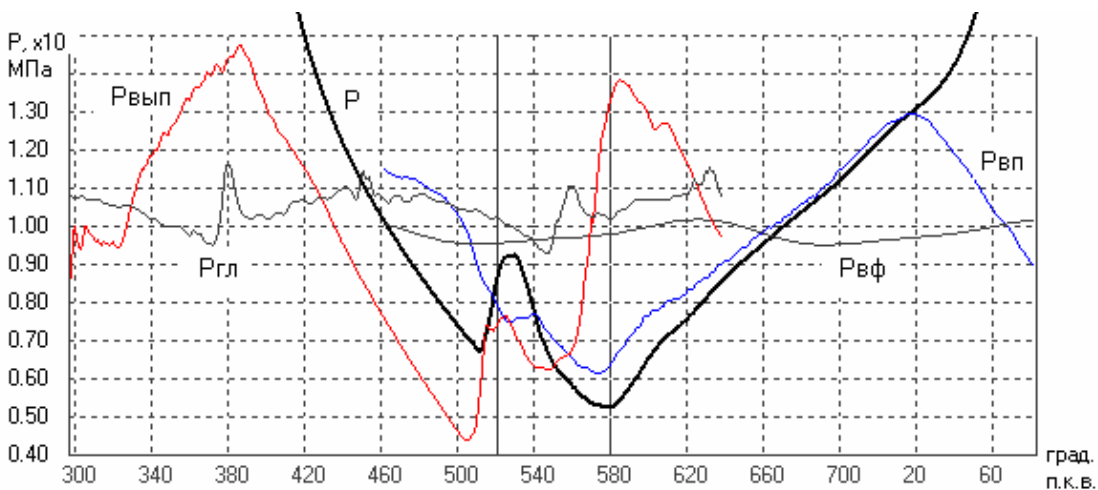
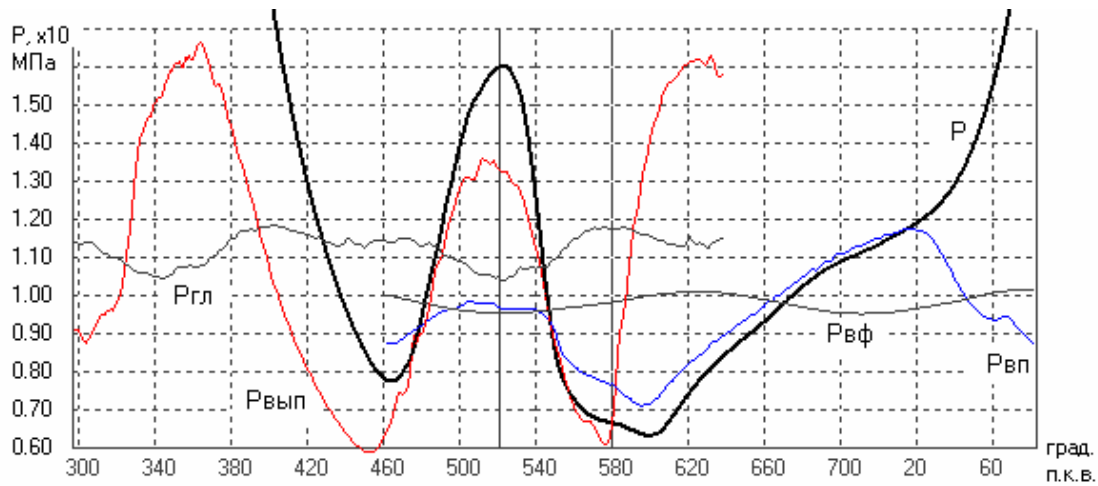
В табл. 2 приведены сравнительные изменения параметров, из которых следует, что относительное изменение мощности  $N_e$  и алгебраической суммы  $(P_i + P_{нх})$  отличаются от относительных изменений коэффициента наполнения  $\eta_v$ . Это объясняется тем, что потери на трение и привод вспомогательных механизмов, которые, оставаясь постоянными для обоих вариантов, изменяют соотношение между полезной работой и потерями. Изменение суммы  $(P_i + P_{нх})$  на частоте вращения КВ  $n = 5500$  мин<sup>-1</sup> практически совпадает с изменением коэффициента наполнения. На режимах, с  $n = 5800$  мин<sup>-1</sup> и  $n = 6500$  мин<sup>-1</sup> прирост  $(P_i + P_{нх})$  отстает от прироста коэффициента наполнения  $\eta_v$  по причине сравнительного роста у улучшенного варианта давления насосных ходов  $P_{нх}$ .

#### Заключение

Применение трехмерной газодинамической модели в формировании рациональной конфигурации газоздушного тракта поршневого ДВС позволило уже на стадии проектирования существенно повысить его мощность. На требуемых режимах, с  $n = 5500$  мин<sup>-1</sup> и  $n = 5800$  мин<sup>-1</sup>, мощность возросла на 13 % и 16 % соответственно. На взлетном режиме с  $n = 5800$  мин<sup>-1</sup> – достигнуты коэффициент наполне-

ния и остаточных газов 1,12 и 0,028 соответственно, против 0,976 и 0,049 у исходного варианта газозвдушного тракта.

В дальнейших исследованиях планируется проведение многофакторной оптимизации конструктивных параметров систем впуска и выпуска.



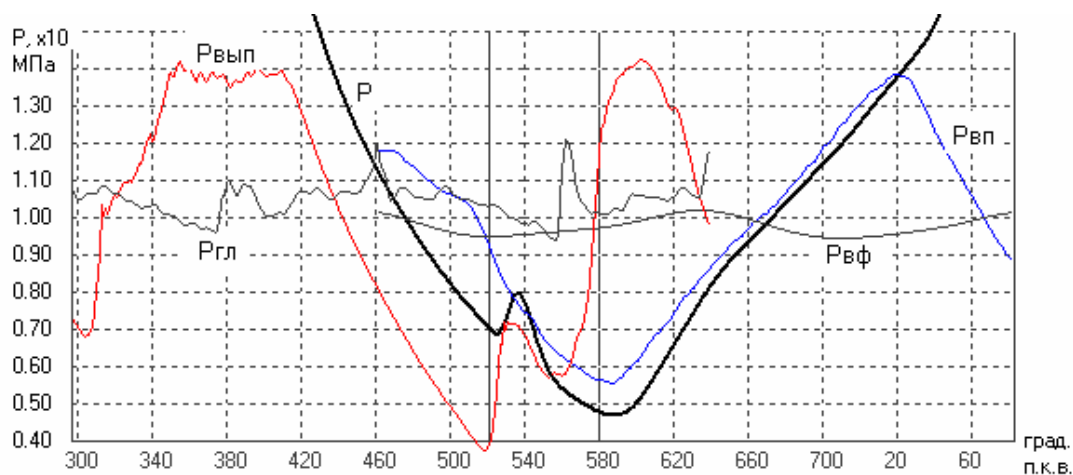


Рис.7. Диаграмма газообмена,  $n = 5800 \text{ мин}^{-1}$ , улучшенный газозводушный тракт

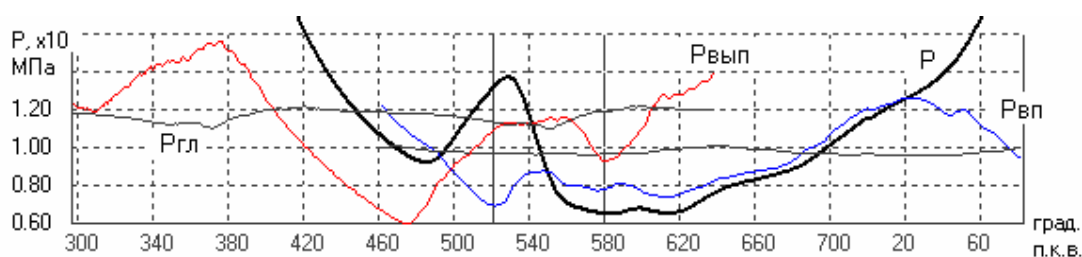


Рис.8. Диаграмма газообмена,  $n = 6500 \text{ мин}^{-1}$ , исходный вариант газозводушного тракта

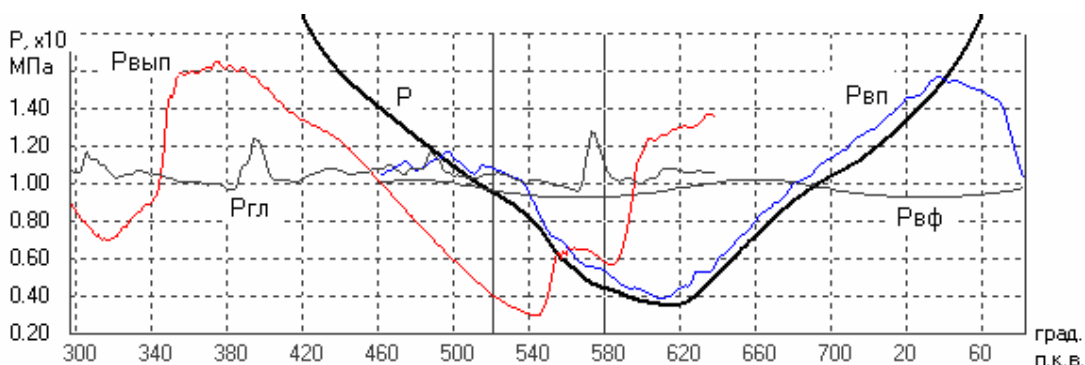


Рис.9. Диаграмма газообмена,  $n = 6500 \text{ мин}^{-1}$ , улучшенный газозводушный тракт

**Список литературы:**

1. Данилов В.В. О выборе оптимальной геометрии газозводушных трактов четырехтактных дизелей с акустическим наддувом / В.В. Данилов // Двигатели внутреннего сгорания. – 1973. – № 17. – С. 77-88. 2. Гусев А.В. Нестационарное течение газа в разветвлениях газозводушного тракта / А.В. Гусев, М.Г. Круглов, С.В. Павлов // Двигатели внутреннего сгорания. – 1985. – № 42. – С. 3-9. 3. Дьяченко В.Г. Газообмен в двигателях внутреннего сгорания: Учебное пособие / В.Г. Дьяченко. – К.: УМК ВО, 1989. – 204 с. 4. Солодов В.Г. Численная модель течения вблизи впускного клапана ДВС / В.Г. Солодов, Ю.В. Стародубцев,

А.А. Хандримайлов // Двигатели внутреннего сгорания. – 2004. – № 2. – С. 81-84. 5. Белоцерковский О.М. Метод крупных частиц в газовой динамике. О.М. Белоцерковский, Ю.М. Давыдов. – М.: Наука. Гл. редакция физ.-мат. литературы, 1982. – 392 с. 6. Воропаев Е.П. Трехмерная газодинамическая модель четырехтактного четырехцилиндрового поршневого ДВС / Е.П. Воропаев // Двигатели внутреннего сгорания. – 2006. – № 2. – С. 54-59. 7. Воропаев Е.П. Моделирование внешней скоростной характеристики двигателя спортбайка SUZUKI GSX-R750 / Е.П. Воропаев // Двигатели внутреннего сгорания. – 2008. – № 1. – С. 47-52.



УДК 621.43.016.4

*А.П. Марченко, д.т.н., В.А. Пылев, д.т.н., В.В. Шпаковский, к.т.н., Пылев В.В., студ.*

## ОСОБЕННОСТИ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ТЕМПЕРАТУРНОЙ ВОЛНЫ В ПОРШНЕ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Являясь основным видом энергетических установок на транспорте, в сельском хозяйстве, строительстве, военной, другой мобильной и стационарной техники, двигатели внутреннего сгорания (ДВС) оказывают существенно негативное влияние на темпы исчерпания традиционных топливных ресурсов, объективно требуют дальнейшего совершенствования конструкций. Одним из актуальных направлений такого совершенствования достаточно длительный период является создание двигателей с повышенной тепловой защитой камеры сгорания (КС).

Перспективность указанного направления подтверждается, например, экспериментальными данными [1,2], свидетельствующими об уменьшении расхода топлива во всем диапазоне нагрузений двигателей ЧН12/14, Ч13/14, Ч24/36. Отличительной чертой таких работ являлось то, что на поверхность КС поршней традиционных конструкций наносилось низкотеплопроводное покрытие.

В работах [3,4] показано, что искомому улучшению показателей рабочего процесса при использовании низкотеплопроводного покрытия должна отвечать оптимальная толщина последнего. Эта толщина определяет величину температурной высокочастотной волны на поверхности стенки КС в цикле работы двигателя. При этом для поверхности поршня достигим температурный размах, который на порядок может превышать размах, характерный традиционным конструкциям.

Математическому моделированию температурного состояния стенки КС ДВС при периодическом тепловом воздействии на нее рабочего тела посвящен значительный ряд работ [5-7]. Однако все они, приняв ту или иную постановку задачи теплопроводности, не рассматривают вопрос влияния на получаемые результаты особенностей математического моделирования.

В связи с указанным, целью данного исследования являлась разработка рекомендаций по постановке задачи теплопроводности теплоизолированной стенки КС ДВС.

Существуют модели теплопроводности, основанные на конечном и бесконечном представлении

скорости распространения теплоты. В ДВС допустимым является применение второго подхода, когда искомое температурное поле устанавливается на основе уравнения теплопроводности Фурье

$$c\rho \frac{\partial T}{\partial \tau} = \operatorname{div}(\lambda \operatorname{grad} T). \quad (1)$$

Им связывают пространственное распределение температуры  $T$  с изменением ее во времени  $\tau$ . При этом коэффициенты теплоемкости  $c$ , плотности  $\rho$  и теплопроводности  $\lambda$  в общем случае могут быть функциями координат и температуры, т.е. уравнение (1) является нелинейным.

Практически все исследователи в задачах анализа высокочастотного колебания температуры в поверхностном слое деталей КС используют одномерный вариант модели (1). Считается, что такая постановка допустима, поскольку период цикла теплового нагружения стенки, а также глубина проникновения температурной волны по отношению к толщине стенки достаточно малы [5,6]. Также принимается, что теплофизические характеристики материалов слабо зависят от температуры и может быть использована математическая модель теплопроводности

$$\rho(x)c(x, T(x, \tau)) \frac{\partial T(x, \tau)}{\partial \tau} = \lambda(x, T(x, \tau)) \frac{\partial^2 T(x, \tau)}{\partial x^2}, \quad (2)$$

в линеаризованном расчетном виде. При этом в [8] подчеркивается, что уравнение (2) приходится использовать как такое, которое достаточно полно модельно отображает свойства теплообмена. В тоже время в [2] для моделирования высокочастотной нестационарной теплопроводности поршня предлагается модель, которую можно записать в развернутом виде:

$$\begin{aligned} \rho(x)c(x, T(x, \tau)) \frac{\partial T(x, \tau)}{\partial \tau} = \\ = \partial \left( \lambda(x, T(x, \tau)) \frac{\partial T(x, \tau)}{\partial x} \right) / \partial x. \end{aligned} \quad (3)$$

Будем считать, что стенка поршня имеет толщину  $l$ . Тепловое взаимодействие с ней рабочего

тела характеризуется сложнопериодическим высокочастотным изменением температуры газа  $T_z(\tau)$  и коэффициента теплоотдачи  $\alpha_z(\tau)$ . Теплоотвод от противоположной стенки совершается в масло и характеризуется параметрами  $T_m$ ,  $\alpha_m$ . На основе этой информации математическую формулировку граничных условий (ГУ) третьего рода выполняют в виде:

$$\lambda(0, T(0, \tau)) \frac{\partial T(0, \tau)}{\partial x} + \alpha_z(\tau) [T_z(\tau) - T(0, \tau)] = 0;$$

$$\alpha_m [T_m - T(l, \tau)] - \lambda(l, T(l, \tau)) \frac{\partial T(l, \tau)}{\partial x} = 0. \quad (4)$$

С учетом сложнопериодических высокочастотных изменений ГУ и искомого температурного поля представим математически более корректную запись ГУ:

$$\rho(0)c(0, T(0, \tau)) \frac{\partial T(0, \tau)}{\partial \tau} =$$

$$= \partial \left( \lambda(0, T(0, \tau)) \frac{\partial T(0, \tau)}{\partial x} + \alpha_z(\tau) (T_z(\tau) - T(0, \tau)) \right) / \partial x;$$

$$\rho(l)c(l, T(l, \tau)) \frac{\partial T(l, \tau)}{\partial \tau} =$$

$$= \partial \left( \alpha_m (T_m - T(l, \tau)) - \lambda(l, T(l, \tau)) \frac{\partial T(l, \tau)}{\partial x} \right) / \partial x. \quad (5)$$

Принципиальное отличие модели (5) от (4) заключается в следующем. При использовании модели (4) поверхностный слой материала стенки, имея реальные значения теплопроводности  $\lambda$ , искусственно лишен удельной объемной теплоемкости  $\rho c$ . В соответствии с теоретическими разработками К.Грота [9] условие  $\lambda \rho c \rightarrow 0$  отвечает термически безинерционной поверхности стенки, т.е. искомые значения температуры  $T(0, \tau)$ ,  $T(l, \tau)$  фактически не зависят от предшествующих их значений  $T(0, \tau - 0)$ ,  $T(l, \tau - 0)$  в динамике нестационарного процесса. Температура  $T(x, \tau)$  становится завышенной при разогреве стенки и заниженной при ее охлаждении. Таким образом, ГУ (4) оказываются некорректными.

Математическая формулировка (5) лишает модель теплопроводности этого недостатка. При этом следует обратить внимание, при  $\partial T / \partial \tau \rightarrow 0$  выражения (5) обращаются в (4), т.е. ГУ вида (4) являются справедливыми для стационарных задач, либо когда в реальных расчетах обеспечивается условие

$$\Delta T / \Delta \tau \rightarrow 0.$$

Естественно, произвольная модель нестационарной теплопроводности дополняется начальным условием

$$T(x, 0) = T_0(x) \Big|_{x \in [0; l]}. \quad (6)$$

В работе варианты исследования поиска  $T(x, \tau)$ , отличающиеся возможными постановками задачи теплопроводности, выполнялись на основе использования метода конечных разностей.

На первом этапе изысканий выполнен анализ эффективности применения ГУ вида (5) для моделирования температурного состояния поверхностного слоя КС поршня. Использованы альтернативные постановки задач вида (2),(4),(6) и (2),(5),(6). Рассмотрены стенки, выполненные из сплава АЛ25 и специального чугуна [10], стали 12Х18Н9Т [11], сплава Nimonic и оксида алюминия  $Al_2O_3$  [12], т.е. из материалов, коэффициент теплопроводности для которых лежит практически в максимально широких пределах – от 145 до 2,85 Вт/(м·К), отличаясь в более, чем в 50 раз. Для решения серии тестовых задач приняты неизменными: толщина стенки ( $l = 0,013$  м); шаг расчетной сетки по пространственной координате ( $\Delta x \Big|_{x \leq 0,001} = 0,05 \cdot 10^{-3}$  м и  $\Delta x \Big|_{x > 0,001} = 0,1 \cdot 10^{-3}$  м); значения  $T_z(\tau)$ ,  $\alpha_z(\tau)$  (соответствующие работе двигателя 6ЧН13/11,5 на режиме  $N_e = 130$  кВт,  $n = 2100$  мин<sup>-1</sup> [5]); значения  $T_m = 90$  °С,  $\alpha_m = 2100$  Вт/(м<sup>2</sup>К); начальные условия  $T_0(x) \Big|_{x \in [0; l]} = 250$  °С. Результаты расчетов представлены на рис. 1а-д. Видно, что для алюминиевого сплава при использовании альтернативных вариантов ГУ получаемые результаты практически являются идентичными; для чугуна, стали и низкотеплопроводного сплава проявляются отличия в расчетных результатах; для керамического материала расчетные результаты существенно отличаются и количественно, и формой температурной волны. В последнем случае минимальная температура поверхности отличается на 7К, максимальная – на 11К, а средняя скорость нарастания температуры при использовании традиционной модели ГУ на 70% выше, чем в случае применения новой.

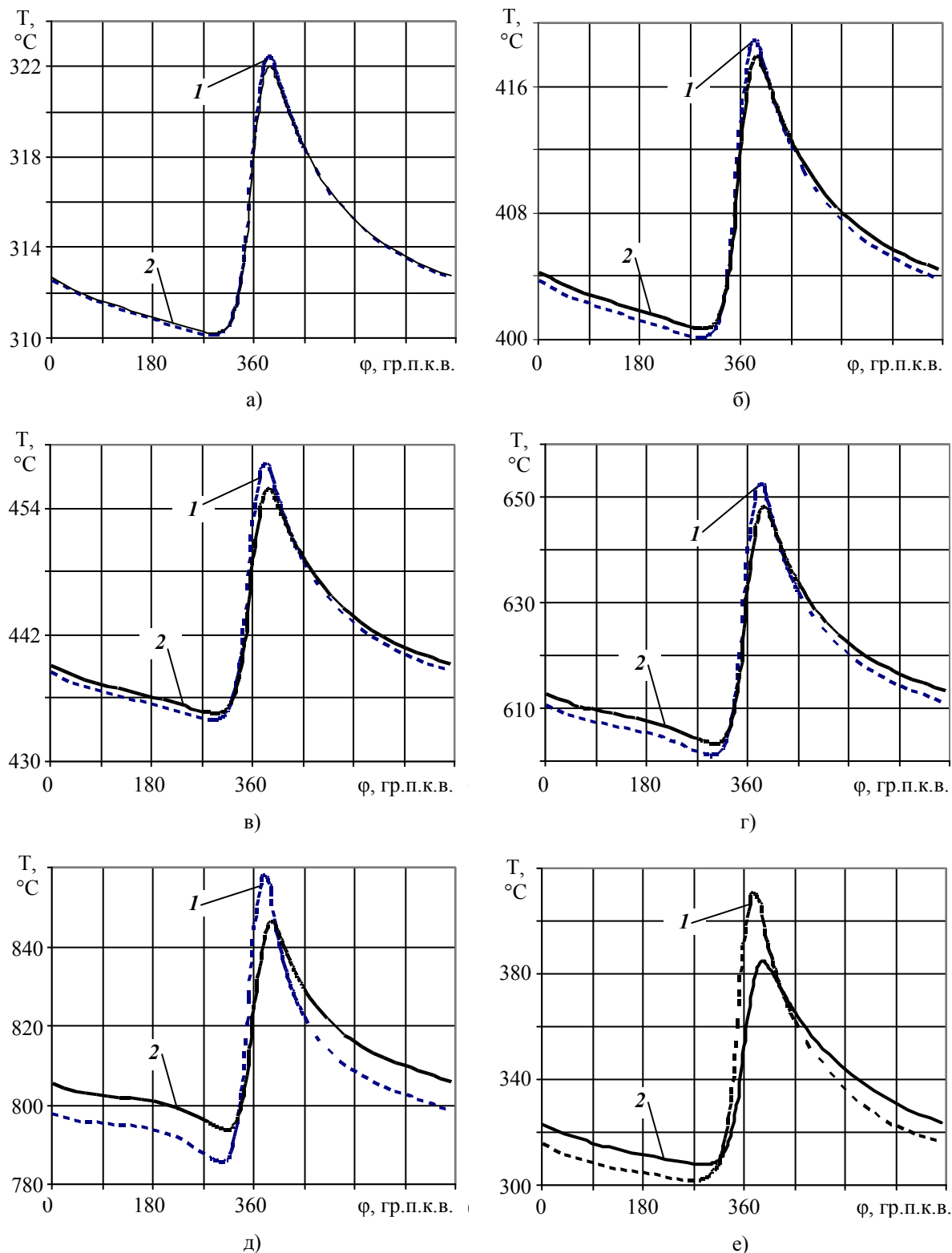


Рис. 1. Результаты расчета высокочастотного колебания температуры на поверхности поршня при использовании различных материалов и различных постановок задач теплопроводности  
 а – сплав АЛ25; б – специальный чугун; в – сталь 12Х18Н9Т; г – Nitonic; д –  $\text{Al}_2\text{O}_3$ ;  
 е – сплав АЛ25 с поверхностным слоем  $\text{Al}_2\text{O}_3$  толщиной 0,25 мм; 1 – математическая модель (2),(4),(6); 2 – математическая модель (2),(5),(6)

На рис.2а приведены значения размахов температурной волны, полученные в результате использования рассматриваемых постановок задач теплопроводности. Здесь горизонтальной текстурой обозначены данные, соответствующие модели с новым описанием ГУ (2),(5),(6), а вертикальной – завышение значений размахов, вызванное принятой безинерционностью поверхности стенки в модели (2),(4),(6). Видно, что для поршней из традиционных материалов, включая чугун и сталь, необходимость в использовании новой модели практически отсутствует. Так, например для стали применение новой модели отвечает расчетному размаху температурной волны в 21К, а ранее применяемой – 24К. В то же время использование стенки из  $Al_2O_3$  свидетельствует, что новая модель (2),(5),(6) дает результат 53К против 72К по модели (2),(4),(6). Это означает, что традиционная запись ГУ (4) завышает результат на 37%.

На рис. 2б представлено завышение размаха температурной волны, полученной по модели (2),(4),(6) против модели (2),(5),(6), в зависимости от

термической инерционности материала  $\lambda_{рс}$ . Видно, что использование новой модели для расчетов нестационарного высокочастотного температурного состояния стенки КС ДВС следует рекомендовать для материалов с  $\lambda_{рс} < 0,5 \cdot 10^8 \text{ кг}^2/(\text{К}^2\text{с}^5)$ .

На втором этапе исследований модель (2),(5),(6) применялась для моделирования высокочастотных колебаний температуры в поверхностном слое поршня с низкотеплопроводным покрытием. За основной материал был принят сплав АЛ25. С тепловоспринимающей стороны рассматривалось наличие слоя  $Al_2O_3$  толщиной 0,25 мм. Остальные исходные данные соответствовали предыдущей задаче. В результате выполненных расчетов установлено, что использование выбранной модели приводит к явно недостоверным результатам. Так максимальная температура тепловоспринимающей поверхности достигла 1011 °С (что выше, чем для стенки, полностью выполненной из  $Al_2O_3$ ). При этом температура поверхности, охлаждаемой маслом, достигла 816 °С (что в три раза выше, чем для стенки, полностью выполненной из сплава АЛ25).

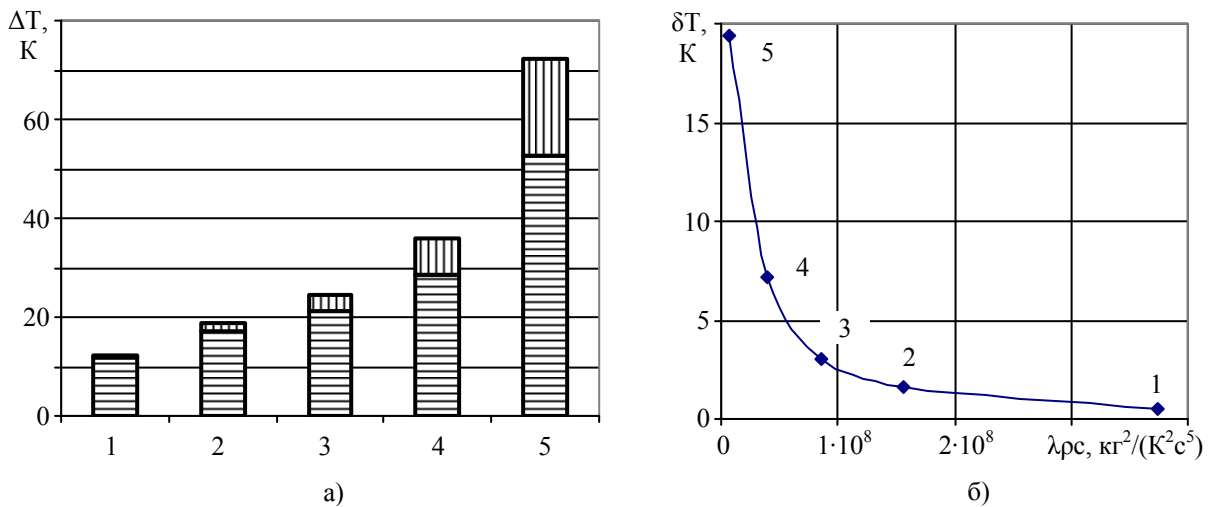


Рис. 2. Расчетный размах  $\Delta T$  (а) и отклонения в размахах  $\delta T$  (б) температурной волны для рассмотренных постановок задач теплопроводности в зависимости от материала стенки  
 1 – сплав АЛ25; 2 – специальный чугун; 3 – сталь 12Х18Н9Т;  
 4 – Nimonic; 5 –  $Al_2O_3$

Полученный результат объясняется несостоятельностью применения модели (2) к области контакта двух материалов. Здесь в связи со значительным различием теплопроводности узлов сетки, моделирующих границу контакта, возникает неидентичность

тепловых потоков, выходящего из одного узла и приходящего в другой. Последнее обстоятельство требует в пространственных точках контакта двух материалов использовать уравнение вида (3). Результат использования уточненных таким образом

моделей (2)-(4),(6) и (2),(3),(5),(6) представлен на рис. 1е (соответственно кривые 1 и 2). Здесь, аналогично решению тестовой задачи со стенкой из  $Al_2O_3$ , размах температурной волны при использовании новой записи ГУ вида (5) на 40% меньше, чем при использовании традиционной записи (4).

Данные рис. 1е свидетельствуют, что максимальная температура поверхности стенки КС при использовании модели (5) составляет  $385\text{ }^\circ\text{C}$  и достигнута при 395 гр. п.к.в. В этой точке относительное различие значений температур теплоизолированной поверхности, полученное при использовании рассмотренных моделей,  $\zeta = 3,8\%$ . Определим это различие в течение полного цикла теплового нагружения стенки (см. рис.3).

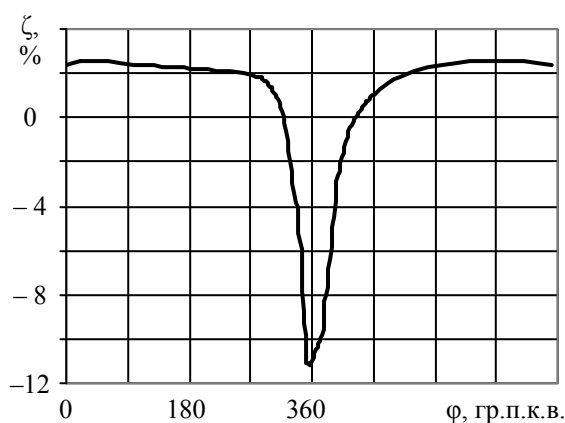


Рис. 3 Отклонение результатов расчетов температуры поверхности стенки КС с низкотеплопроводным покрытием при использовании модели (2)-(4),(6) относительно модели (2),(3),(5),(6)

Из рисунка видно, что максимальное расхождение результатов расчетов намного больше, чем в точке максимальной температуры. Оно равно  $-11\%$  и соответствует 356 гр. п.к.в. При этом максимальное расхождение лежит в области 310-410 гр. п.к.в.

Следует отметить, что использование новой записи ГУ увеличило время счета в 1,3 раза. Исходя из данных рис. 3 с целью повышения экономичности решаемой задачи может представиться целесообразным применение новой записи ГУ лишь в области значительного расхождения результатов расчетов. Однако при этом искажается соотношение подводимой и отводимой теплоты через поверхность стенки, что делает результат такого расчета некорректным.

Например, применение ГУ вида (5) лишь на участке цикла 310-410 гр. п.к.в. вызывает максимальное расхождение результатов в  $13,3\%$  относительно модели с ГУ (5) по всему циклу.

Последнее обстоятельство свидетельствует, что для получения достоверных результатов моделирования колебаний температуры необходимым является использование записи ГУ одного вида, в зависимости от тепловой инерционности материала поверхностного слоя стенки.

### Выводы

В результате выполненной работы предложен новый вид записи ГУ третьего рода, учитывающий удельную объемную теплоемкость материала стенки.

На основе комплекса численных экспериментов, выполненных в диапазоне изменения коэффициента теплопроводности материалов от 145 до  $2,85\text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$  установлено, что применение нового вида записи ГУ при моделировании высокочастотных колебаний температуры в поверхностном слое стенки КС ДВС целесообразно для материалов с  $\lambda\rho c < 0,5\cdot 10^8\text{ кг}^2/(\text{К}^2\text{с}^5)$ .

Установлено, что для случаев моделирования температурного состояния поверхностного слоя поршня с низкотеплопроводным покрытием применение уравнения теплопроводности, в котором коэффициент теплопроводности вынесен из-под знака дифференциала, приводит к некорректному решению задачи.

Также некорректным является изменение вида записи ГУ по циклу моделирования высокочастотного колебания температуры.

Дальнейшее направление работ связано с анализом сходимости решений для постановок задачи с традиционным и предложенным видом записи ГУ.

### Список литературы:

1. Чепиль В.С. Исследование влияния термоизолирующего покрытия доньшка камеры сгорания в поршне на параметры рабочего процесса и тепловое состояние двигателя Д20 / В.С.Чепиль, Я.И. Гордиенко // Двигатели внутреннего сгорания. – 1970. – Вып. 10. – С. 46-52.
2. Костин А.К. Теплонапряженность двигателей внутреннего сгорания / Костин А.К., Ларионов В.В., Михайлов В.И. – Л.: Машиностроение, 1979. – 222 с.
3. Марченко А.П. Эффект влияния малых толщин теплозащитного покрытия поршня на его мгновенную поверхностную температуру / А.П.Марченко, В.А.Пылев, В.В. Шпаковский [и др.] // Фундаментальные и прикладные проблемы совершенствования поршневых двигателей: XI междунар. научн.-практ. конф. – Владимир, 2008. – С. 220-223.
4. Марченко А.П. Анализ высокочастотных колебаний температуры в поверх-

невному шару поршня з теплоізолюючим покриттям / А.П. Марченко, В.О. Пильов, В.В. Шпаковський [та ін.] // Двигатели внутреннего сгорания. – 2008. – №1. – С. 65-71. 5. Современные дизели: повышение топливной экономичности и длительной прочности / [Ф.И.Абрамчук, А.П.Марченко, Н.Ф.Разлейцев и др.]; под общ. ред. А.Ф.Шеховцова. – К.: Техника, 1992. – 272 с. 6. Кавтарадзе Р.З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях / Кавтарадзе Р.З. – М.: Изд-во МГТУ им.Н.Э.Баумана, 2001. – 592 с. 7. Куколев М.И. Определение температурного поля стенки при периодическом тепловом воздействии / Куколев М.И., Петриченко М.Р. // Сб. научн. тр. Междунар. конф. „Двигатель-2007”. – М.: МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2007. – С. 71-75. 8. Никитенко Н.И. Сопряженные и обратные задачи теплоассоциации / Ники-

тенко Н.И. – Киев: Наукова думка, 1988. – 240 с. 9. Grot K. Beitrag zur Brennraumisolierung bei Viertakt Dieselmotoren / Grot K., Thiemann W. // Motortechnische Zeitschrift. – 1983. – P. 287-298. 10. Процеси в перспективних дизелях / [А.Ф. Шеховцов, Ф.И. Абрамчук, В.И. Крутов и др.]; под ред. Шеховцова А.Ф. – Харків: Основа, 1992. – 352 с. 11. Марочник сталей и сплавов / [В.Г.Сорокин, А.В.Волосникова, С.А.Вяткин и др.]; под общ. ред. В.Г.Сорокина. – М.: Машиностроение, 1989. – 640 с. 12. Марченко А.П. Двигуни внутрішнього згорання: Серія підручників у 6 томах. Т. 1. Розробка конструкції форсованих ДВЗ наземних транспортних машин / А.П. Марченко, Н.К. Рязанцев, А.Ф. Шеховцов; за ред. А.П. Марченка, А.Ф. Шеховцова. – Харків, Прапор, 2004. – 384 с.

УДК 621.431

**Ю.Л. Мошенцев, канд. техн. наук, Д.С. Минчев, асп., А.Ф. Вуль, инж.**

## **ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ САМОДЕЙСТВУЮЩИХ КЛАПАНОВ ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА, ИНТЕГРИРОВАННОГО В СИСТЕМУ НАДДУВА БЕСШАТУННОГО ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ**

### **Постановка проблемы**

Известно, что дальнейшее совершенствование системы наддува транспортных дизельных двигателей является одним из основных резервов повышения их экономических и экологических параметров.

В дизельном двигателе с бесшатунным силовым механизмом VME – B404 (4ЧН8,5/8,8;  $N_e = 95$  кВт,  $n = 4000$  мин<sup>-1</sup>), разработанном в «КБ Вуля», конструктивно просто организовать в подпоршневом пространстве цилиндров приводной поршневой компрессор (ППК). Для этого пространство под поршнем отделяется при помощи диафрагмы, содержащей сальниковое уплотнение штока поршня и клапаны, необходимые для работы компрессора. ППК может быть интегрирован в систему наддува двигателя последовательно либо параллельно турбокомпрессору (ТК). Таким образом, с помощью ППК возможно организовать систему комбинированного наддува, позволяющую избавиться от основных недостатков свободного газотурбинного наддува и получить более выгодную внешнюю скоростную характеристику транспортного двигателя [1, 2].

Проведенные исследования показывают, что наиболее целесообразно интегрировать ППК последовательно ТК в качестве второй ступени наддува.

При этом положительный эффект от использования ППК может быть получен только при оптимальном согласовании параметров ППК и двигателя, гибком регулировании приводного компрессора и обеспечении его высокой эффективности.

Так как ППК работает в условиях переменной частоты вращения и степени повышения давления воздуха  $\pi_{\text{ппк}}$ , то целесообразно использование самодействующих клапанов. Проведенный анализ различных типов самодействующих клапанов показал, что наиболее полно условиям простоты конструкции, надёжности и высокого значения коэффициента использования площади клапана соответствуют самодействующие сферические клапаны тарельчатого типа (ССТК) [3]. Известно, что эффективность поршневого компрессора в значительной мере зависит от величины газодинамических потерь на клапанах [4]. Особенно сильно эта зависимость проявляется при низких  $\pi_{\text{ппк}} < 1,3$ , свойственных ППК. Поэтому проблема поиска наилучшего сочетания физических и геометрических параметров клапанов является актуальной. Отметим, что при её решении необходимо выполнить условие взаимозаменяемости всасывающих и нагнетательных клапанов.

### **Обзор публикаций**

Комбинированный наддув нашёл весьма огра-

ническое применение на 4-х тактных ДВС. Так, дизельные двигатели семейства Volvo D6, используемые на грузовых автомобилях и яхтах, оборудованы системой наддува, в которой последовательно включены приводной роторно-лопастной компрессор фирмы Ogura и турбокомпрессор. При этом приводной нагнетатель используется в качестве первой ступени [1]. Система наддува бензинового автомобильного двигателя VW 1,4 TSI имеет аналогичную архитектуру и построена на основе турбокомпрессора фирмы Garrett с обводным регулированием и механического компрессора роторно-лопастного типа фирмы Eaton [2]. В обоих случаях положительный эффект от использования комбинированного наддува достигается благодаря гибкому регулированию приводного компрессора с возможностью разобщения механической связи компрессора и вала двигателя.

Невыясненными остаются вопросы возможности использования в качестве одной из ступеней комбинированного наддува ППК, оборудованного ССТК, и выбора наиболее рациональных параметров ССТК при использовании приводного компрессора в широком диапазоне частот вращения и при низком значении ( $900 < n < 1800 \text{ мин}^{-1}$ ,  $\pi_{\text{ппк}} < 1,3$ ).

#### Цель работы

Выбор набора физических и геометрических параметров ССТК приводного поршневого компрессора, которые обеспечивают максимальную эффективность двигателя с системой комбинированного наддува и высокую надёжность клапанов. ППК интегрирован в систему наддува в качестве второй ступени последовательно турбокомпрессору.

#### Изложение основного материала

Для достижения поставленной цели рационально максимально широко использовать аналитические методы и методики. В качестве основного аналитического инструмента использовалась математическая модель рабочего цикла двигателя с бесшатунным силовым механизмом и интегрированным поршневым компрессором, разработанная на кафедре ДВС НУК. Модель выполнена в дифференциальной форме на основе квазистационарного подхода. Влияние физических и геометрических параметров ССТК на работу ППК и двигателя учитывается на основе моделирования кинематики тарелки самодействующих клапанов.

Особенности работы ППК в составе системы комбинированного наддува во многом определяют значение искомых параметров ССТК. На рис. 1 приведена внешняя скоростная характеристика двигателя VME – B404 с выделением диапазона режимов, в котором используется ППК. В этом диапазоне турбокомпрессор вследствие особенностей согласования характеристик лопаточных машин и поршневой части двигателя не в состоянии обеспечить требуемое давление наддува. Поэтому наблюдается резкий провал крутящего момента двигателя на режимах  $n < 1500 \text{ об/мин}$ . Использование приводного компрессора в указанной области позволяет значительно повысить цикловую дозу воздуха, поступающую в цилиндр двигателя, а, следовательно, и его мощность. При этом формируется более благоприятная для транспортного двигателя внешняя скоростная характеристика, характеризующаяся более высоким значением коэффициентов приспособляемости по скорости и моменту. На прочих режимах работы двигателя использование ППК нецелесообразно, так как приводной компрессор потребляет мощность от двигателя, в то время как требуемое давление наддувочного воздуха обеспечивается турбокомпрессором. На этих режимах производится отключение ППК путём перекрытия всасывания.

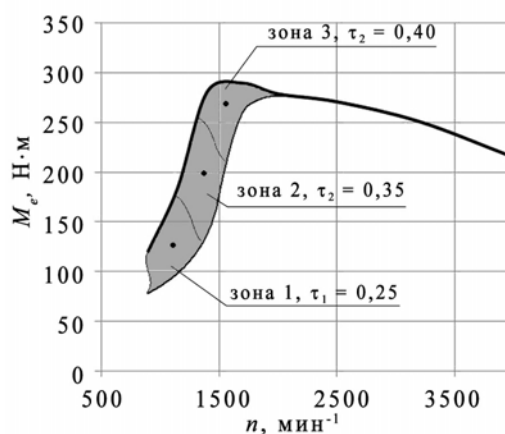


Рис. 1. Внешняя скоростная характеристика двигателя VME – B404, с выделенным диапазоном режимов использования ППК (серая заливка) и его разбивкой на зоны

На основании данных [5, 6] поле режимов работы двигателя с использованием ППК было разбито на 3 зоны, каждой из которых поставлено в соответ-

стии относительное время работы двигателя в этой зоне. Внутри каждой зоны выделен репрезентативный режим:

$$M_e = 125 \text{ Н}\cdot\text{м}, n = 1000 \text{ мин}^{-1}, \pi_{\text{ППК}} = 1,25;$$

$$M_e = 200 \text{ Н}\cdot\text{м}, n = 1300 \text{ мин}^{-1}, \pi_{\text{ППК}} = 1,175;$$

$$M_e = 280 \text{ Н}\cdot\text{м}, n = 1600 \text{ мин}^{-1}, \pi_{\text{ППК}} = 1,165.$$

Требуемое значение  $\Pi_{\text{ППК}}$  на каждом режиме достигается путём регулирования поршневого компрессора дроссельным перепуском.

К основным варьируемым параметрам ССТК, конструкция которых представлена на рис. 2, относятся: диаметр седла  $d_c$ , количество всасывающих и нагнетательных клапанов  $n_{\text{вс}}$ ,  $n_{\text{наг}}$ , высота подъёма тарелки клапана  $h_{\text{кл}}$ , диаметр тарелки клапана  $D$ , масса поступательно движущихся частей клапана  $m_{\text{т}}$ , жёсткость пружины  $C_{\text{пр}}$ , величина статического сжатия пружины  $x_0$ .

Из условия обеспечения максимального проходного сечения клапанов были выбраны:  $d_c = 16 \text{ мм}$ ,  $n_{\text{вс}} = n_{\text{наг}} = 3$ . По конструктивным соображениям определено значение  $D = 20 \text{ мм}$ . Величина  $x_0$  из условия надёжной фиксации тарелки подбиралась для каждого значения  $C_{\text{пр}}$  так, чтобы усилие открытия клапана составляло 0,5 Н.

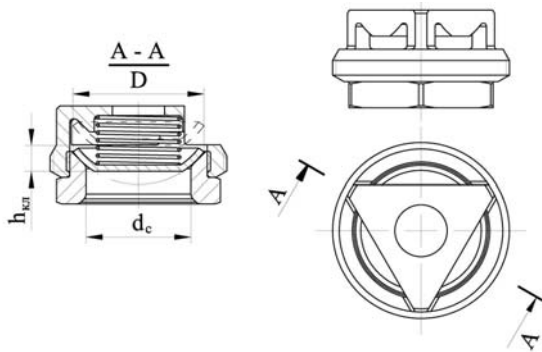


Рис. 2. Конструкция и основные геометрические параметры ССТК, спроектированных для приводного поршневого компрессора двигателя VME – B404

Таким образом, дальнейший поиск наиболее рациональных параметров клапанов проводился для 3-х факторов:  $m_{\text{т}}$ ,  $h_{\text{кл}}$ ,  $C_{\text{пр}}$ .

При определении основного уровня факторов и интервалов их варьирования учитывался ряд ограничений. Так, максимальная высота подъёма клапанных тарелок ограничена пропускной способностью седла клапана; минимальная масса тарелки клапана и жёсткость пружины ограничены технологическими возможностями и прочностью указанных элементов.

При изготовлении тарелки из стали 30X13, а пружины из бронзовой проволоки окончательно получено:

$$h_{\text{кл.о.у.}} = 4,25 \text{ мм}, \Delta h_{\text{кл}} = 1 \text{ мм};$$

$$m_{\text{т.о.у.}} = 2,1 \text{ г}, \Delta m_{\text{т}} = 1 \text{ г};$$

$$C_{\text{пр.о.у.}} = 300 \text{ Н/м}, \Delta C_{\text{пр}} = 200 \text{ Н/м}.$$

Так как ППК работает в широком диапазоне скоростных и нагрузочных режимов двигателя, то целесообразно в качестве целевой функции использовать комплексные критерии [5, 7]. В данной работе использованы две целевые функции: удельный среднеэксплуатационный расход топлива  $g_{e,\text{ср.э}}$  и приведенная среднеэксплуатационная эффективность поршневого компрессора  $\eta_{\text{епк.ср.э}}$ . Параметр  $\eta_{\text{епк.ср.э}}$  определяется как произведение механического и отнесённого к расходу воздуха через двигатель адиабатного КПД поршневого компрессора. При регулировании дроссельным перепуском расход воздуха через двигатель выше, чем через компрессор. Таким образом,  $\eta_{\text{епк.ср.э}}$  позволяет учесть негативное влияние перепуска.

$$g_{e,\text{ср.э.}} = \frac{N_{e1}g_{e1}\tau_1 + N_{e2}g_{e2}\tau_2 + N_{e3}g_{e3}\tau_3}{N_{e1}\tau_1 + N_{e2}\tau_2 + N_{e3}\tau_3},$$

$$\eta_{\text{епк.ср.э.}} = \eta_{\text{епк}1}\tau_1 + \eta_{\text{епк}2}\tau_2 + \eta_{\text{епк}3}\tau_3,$$

$$\eta_{\text{епк}i} = \frac{G_{\text{д}}}{N_{e\text{ППК}}} \frac{k}{k-1} RT_{\text{вс}} \left( \pi_{\text{ППК}}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right),$$

где  $N_{ei}$  – эффективная мощность двигателя на  $i$ -м режиме,  $g_{ei}$  – удельный эффективный расход топлива на  $i$ -м режиме,  $\tau_i$  – относительное время работы двигателя на  $i$ -м режиме;  $\eta_{\text{епк}i}$  – приведенная эффективность ППК на  $i$ -м режиме;  $G_{\text{д}}$  – расход воздуха через двигатель,  $T_{\text{вс}}$  – температура на всасывании в ППК,  $N_{e\text{ППК}}$  – мощность, потребляемая ППК.

Отметим, что термин «среднеэксплуатационный» в данном случае относится к диапазону режимов работы двигателя с использованием ППК. Целевая функция  $g_{e,\text{ср.э}} = f(C_{\text{пр}}, m_{\text{т}}, h_{\text{кл}})$  позволяет оценить влияние исследуемых факторов на эффективность двигателя, в то время как функция  $\eta_{\text{епк.ср.э}} = f(C_{\text{пр}}, m_{\text{т}}, h_{\text{кл}})$  отображает их влияние на эффективность поршневого компрессора.

В соответствии с [8] была составлена план-матрица численного эксперимента, включающая в себя 27 вариантов сочетаний факторов. Для каждого варианта производилось численное моделирование 3-х репрезентативных режимов работы, выделенных на рис. 1, и определялось значение целевых функций оптимизации.



Для аппроксимации полученных значений целевой функции использовалось уравнение регрессии, учитывающее взаимное влияние факторов и представляющее собой полином 2-й степени:

$$f(\alpha, \beta, \gamma) = a_0 + a_{11}\alpha + a_{12}\beta + a_{13}\gamma + a_{21}\alpha\beta + a_{22}\beta\gamma + a_{23}\alpha\gamma + a_{31}\alpha^2 + a_{32}\beta^2 + a_{33}\gamma^2,$$

где  $a_i$  – коэффициенты уравнения регрессии;  $\alpha, \beta, \gamma$  – факторы.

На рис. 3 приведено сечение уравнений регрессии плоскостью  $C_{пр} = 100$  Н/м (с увеличением жёсткости пружины значение целевых функций изменяется в неблагоприятную сторону). На графиках представлены изолинии исследуемых целевых функций, изолинии скоростей посадки тарелки всасывающего клапана на упор  $V_{вс.у}$  (для 3-го репрезентативного режима) и ограничительная линия (пунктир). Ограничительная линия отделяет неблагоприятное сочетание факторов, при котором либо наблюдается интенсивное колебательное движение тарелки клапана с многократной её посадкой на седло и упор, либо поршневой приводной компрессор не обеспечивает требуемого значения  $\pi_{ппк}$ .

Анализ графиков, приведенных на рис. 3, позволяет в первом приближении выбрать такие значения факторов:  $m_{т.о} = 1,5$  г,  $h_{кл.о} = 5,25$  мм,  $C_{пр.о} = 100$  Н/м. При данных параметрах целевые функции принимают максимальные значения в исследуемом диапазоне варьирования факторов:  $g_{е.ср.э} = 214,1$  г/(кВт·ч),  $\eta_{еппк.ср.э} = 67,5$  %. Отметим, что в исследуемой области влияние высоты подъёма тарелки клапана на значение целевых функций более существенно, чем влияние массы тарелки. На основании обширных данных, полученных в результате моделирования, включающих в себя индикаторные диаграммы цикла ППК и диаграммы динамики ССТК, полученные результаты объясняются следующим образом. Мягкая пружина ( $C_{пр} = 100$  Н/м) обеспечивает наибольшее значение целевых функций, главным образом, по причине исключения колебательного движения тарелки клапанов на режимах  $M_e = 125$  Н·м,  $n = 1000$  мин<sup>-1</sup> и  $M_e = 200$  Н·м,  $n = 1300$  мин<sup>-1</sup>; практически для любого значения  $m_t$ . При этом для режима  $M_e = 280$  Н·м,  $n = 1600$  мин<sup>-1</sup> такая пружина излишне мягкая, что видно по индикаторным диаграммам ППК. Максимальная среднеэксплуатационная эффективность ППК достигается при минимальном значении  $m_t$ , так как фазы открытия и закрытия клапанов с уменьшением массы поступательно движущихся частей сме-

щаются в благоприятную сторону. Развитию колебаний тарелки при этом препятствует мягкая пружина. Рост  $\eta_{еппк.ср.э}$  с увеличением  $h_{кл}$  объясняется уменьшением газодинамического сопротивления клапанов по причине увеличения их максимального проходного сечения.

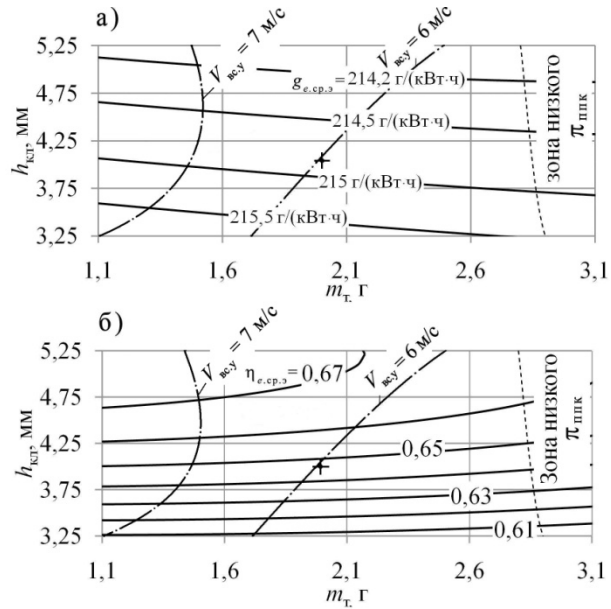


Рис. 3. Сечение уравнений регрессии плоскостью  $C_{пр} = 100$  Н·м  
 а) -  $g_{е.ср.э} = f(C_{пр}, m_t, h_{кл})$ ;  
 б) -  $\eta_{еппк.ср.э} = f(C_{пр}, m_t, h_{кл})$

Полученные в первом приближении значения  $m_{т.о}$ ,  $h_{кл.о}$ ,  $C_{пр.о}$  были скорректированы с целью повышения ресурса и надёжности ССТК. Так, масса  $m_t$  была увеличена с 1,5 г до 2,0 г, ход клапана  $h_{кл}$  уменьшен с 5,25 мм до 4 мм. Такое изменение параметров позволило повысить надёжность ССТК по двум причинам. Во-первых, уменьшается скорость посадки тарелки на седло и упор, а во-вторых, гарантированно исключается перекося тарелки при работе клапанов. При этом среднеэксплуатационный расход топлива увеличился на 0,8 г/(кВт·ч) и составил  $g_{е.ср.э} = 214,9$  г/(кВт·ч), среднеэксплуатационная эффективность ППК уменьшилась на 2,7 % и составила  $\eta_{еппк.ср.э} = 64,8$  %.

Окончательно в ходе проделанной работы получены следующие значения основных геометрических и физических параметров ССТК поршневого компрессора:  $d_c = 16$  мм,  $n_{вс} = 3$ ,  $n_{наг} = 3$ ,  $h_{кл} = 4$  мм,  $D = 20$  мм,  $m_t = 2$  г,  $C_{пр} = 100$  Н/м,  $x_0 = 4,5$  мм.

На основании результатов аналитического поиска рациональных параметров ССТК в «КБ Вуля»

были изготовлены самодействующие клапаны с предложенными параметрами. Для проверки адекватности результатов расчёта проведено экспериментальное исследование ППК с опытными клапанами. Эксперимент заключался в испытании ППК путём прокручивания вала двигателя от электродвигателя. В исследуемом диапазоне оборотов  $900 < n < 1900$  и  $1,1 < \pi_{\text{ппк}} < 1,3$ , значение которого регулировалось путём дроссельного перепуска со всасывания на нагнетание, определялась мощность, потребляемая компрессором, температура и давление воздуха на всасывании и нагнетании и его расход. Получено хорошее совпадение расчетных и экспериментальных данных по эффективности поршневого компрессора со спроектированными ССТК.

#### Выводы

Параметры самодействующих клапанов поршневого компрессора, интегрированного в систему наддува двигателя с бесшатунным силовым механизмом, оказывают существенное влияние на экономические параметры двигателя. Поиск рациональных физических и геометрических параметров ССТК, выполненный в соответствии с теорией планирования эксперимента на основе регрессионного анализа, производился с учётом особенностей работы ППК в

составе системы наддува. Полученный набор рациональных значений параметров ССТК был определён из условия обеспечения наиболее экономичной работы двигателя в диапазоне режимов использования ППК в качестве второй ступени наддува при обеспечении максимальной надёжности клапанов.

#### Список литературы:

1. Г.Хак. Турбодвигатели и компрессоры: Справочное пособие/ Г.Хак - М.: ООО «Издательство Астрель», 2003. - 351 с.
2. Н. Hiereth. Charging the Internal Combustion Engine. Powertrain/ Н. Hiereth, P. Prenzinger - SpringerWien-NewYork, 2007 – 268p.
3. Борисоглебский А.И. Судовые компрессорные машины и установки / А.И. Борисоглебский, Р. В. Кузьмин. – Л.: Судостроение, 1971 – 254 с.
4. Френкель М. И. Поршневые компрессоры. Теория, конструкции и основы проектирования/ М. И. Френкель. – М.: Машиностроение, 1969 – 744 с.
5. Парсаданов И.В. Повышение качества и конкурентоспособности дизелей на основе комплексного топливно-экологического критерия / И.В. Парсаданов – Харьков: Издательский центр НТУ «ХПИ», 2003. – 244 с. – (Монография).
6. Л.В. Грехов. Топливная аппаратура и системы управления дизелей. Учебник для вузов/Л.В. Грехов. Н.А. Иващенко, В.А. Марков – М.: Легион-Автодата, 2004 – 344 с.
7. Н.К. Шокотов. Основы термодинамической оптимизации транспортных дизелей/ Н.К. Шокотов. – Х.: Вища школа, 1980. – 120 с.
8. Ю.П. Адлер. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий/ Ю.П. Адлер, Е.В. Маркова, Ю.В. Грановский – М.: «Наука», 1976 – 278 с.

УДК 621.436

С.И. Тырловой, канд. техн. наук

## АМПЛИТУДНО-ФАЗОВЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ РЕГУЛЯТОРОВ ВЫСОКООБОРОТНЫХ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

#### Введение

Распределительные топливные насосы высокого давления (ТНВД), оснащенные в большинстве случаев центробежными регуляторами частоты вращения, используются для высокооборотных автомобильных дизелей, для которых свойственны неустановившиеся режимы при высоких знакопеременных угловых ускорениях коленчатого вала. В эксплуатации возникают отклонения конструктивных параметров как ТНВД, так и регулятора, от заданных [1,2], кроме того, может быть использовано топливо с вязкостью, отличной от нормируемой (например, биотопливо). Это изменяет характеристики системы автоматического регулирования частоты вращения

(САРЧ), и часто приводит к возникновению неустойчивых переходных процессов автомобильного дизеля даже при движении автомобиля по относительно ровному участку асфальтированной дороги [3], что снижает эффективность эксплуатации транспортного средства или делает ее невозможной. Поэтому разработка мероприятий по должной настройке САРЧ высокооборотного автомобильного дизеля в различных случаях эксплуатации является весьма актуальной.

#### Формулирование проблемы

Проблеме неустановившихся режимов дизелей посвящено множество работ, например, [3-6], однако в доступной литературе отсутствуют исследования

рассматриваемых объектов. При моделировании переходных процессов высокооборотных дизелей имеют место большие градиенты изменения кинетической энергии элементов регулятора, зависящие как от момента времени переходного процесса, так и от положения названных элементов. В этом случае в математическом описании работы регуляторов необходимо учесть изменение кинетической энергии элементов регулятора не только от скорости, но и от координат грузов и муфты измерителя, что в известных методиках не учитывается. Отсутствие адекватной модели препятствует развитию работ по совершенствованию эксплуатационных показателей двигателей с исследуемыми регуляторами. Поэтому в настоящей работе дана уточненная модель регулятора, пригодная для проведения расчетов переходных процессов высокооборотных дизелей и, как первый этап исследования – частотные характеристики названного регулятора при использовании традиционного математического описания и уточненного.

**Решение проблемы – моделирование частотных характеристик и анализ полученных результатов**

Применение в математической модели регулятора уравнения Лагранжа 2-го рода для механической системы с одной степенью свободы позволяет автоматически учесть изменение кинетической энергии элементов регулятора как от скорости, так и от их координат:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial u} \right) - \frac{\partial T}{\partial z} = Q_z$$

где  $z$  - перемещение муфты измерителя);  $T$  – кинетическая энергия системы;

$$Q_z = A(\omega, z) - E(\phi, z) - \theta \frac{dz}{dt} - \text{обобщенная сила.}$$

Кинетическая энергия  $T$  регулятора (рис.1) и связанных с ним движущихся деталей элементов насоса определяется следующим образом:

$$T = m_M \frac{U^2}{2} + J_\xi \cdot \frac{\omega_\xi^2}{2} + J_z \cdot \frac{\omega_p^2}{2} + J_R \cdot \frac{\omega_R^2}{2} + m_d \cdot \frac{U_d^2}{2}$$

где  $m_M$  и  $U$  – масса и скорость муфты измерителя;  $\omega_\xi$ ,  $J_\xi$ ,  $\omega_p$ ,  $J_z$  и  $\omega_R$  – угловые скорости и моменты инерции грузов и рычага 10 (см. рис. 1);  $m_d$  и  $U_d$  масса и скорость дозатора 9, подключенного к нижней части рычага 10.

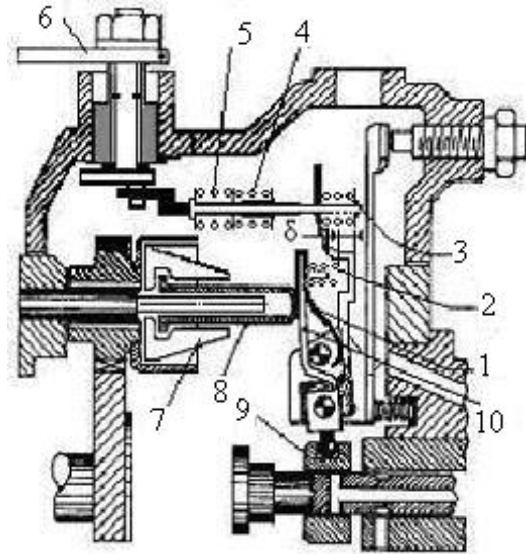


Рис. 1. Схема регулятора

1...5 – пружины многорежимного регулятора (1 – регулирует режим пуска, 2 – холостой ход, 3 – частичные режимы, 4 – максимальный крутящий момент, 5 – максимальные обороты); 6 – рычаг управления; 7 – груз регулятора; 8 – муфта измерителя; 9 – дозатор; 10 – трехплечий рычаг

В уравнение для определения кинетической энергии входят моменты инерции грузов  $J_z$ ,  $J_\xi$  относительно оси  $Z$  и оси  $\xi$ , перпендикулярной  $Z$ . Используя расчетную схему (рис. 2) можно получить аналитические выражения для определения  $J_z$ :

$$J_z = \frac{4 \cdot m}{a \cdot b} \cdot (T_1 - T_2 - T_3 + T_4 + T_5 + \frac{2}{3} \cdot T_6), \text{ здесь}$$

$$T_1 = b^4 \cos \psi [0.167 \sin^3 \psi - 0.25 \cos \psi \sin^2 \psi \cdot \varphi \times \\ \times \operatorname{tg}(\psi - \alpha) + 0.167 \sin \psi \cos^2 \psi \cdot \operatorname{tg}^2(\psi - \alpha) - \\ - \cos \psi \cdot \operatorname{tg}^3(\psi - \alpha)] / 24 \dots$$

Аналитическое выражение для  $J_z = J_z(\psi)$  весьма громоздко для приведения его целиком в данной статье. Выполненные расчеты позволили получить простое аппроксимирующее уравнение, которое далее целесообразно использовать для расчета переходных процессов системы автоматического регулирования:

$$J_z = 0.1545 \cdot \psi + 9.581 \cdot$$

(здесь  $J_z$  в  $\text{г} \cdot \text{см}^2$ ,  $\psi$  – в градусах).

Момент инерции груза в относительном движении  $J_\xi = 16 \cdot m \cdot a^3 / b \cdot \cos^5 \alpha$ .

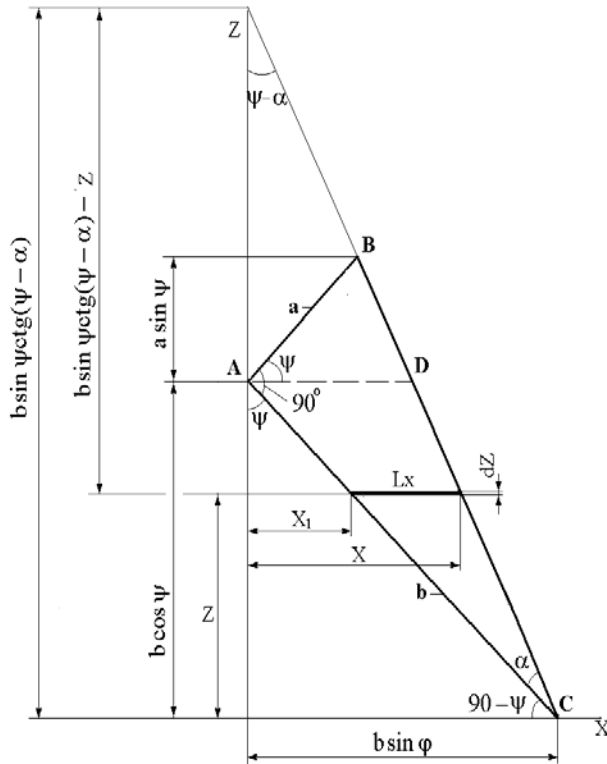


Рис. 2. Расчетная схема для определения момента инерции груза  $J_z$  регулятора относительно оси Z

Момент инерции рычага 10 (см. рис.1)  
 $J_R = \frac{1}{3}(m_{R1} \cdot L_{R1}^2 + \sigma \cdot m_{R2} \cdot L_{R2}^2)$ , где  $m_{R1}, L_{R1}$  и  $m_{R2}, L_{R2}$  - соответственно массы и длины внутреннего и среднего плеч рычага,  $\sigma$  - ступенчатая функция, принимающая значения 1 или 0 в зависимости от наличия соприкосновения плеч.

Угловые скорости элементов:

$$\omega_\xi = \frac{\psi_{\max} - \psi_{\min}}{z_{\max}} \cdot \frac{dz}{dt}$$

или  $\omega_\xi = k_\xi \cdot U$ ;  $\omega_R = \frac{U}{L_z}$ ;  $\omega_p = \omega \cdot i_p$ ,

где  $\omega$  - угловая скорость коленчатого вала;  $i_p$  - передаточное отношение от коленчатого вала к крестовине регулятора (см. рис. 1).

Скорость перемещения дозатора

$$U_d = \frac{dz}{dt} \cdot i_d \quad \text{или} \quad U_d = i_d \cdot U$$

После подстановки найденных зависимостей  $\omega_\xi, \omega_p, \omega_R$  и  $U_d$  от  $U$ , выражение для кинетической энергии примет вид:

$$T = m_M \frac{U^2}{2} + J_\xi \cdot \frac{k_\xi^2}{2} \cdot U^2 + J_z \cdot \frac{\omega^2}{2} \cdot i_p^2 + J_R \cdot \frac{k_R^2}{2} \cdot U^2 + m_d \cdot \frac{i_d^2}{2}$$

Производные в уравнении Лагранжа:

$$\frac{\partial T}{\partial u} = m_M \cdot U + J_\xi \cdot k_\xi^2 \cdot U + J_R \cdot k_R^2 \cdot U + m_d \cdot k_d^2 \cdot U$$

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial u} \right) = (m_M + J_\xi \cdot k_\xi^2 + J_R \cdot k_R^2 + m_d \cdot i_d^2) \frac{dU}{dt}$$

С учетом аппроксимации и связи  $\psi$  с  $z$  производная  $\left( \frac{\partial T}{\partial z} \right)$  примет вид:

$$\left( \frac{\partial T}{\partial z} \right) = (-8 \cdot 10^{-4} \cdot z + 4 \cdot 10^{-5}) \cdot \omega^2 \cdot i_p^2$$

В результате чего уравнение Лагранжа будет выглядеть как

$$m_p \frac{d^2 z}{dt^2} = A(\omega, z) - E(\psi, z) - (8 \cdot 10^{-4} \cdot z - 4 \cdot 10^{-5}) \cdot \omega^2 \cdot i_p^2 - \theta \frac{dz}{dt}$$

где  $m_p = m_M + J_\xi \cdot k_\xi^2 + J_R \cdot k_R^2 + m_d \cdot k_d^2$ .

Развернутые выражения поддерживающей  $A(\omega, z)$  и восстанавливающей  $E(\psi, z)$  сил приведены в [7]. Для режима холостого хода  $A(\omega, z)$  и  $E(\psi, z)$  показаны на рис. 3,4.

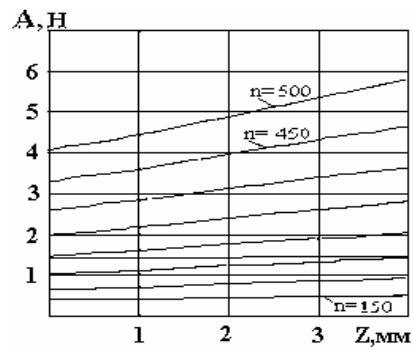


Рис.3. Поддерживающая сила на режимах пуска и холостого хода ( $n=150 \dots 500 \text{ мин}^{-1}$ )

При проведении исследования учтены также другие особенности данного регулятора – трехплечий рычаг, момент инерции которого изменяется в зависимости от положения муфты измерителя (см. рис.1).

Наличие в данной модели производной  $\partial T / \partial z$  влияет, прежде всего на величину поддерживающей силы  $A(\omega, z)$  уже в статике (рис.5).

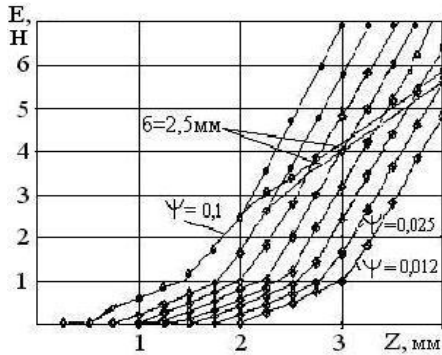


Рис.4. Восстанавливающая сила на режимах пуска и холостого хода ( $n=150...500 \text{ мин}^{-1}$ )

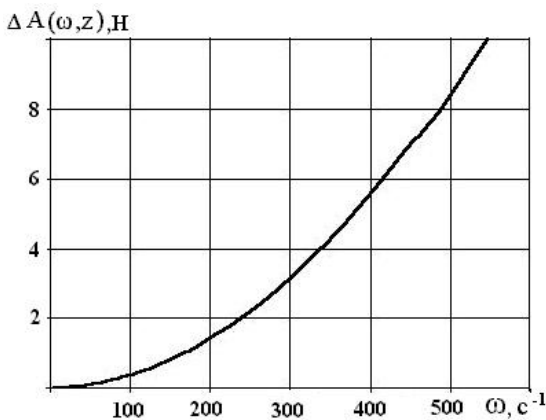


Рис.5. Изменение поддерживающей силы в результате учета производной  $\partial T/\partial z$

В динамике, т.е. при переходных процессах, это влияние возрастает и к нему добавляется влияние особенностей конструкции трехплечего рычага и катаракта.

Для получения частотных характеристик регулятора к его входу (угловая скорость вращения валика  $\omega_p$ ) прилагается синусоидальное возмущение с частотой  $f$ :

$$\omega_p = \omega_{po} + \Delta\omega \cdot \sin(2\pi \cdot f \cdot t).$$

После подачи на вход регулятора синусоидального сигнала выходной сигнал (координата дозатора) приходит в движение и после окончания переходного процесса дозатор также начинает совершать гармонические колебания с той же частотой  $f$ , но с другой амплитудой и смещением по фазе. В зависимости от них определяется динамическая реакция регулятора на входное возмущение (искажение амплитуды и фазы выходного сигнала, изменение его ампли-

туды, полоса пропускания сигнала по частоте) в «чистом» виде (рис. 6).

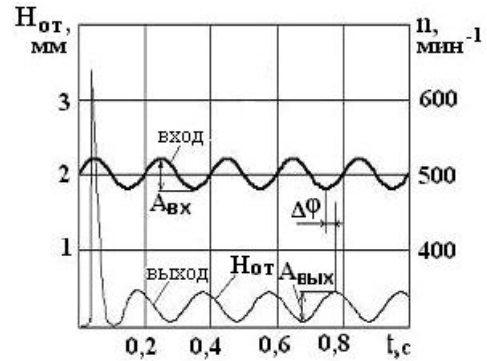


Рис. 6. Переходной процесс многорежимного регулятора при поступлении на его вход гармонического возмущения

На рис. 7 и 8 показаны соответственно фазовые и амплитудно-фазовые частотные характеристики регулятора при амплитуде возмущения  $\Delta\omega_p=3,6$ . Кривые 1 соответствуют обычной методике составления уравнения динамики регулятора прямого действия, кривые 2 – получены с добавлением производной кинетической энергии элементов регулятора по координате перемещения муфты измерителя и с учетом переменной величины момента инерции трехплечего рычага. Следует отметить, что учет названной производной увеличивает значение поддерживающей силы и снижает фактор устойчивости измерителя.

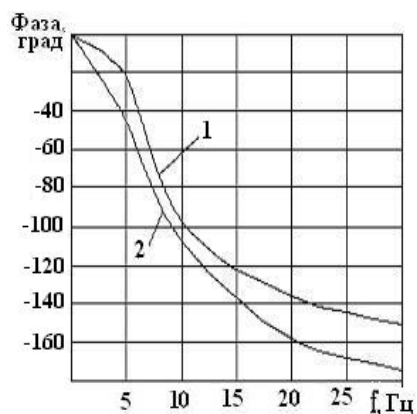


Рис. 7. Фазовая частотная характеристика  
1 – традиционное уравнение динамики регулятора; 2 – с учетом производной кинетической энергии элементов регулятора по координате перемещения муфты измерителя

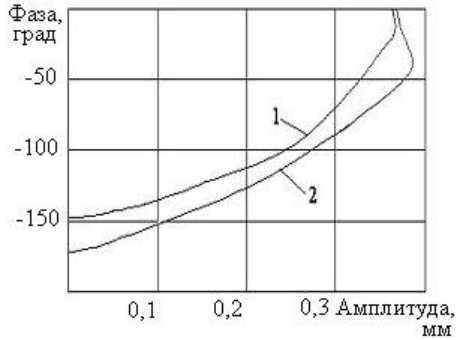


Рис. 8 Амплитудно-фазовая характеристика  
1 – традиционное уравнение динамики регулятора; 2 – с учетом производной кинетической энергии элементов регулятора по координате перемещения муфты измерителя

### Заключение

Предложенная математическая модель много-режимного регулятора позволяет оценивать качество переходных процессов высокооборотного автомобильного дизеля при воздействии на него в эксплуатации различных факторов, моделировать скоростные характеристики регулятора, анализировать пути восстановления скоростных характеристик при наличии эксплуатационных износов, оценить возможности повышения экономичности и снижения токсичности отработавших газов для изношенных насосных элементов, определить оптимальные настройки пружин регулятора (предварительные натяги, жесткости пружин и зазоры) при использовании масел в качестве топлива для дизелей, а также в комплексе с моделью процесса впрыскивания моделировать процесс топливоподачи на неустановившихся режимах работы двигателя.

Учет производной, который в известных расчетных методиках не производился, позволил существенно уточнить результаты расчета автоколебаний, свойственных высокооборотным автомобильным двигателям. Как видно из рис. 7 и 8, отличия дости-

гают 20% по амплитуде и 15 % по фазе. Кроме того, снижается фактор устойчивости центробежного измерителя, что особенно важно учитывать на режимах холостого хода и трогания с места при эксплуатационных износах плунжерной пары.

Анализ полученных частотных характеристик показал, что полоса пропускания исследуемого регулятора составляет 32 Гц, наибольшие амплитуды наблюдаются в диапазоне 1...5 Гц, что соответствует режимам трогания автомобиля с места и холостого хода. Для выработки стратегии ремонтно-восстановительных работ по данной топливной аппаратуре и при исследовании режимов работы регулятора и его переходных процессов, этим режимам следует уделить особое внимание, поскольку именно здесь возможно возникновение неустойчивых режимов, в том числе автоколебаний.

### Список литературы:

1. Тырловой С.И. Влияние эксплуатационных факторов на характеристики регуляторов распределительных ТНВД высокооборотных дизелей / С. И. Тырловой // Вестник СХУ. – 2008. – Ч. 2, №7(125). – С. 263-267.
2. Крайнюк О.І. Паливна апаратура автотракторних дизелів. Навчальний посібник. / О. І. Крайнюк, С. І. Тирловий. - Луганськ: Видавництво СХУ ім. В. Даля, 2007. - 134 с.
3. Костин А.К. Работа дизелей в условиях эксплуатации: Справочник / А. К. Костин, Б. П. Пугачев, Ю. Ю. Кочинев. Л. Машиностроение, 1989. – 284 с.
4. Крутов В.И. Автоматическое регулирование ДВС / В. И. Крутов. / Машиностроение, 1987. – 512 с.
5. Голубков Л.Н. Топливные насосы высокого давления распределительного типа: Учебно-практическое пособие / Л. Н. Голубков, А. А. Савастенко, М. В. Эммиль. - М: "Легион-Автодата", 2000. – 176 с.
6. Файнлейб Б.Н. Топливная аппаратура автотракторных дизелей: Справочник / Б. Н. Файнлейб - Л.: Машиностроение, 1990.- 352 с.
7. Тырловой С.И. Моделирование работы многорежимных регуляторов распределительных ТНВД / С. И. Тырловой // Вестник СХУ. – 2007. – Ч. 1, №8(114) – С. 171-176.

УДК 620.9

К. В. Аврамов, д-р техн. наук

## ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ АВТОКОЛЕБАНИЙ РОТОРОВ В ПОДШИПНИКАХ СКОЛЬЖЕНИЯ

### Введение

В двигателях внутреннего сгорания широко используются турбинные и компрессорные установки, основным элементом которых является упругий ротор в подшипниках скольжения. В роторных системах часто возникают автоколебания вследствие взаимодействия масляной пленки подшипников скольжения с цапфами роторов. Такие автоколебания привели к разрушению ряда турбинных установок [1]. Поэтому понятен интерес инженеров и исследователей к таким автоколебаниям. Позняк Э.Л. [2] получил аналитические соотношения, описывающие давления в масляной пленке коротких подшипников скольжения. Используя вариационный подход, Олимпиев [3] вывел асимптотическое решение уравнения Рейнольдса. Устойчивость цапфы в подшипнике скольжения рассматривается в монографии [4]. Каринцев И.Б., Шульженко Н.Г. [5] получили модель давлений в масляном слое коротких подшипников скольжения. Они исследовали влияние инерции масляного слоя на величины давлений. Филиппов А.П., Шульженко Н.Г. [6] применяют асимптотические методы для исследования автоколебаний в роторах. Овчарова Д.К., Голоскоков Е.Г. [7] анализируют вынужденные колебания ротора с учетом масляного слоя в коротких подшипниках скольжения. Они описали динамику ротора расчетной схемой, состоящей из упругого вала с тремя дискретными массами.

В этой статье предлагается математическая модель, описывающая автоколебания ротора при его взаимодействии с масляной пленкой коротких подшипников скольжения. Для исследования автоколебаний используется прямое численное интегрирование уравнений движения.

### Постановка задачи и уравнения движения

Рассмотрим динамику жесткого диска, который крепится к вращающемуся упругому валу. Вал находится в двух коротких подшипниках скольжения (рис.1). При колебаниях системы цапфы вала *A* и *B* так же движутся. Эти движения описываются обобщенными координатами  $(x_1, y_1)$  и  $(x_2, y_2)$ , соответ-

ственно. Рассмотрим ротор в двух одинаковых подшипниках скольжения. В масляном слое этих подшипников возникают усилия, действующие на цапфы. Проекции этих сил на оси *x* и *y* обозначим  $F_x(x_i, y_i); F_y(x_i, y_i); i = \overline{1,2}$ . Предположим, что ротор вращается с постоянной угловой скоростью  $\Omega$  вокруг оси *z* (рис.1). Тогда угловую скорость диска представим так:

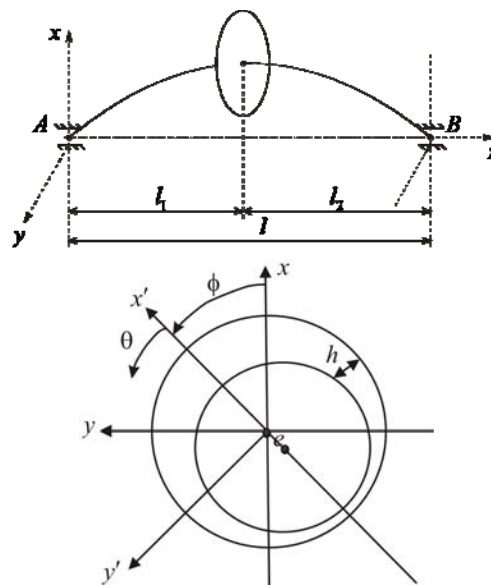


Рис.1. Расчетная схема однодискового ротора в подшипниках скольжения

$$\vec{\omega} = \omega_1 \vec{e}_1 + \omega_2 \vec{e}_2 + \omega_3 \vec{e}_3; \quad (1)$$

$$\omega_1 = \dot{\theta}_1 \cos \theta_2 \cos \theta_3 + \dot{\theta}_2 \sin \theta_3;$$

$$\omega_2 = \dot{\theta}_2 \cos \theta_3 - \dot{\theta}_1 \cos \theta_2 \sin \theta_3; \quad \omega_3 = \dot{\theta}_3 + \dot{\theta}_1 \sin \theta_2,$$

где  $\vec{e}_1, \vec{e}_2, \vec{e}_3$  – орты;  $\theta_1, \theta_2, \theta_3$  – углы поворотов диска. Из условий движения следует, что

$\Omega = \dot{\theta}_3 + \dot{\theta}_1 \sin \theta_2$ . Тогда кинетическая энергия диска принимает следующий вид:

$$T = \frac{I_e}{2} (\dot{\theta}_2^2 + \dot{\theta}_1^2 \cos^2 \theta_2) + \frac{I_p}{2} (\dot{\theta}_3 + \dot{\theta}_1 \sin \theta_2)^2 + \frac{m}{2} (\dot{x}^2 + \dot{y}^2), \quad (2)$$

где  $x, y$  – перемещения точек крепления диска к валу;  $I_e, I_p$  – экваториальный и полярный моменты инерции диска.

Если предположить, что цапфы **A** и **B** покоятся, потенциальная энергия вала примет следующий вид:

$$\Pi = \frac{c_{11}}{2}(x^2 + y^2) + \frac{c_{22}}{2}(\theta_2^2 + \theta_1^2) + c_{12}(x\theta_2 - y\theta_1),$$

где  $c_{11}, c_{22}, c_{12}$  – элементы матрицы жесткости. Если цапфы движутся, потенциальную энергию можно представить так:

$$\begin{aligned} \Pi = & \frac{1}{2}c_{11}[(x - \varsigma_1x_2 - \varsigma_2x_1)^2 + (y - \varsigma_2y_1 - \varsigma_1y_2)^2] + \\ & + \frac{1}{2}c_{22}\left[\left(\theta_2 - \frac{x_2 - x_1}{l}\right)^2 + \left(\theta_1 + \frac{y_2 - y_1}{l}\right)^2\right] + \\ & + c_{12}\left[\left(x - \varsigma_1x_2 - \varsigma_2x_1\right)\left(\theta_2 - \frac{x_2 - x_1}{l}\right) - \right. \\ & \left. - (y - \varsigma_2y_1 - \varsigma_1y_2)\left(\theta_1 + \frac{y_2 - y_1}{l}\right)\right]; \varsigma_1 = \frac{l_1}{l}; \varsigma_2 = \frac{l_2}{l}. \end{aligned} \quad (3)$$

Тогда уравнения движения системы состоят из четырех дифференциальных уравнений, описывающих колебания диска, и четырех условий равновесия цапф:

$$\begin{aligned} m\ddot{x} + c_{11}(x - \varsigma_1x_2 - \varsigma_2x_1) + c_{12}\left(\theta_2 - \frac{x_2 - x_1}{l}\right) &= -mg; \\ m\ddot{y} + c_{11}(y - \varsigma_2y_1 - \varsigma_1y_2) - c_{12}\left(\theta_1 + \frac{y_2 - y_1}{l}\right) &= 0; \\ I_e\ddot{\theta}_1 \cos^2 \theta_2 - I_e\dot{\theta}_1\dot{\theta}_2 \sin 2\theta_2 + I_p\ddot{\theta}_3 \sin \theta_2 + \\ + I_p\Omega\dot{\theta}_2 \cos \theta_2 - \frac{I_p}{2}\dot{\theta}_1\dot{\theta}_2 \sin 2\theta_2 + \\ + I_p\ddot{\theta}_1 \sin^2 \theta_2 + I_p\dot{\theta}_1\dot{\theta}_2 \sin 2\theta_2 + \\ + c_{22}\left(\theta_1 + \frac{y_2 - y_1}{l}\right) - c_{12}(y - \varsigma_2y_1 - \varsigma_1y_2) &= 0; \\ I_e\ddot{\theta}_2 + \frac{I_e}{2}\dot{\theta}_1^2 \sin(2\theta_2) - I_p\Omega\dot{\theta}_1 \cos \theta_2 + \\ + c_{22}\left(\theta_2 - \frac{x_2 - x_1}{l}\right) + c_{12}(x - \varsigma_1x_2 - \varsigma_2x_1) &= 0; \\ \left(\frac{c_{12}}{l} - \varsigma_2c_{11}\right)(x - \varsigma_1x_2 - \varsigma_2x_1) + \left(\frac{c_{22}}{l} - \varsigma_2c_{12}\right) \times \\ \times \left(\theta_2 - \frac{x_2 - x_1}{l}\right) &= F_x(x_1, y_1); \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \left(\frac{c_{12}}{l} - \varsigma_2c_{11}\right)(y - \varsigma_1y_2 - \varsigma_2y_1) + \left(\varsigma_2c_{12} - \frac{c_{22}}{l}\right) \times \\ \times \left(\theta_1 + \frac{y_2 - y_1}{l}\right) &= F_y(x_1, y_1); \\ \left(\varsigma_1c_{11} + \frac{c_{12}}{l}\right)(x - \varsigma_1x_2 - \varsigma_2x_1) + \left(\frac{c_{22}}{l} + \varsigma_1c_{12}\right) \times \\ \times \left(\theta_2 - \frac{x_2 - x_1}{l}\right) &= -F_x(x_2, y_2); \\ \left(\frac{c_{22}}{l} + \varsigma_1c_{12}\right)\left(\theta_1 + \frac{y_2 - y_1}{l}\right) - \left(\varsigma_1c_{11} + \frac{c_{12}}{l}\right) \\ (y - \varsigma_2y_1 - \varsigma_1y_2) &= F_y(x_2, y_2). \end{aligned} \quad (4)$$

Под действием силы тяжести  $mg$  (4) ротор занимает некоторое состояние равновесия, которое определяется следующими значениями обобщенных координат:  $(\bar{x}, \bar{y}, \bar{\theta}_1, \bar{\theta}_2, \bar{x}_1, \bar{y}_1, \bar{x}_2, \bar{y}_2)$ . Эти значения удовлетворяют следующей системе нелинейных алгебраических уравнений:

$$\begin{aligned} F_x(\bar{x}_1, \bar{y}_1) = mg \frac{l_2}{l}; F_x(\bar{x}_2, \bar{y}_2) = mg \frac{l_1}{l}; \\ F_y(\bar{x}_1, \bar{y}_1) = 0; F_y(\bar{x}_2, \bar{y}_2) = 0. \end{aligned} \quad (5)$$

Тогда равновесие диска определяется так:

$$\begin{aligned} \bar{x} = \varsigma_1\bar{x}_2 + \varsigma_2\bar{x}_1 - \frac{mgc_{22}}{c_{11}c_{22} - c_{12}^2}; \bar{y} = \varsigma_2\bar{y}_1 + \varsigma_1\bar{y}_2; \\ \bar{\theta}_1 = \frac{\bar{y}_1 - \bar{y}_2}{l}; \bar{\theta}_2 = \frac{\bar{x}_2 - \bar{x}_1}{l} + \frac{mgc_{12}}{c_{11}c_{22} - c_{12}^2}. \end{aligned} \quad (6)$$

Теперь рассмотрим колебания ротора относительно положения статического равновесия. Для этого введем замену переменных:  $(x, y, \theta_1, \theta_2, x_1, y_1, x_2, y_2) \rightarrow (\bar{x} + x, \bar{y} + y, \bar{\theta}_1 + \theta_1, \bar{\theta}_2 + \theta_2, \bar{x}_1 + x_1, \bar{y}_1 + y_1, \bar{x}_2 + x_2, \bar{y}_2 + y_2)$ . Тогда динамическую систему (4) представим так:

$$\begin{aligned} m\ddot{x} = R_x^{(1)}; I_e\ddot{\theta}_2 - I_p\Omega\dot{\theta}_1 + R_x^{(2)} = 0; \\ m\ddot{y} = R_y^{(1)}; I_e\ddot{\theta}_1 + I_p\Omega\dot{\theta}_2 - R_y^{(2)} = 0, \end{aligned} \quad (7)$$

где

$$\begin{aligned} R_y^{(1)} &= \tilde{F}_y(x_1, y_1) + \tilde{F}_y(x_2, y_2); \\ R_x^{(1)} &= \tilde{F}_x(x_2, y_2) + \tilde{F}_x(x_1, y_1); \\ R_y^{(2)} &= l_1\tilde{F}_y(x_1, y_1) - l_2\tilde{F}_y(x_2, y_2); \\ R_x^{(2)} &= -l_2\tilde{F}_x(x_2, y_2) + l_1\tilde{F}_x(x_1, y_1); \\ \tilde{F}_x(x_i, y_i) &= F_x(x_i + \bar{x}_i, y_i + \bar{y}_i) - F_x(\bar{x}_i, \bar{y}_i); \\ \tilde{F}_y(x_i, y_i) &= F_y(x_i + \bar{x}_i, y_i + \bar{y}_i) - F_y(\bar{x}_i, \bar{y}_i); i = 1, 2. \end{aligned}$$

Силы, действующие на цапфы вала со стороны масляного строя (рис.1), представим в следующем виде [2]:



$$[F_x, F_y]^T = - \int_0^{L_B} \int_0^\pi [\cos(\theta + \phi), \sin(\theta + \phi)]^T p(z_1, \theta) R d\theta dz_1, \quad (8)$$

где  $L_B$  – длина подшипника;  $\phi$  – угол линии центров (рис.1). Предполагается, что масляный слой занимает область  $\theta \in [0; \pi]$ . Тогда давления, действующие на цапфу со стороны масляного слоя,  $p(z_1, \theta)$  определяются из уравнения Рейнольдса [2]. Решение этого уравнения представим так:

$$p(z_1, \theta) = \frac{3\mu}{h^3} \left( \Omega \frac{\partial h}{\partial \theta} + 2 \frac{\partial h}{\partial t} \right) (z_1 - L_B) z_1, \quad (9)$$

где  $\mu$  – вязкость масла;  $z_1$  – продольная локальная координата подшипника скольжения;  $h = c + e \cos \theta = c - e(x_1 \cos \phi + y_1 \sin \phi)$ ;  $c$  – величина зазора между цапфой и подшипником. Параметр  $e$  показан на рис.1.

В дальнейшем используем следующие безразмерные переменные и параметры:

$$\tilde{x}_j = \frac{x_j}{c}; \tilde{y}_j = \frac{y_j}{c}; H = \frac{h}{c}; \tau = \Omega t. \quad (10)$$

Тогда силы масляного слоя определяются так:

$$\begin{aligned} F_x &= \frac{L_B^3 \mu R \Omega}{2c^2} \int_0^\pi H^{-3} \cos(\theta + \phi) \{ \tilde{x}_1 \sin(\theta + \phi) - \\ &\tilde{y}_1 \cos(\theta + \phi) - 2\tilde{x}_1' \cos(\theta + \phi) - 2\tilde{y}_1' \sin(\theta + \phi) \} d\theta; \\ F_y &= \frac{L_B^3 \mu R \Omega}{2c^2} \int_0^\pi H^{-3} \sin(\theta + \phi) \{ \tilde{x}_1 \sin(\theta + \phi) - \\ &\tilde{y}_1 \cos(\theta + \phi) - 2\tilde{x}_1' \cos(\theta + \phi) - \\ &- 2\tilde{y}_1' \sin(\theta + \phi) \} d\theta; \left( \cdot \right)' = \frac{d(\cdot)}{d\tau}; \\ H &= 1 - \tilde{x}_1 \cos(\theta + \phi) - \tilde{y}_1 \sin(\theta + \phi). \end{aligned} \quad (11)$$

Определим положение равновесия ротора под действием силы тяжести. В этом случае соотношение (9) представим так:

$$p = - \frac{3\mu \Omega e \sin \theta}{(c + e \cos \theta)^3} z_1 (z_1 - L_B). \quad (12)$$

Уравнения равновесия цапфы принимают следующий вид:

$$F_{x'} = G \cos \phi_e; F_{y'} = -G \sin \phi_e, \quad (13)$$

где  $F_{x'}, F_{y'}$  – проекции сил на оси  $x', y'$ ;  $\phi_e$  – угол линии центров равновесного состояния цапфы;  $G$  – значение вертикального усилия в подшипнике, которое принимает следующее значение в цапфах **A** и **B**:

$G = mg \frac{l_2}{l}$ ;  $G = mg \frac{l_1}{l}$ . Величины сил масляного слоя при равномерном вращении ротора представим так:

$$F_{x'} = \frac{L_B^3 \mu R \Omega \varepsilon^2}{c^2 (1 - \varepsilon^2)^2}; F_{y'} = - \frac{\pi L_B^3 \mu R \Omega \varepsilon}{4c^2 (1 - \varepsilon^2)^{3/2}}; \quad (14)$$

$$\varepsilon = \frac{e}{c}.$$

Из (13, 14) получим нелинейное уравнение для определения  $\varepsilon$ :

$$G = \frac{L_B^3 \mu R \Omega \varepsilon}{4c^2 (1 - \varepsilon^2)^2} \sqrt{16\varepsilon^2 + \pi^2 (1 - \varepsilon^2)}. \quad (15)$$

Тогда обобщенные координаты равновесного состояния цапфы **A** определяются так:

$$\begin{aligned} \tilde{x}_{1,0} &= \bar{x}_1 c^{-1} = -\varepsilon_1 \cos \phi_{e1}; \tilde{y}_{1,0} = \bar{y}_1 c^{-1} = -\varepsilon_1 \sin \phi_{e1}; \\ \operatorname{tg} \phi_e &= \pi \sqrt{1 - \varepsilon^2} / (4\varepsilon). \end{aligned} \quad (16)$$

Индекс **1** у величин  $\varepsilon$  и  $\phi_e$  обозначает, что эти параметры описывают равновесие цапфы **A**. Аналогичные параметры для цапфы **B** определяются индексом **2**.

Исследуем колебания ротора относительно положения равновесия. Для этого введем следующую замену переменных:

$\tilde{x}_i \rightarrow \tilde{x}_i + \tilde{x}_{i,0}$ ;  $\tilde{y}_i \rightarrow \tilde{y}_i + \tilde{y}_{i,0}$ ;  $i = 1, 2$ . Тогда нелинейные силы  $F_x, F_y$ , действующие на цапфы масляного слоя представим так:

$$\begin{aligned} F_x &= \gamma (\tilde{x}_1 + \tilde{x}_{1,0} - 2\tilde{y}_1') J_3 - \gamma (\tilde{y}_1 + \tilde{y}_{1,0} + 2\tilde{x}_1) J_1; \\ F_y &= \gamma (\tilde{x}_1 + \tilde{x}_{1,0} - 2\tilde{y}_1') J_2 - \gamma (\tilde{y}_1 + \tilde{y}_{1,0} + 2\tilde{x}_1) J_3, \end{aligned} \quad (17)$$

где

$$J_1 = \int_{\phi_{e1}}^{\pi + \phi_{e1}} \frac{\cos^2 \vartheta}{H_1^3(\tilde{x}_1, \tilde{y}_1)} d\vartheta; J_2 = \int_{\phi_{e1}}^{\pi + \phi_{e1}} \frac{\sin^2 \vartheta}{H_1^3(\tilde{x}_1, \tilde{y}_1)} d\vartheta; \quad (18)$$

$$J_3 = \int_{\phi_{e1}}^{\pi + \phi_{e1}} \frac{\sin \vartheta \cos \vartheta}{H_1^3(\tilde{x}_1, \tilde{y}_1)} d\vartheta;$$

$$H_1(\tilde{x}_1, \tilde{y}_1) = 1 - (\tilde{x}_1 + \tilde{x}_{1,0}) \cos \vartheta - (\tilde{y}_1 + \tilde{y}_{1,0}) \sin \vartheta;$$

$$\gamma = \frac{L_B^3 \mu R \Omega}{2c^2}.$$

Нелинейные силы (17) представим в виде степенных рядов по  $\tilde{x}_1, \tilde{y}_1, \tilde{x}_1', \tilde{y}_1'$ . Для этого интегралы (17) представим в виде степенных рядов, используя степенной ряд:

$H^{-3}(\tilde{x}_1, \tilde{y}_1) = A_0(\vartheta) + A_1(\vartheta)\tilde{x}_1 + A_2(\vartheta)\tilde{y}_1 + A_3(\vartheta)\tilde{x}_1^2 + \dots$  (19)  
Теперь ряд (19) введем в (18) и произведем интегрирования. В результате интегралы  $J_1, J_2, J_3$  получаются в виде степенных рядов. Эти интегралы вводятся в нелинейные силы (17). В результате эти силы представляются в виде степенных рядов:

$$\begin{aligned}
 F_x &= F_{x,0} + F_{x,1}(\tilde{x}_1, \tilde{y}_1, \tilde{x}'_1, \tilde{y}'_1) + \\
 &+ F_{x,2}(\tilde{x}_1, \tilde{y}_1, \tilde{x}'_1, \tilde{y}'_1) + F_{x,3}(\tilde{x}_1, \tilde{y}_1, \tilde{x}'_1, \tilde{y}'_1) + \dots; \\
 F_y &= F_{y,0} + F_{y,1}(\tilde{x}_1, \tilde{y}_1, \tilde{x}'_1, \tilde{y}'_1) + \\
 &+ F_{y,2}(\tilde{x}_1, \tilde{y}_1, \tilde{x}'_1, \tilde{y}'_1) + F_{y,3}(\tilde{x}_1, \tilde{y}_1, \tilde{x}'_1, \tilde{y}'_1) + \dots
 \end{aligned} \quad (20)$$

где  $F_{x,0}; F_{y,0}$  – постоянные части сил масляного слоя;  $F_{x,1}; F_{y,1}$  – линейные части сил относительно обобщенных координат и скоростей цапфы  $\tilde{x}_1, \tilde{y}_1, \tilde{x}'_1, \tilde{y}'_1$ ;  $F_{x,2}; F_{y,2}; F_{x,3}; F_{y,3}$  – нелинейные части сил второго и третьего порядка относительно обобщенных координат и скоростей. Линейные части сил определяются следующим образом:

$$\begin{aligned}
 F_{x,1} &= \left( \frac{\partial F_x}{\partial \tilde{x}_1} \right)_0 \tilde{x}_1 + \left( \frac{\partial F_x}{\partial \tilde{y}_1} \right)_0 \tilde{y}_1 + \left( \frac{\partial F_x}{\partial \tilde{x}'_1} \right)_0 \tilde{x}'_1 + \\
 &+ \left( \frac{\partial F_x}{\partial \tilde{y}'_1} \right)_0 \tilde{y}'_1; \\
 F_{y,1} &= \left( \frac{\partial F_y}{\partial \tilde{x}_1} \right)_0 \tilde{x}_1 + \left( \frac{\partial F_y}{\partial \tilde{y}_1} \right)_0 \tilde{y}_1 + \left( \frac{\partial F_y}{\partial \tilde{x}'_1} \right)_0 \tilde{x}'_1 + \\
 &\left( \frac{\partial F_y}{\partial \tilde{y}'_1} \right)_0 \tilde{y}'_1,
 \end{aligned} \quad (21)$$

где символ  $\left( \frac{\partial F_x}{\partial \tilde{x}_1} \right)_0$  обозначает производную,

которая определяется в точке  $\tilde{x}_1 = \tilde{y}_1 = \tilde{x}'_1 = \tilde{y}'_1 = 0$ .

Эти производные принимают следующие значения:

$$\begin{aligned}
 \left( \frac{\partial F_x}{\partial \tilde{x}_1} \right)_0 &= J_4 + \tilde{x}_{1,0} J_x^{(1)} - \tilde{y}_{1,0} J_x^{(2)}; \\
 \left( \frac{\partial F_x}{\partial \tilde{y}_1} \right)_0 &= -J_5 + \tilde{x}_{1,0} J_y^{(1)} - \tilde{y}_{1,0} J_y^{(2)}; \\
 \left( \frac{\partial F_y}{\partial \tilde{x}_1} \right)_0 &= J_6 + \tilde{x}_{1,0} J_x^{(3)} - \tilde{y}_{1,0} J_x^{(1)}; \\
 \left( \frac{\partial F_y}{\partial \tilde{y}_1} \right)_0 &= -J_4 + \tilde{x}_{1,0} J_y^{(3)} - \tilde{y}_{1,0} J_y^{(1)}; \\
 \left( \frac{\partial F_x}{\partial \tilde{x}'_1} \right)_0 &= -2J_5; \quad \left( \frac{\partial F_x}{\partial \tilde{y}'_1} \right)_0 = -2J_4; \quad \left( \frac{\partial F_y}{\partial \tilde{x}'_1} \right)_0 = -4J_4; \\
 \left( \frac{\partial F_y}{\partial \tilde{y}'_1} \right)_0 &= -2J_6;
 \end{aligned} \quad (22)$$

$$\begin{bmatrix} J_x^{(1)} \\ J_y^{(1)} \end{bmatrix} = \gamma \int_{\phi_{e1}}^{\phi_{e1}+\pi} \begin{bmatrix} r_x(\vartheta) \\ r_y(\vartheta) \end{bmatrix} \cos \vartheta \sin \vartheta d\vartheta;$$

$$\begin{bmatrix} J_x^{(2)} \\ J_y^{(2)} \end{bmatrix} = \gamma \int_{\phi_{e1}}^{\phi_{e1}+\pi} \begin{bmatrix} r_x(\vartheta) \\ r_y(\vartheta) \end{bmatrix} \cos^2 \vartheta d\vartheta;$$

$$\begin{bmatrix} J_x^{(3)} \\ J_y^{(3)} \end{bmatrix} = \gamma \int_{\phi_{e1}}^{\phi_{e1}+\pi} \begin{bmatrix} r_x(\vartheta) \\ r_y(\vartheta) \end{bmatrix} \sin^2 \vartheta d\vartheta;$$

$$r_x(\vartheta) = \left( \frac{\partial H_1^{-3}(\tilde{x}_1, \tilde{y}_1)}{\partial \tilde{x}_1} \right)_0; \quad r_y(\vartheta) = \left( \frac{\partial H_1^{-3}(\tilde{x}_1, \tilde{y}_1)}{\partial \tilde{y}_1} \right)_0.$$

Квадратичные и кубические части  $F_{x,2}; F_{x,3}; F_{y,2}; F_{y,3}$  определялись с помощью пакета символьных вычислений Maple.

Отметим, что силы масляного слоя (18, 19) выражаются через обобщенные координаты цапф. Для упрощения уравнений движения ротора (7) и дальнейшего анализа выразим эти силы через обобщенные координаты диска. Для этого воспользуемся четырьмя алгебраическими уравнениями системы (4). В этих уравнениях отбросим нелинейные слагаемые и представим их в следующей матричной форме:

$$[R]q = [\tilde{D}]q_1, \quad (23)$$

$$r_{11} = -2\zeta_2 c_{12} l^{-1} + \zeta_2^2 c_{11} + c_{22} l^{-2};$$

$$r_{12} = (\zeta_2 - \zeta_1) c_{12} l^{-1} + \zeta_1 \zeta_2 c_{11} - c_{22} l^{-2};$$

$$r_{32} = \zeta_1^2 c_{11} + 2\zeta_1 c_{12} l^{-1} + c_{22} l^{-2};$$

$$q = [x, \theta_1, y, \theta_2]^T; \quad q_1 = [\tilde{x}_1, \tilde{y}_1, \tilde{x}'_1, \tilde{y}'_1]^T;$$

$$[\tilde{D}] =$$

$$\begin{bmatrix} \gamma \bar{K}_{11}^{(x)} - cr_{11} & \gamma \bar{K}_{12}^{(x)} & -cr_{12} & 0 \\ \gamma \bar{K}_{11}^{(y)} & \gamma \bar{K}_{12}^{(y)} - cr_{11} & 0 & -cr_{12} \\ cr_{12} & 0 & cr_{32} - \gamma \bar{K}_{11}^{(x)} & -\gamma \bar{K}_{12}^{(x)} \\ 0 & -cr_{12} & \gamma \bar{K}_{11}^{(y)} & \gamma \bar{K}_{12}^{(y)} - cr_{32} \end{bmatrix};$$

$$[R] =$$

$$\begin{bmatrix} l^{-1} c_{12} - \zeta_2 c_{11} & 0 & 0 & l^{-1} c_{22} - \zeta_2 c_{12} \\ 0 & c_{12} \zeta_2 - c_{22} l^{-1} & l^{-1} c_{12} - \zeta_2 c_{11} & 0 \\ c_{11} \zeta_1 + c_{12} l^{-1} & 0 & 0 & l^{-1} c_{22} + c_{12} \zeta_1 \\ 0 & l^{-1} c_{22} + c_{12} \zeta_1 & -c_{11} \zeta_1 - c_{12} l^{-1} & 0 \end{bmatrix}.$$

Теперь из соотношений (20) выразим вектор  $q_1$  и введем его в значения сил масляного слоя (20).

Теперь уравнение движения ротора (7) представим в следующем виде:

$$[M]\ddot{q} + [G]\dot{q} = [K_1]q + [D_1]q' + W(q_1, q'_1), \quad (24)$$

где  $[M] = \text{diag}(m, I_e, m, I_e)$ ;  $[G]$  – матрица гироскопических сил;  $[K_1]$  – матрица линейной части упругих сил масляной пленки;  $[D_1]$  – матрица линейной части диссипативных сил масляной пленки;  $W = (w_1, \dots, w_4)^T$  – вектор нелинейной части сил мас-

ляной пленки;  $q' = \frac{dq}{d\tau}$ . Окончательно, система (7)

принимает следующий вид:

$$\ddot{q} + [F]\dot{q} + [Q]q = \tilde{W}(q, \dot{q}); \quad (25)$$

$$[F] = [M]^{-1}([G] - [D_1]\Omega^{-1}); [Q] = -[M]^{-1}[K_1];$$

$$\tilde{W}(q, \dot{q}) = [M]^{-1}W(q_1, \dot{q}_1) = [M]^{-1}W(q_1, \Omega^{-1}\dot{q}_1) = \text{где}$$

$$= [M]^{-1}W(\tilde{D}^{-1}Rq, \Omega^{-1}\tilde{D}^{-1}R\dot{q}),$$

$$[F] = \|f_{ij}\|_{j=1,4}^{i=1,4}; [Q] = \|\tilde{Q}_{ij}\|_{j=1,4}^{i=1,4}; \tilde{W} = [\tilde{W}_1, \dots, \tilde{W}_4].$$

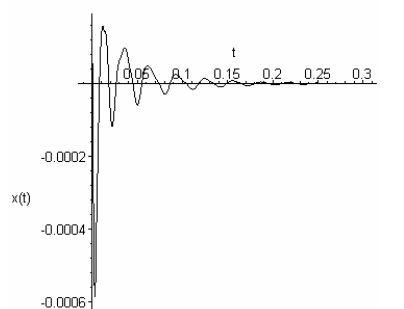
### Численное моделирование колебаний

Рассмотрим автоколебания ротора со следующими параметрами [8]:

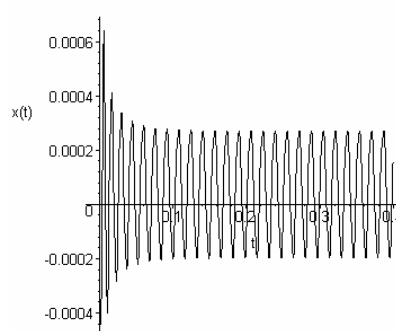
$$\begin{aligned} R &= 0.057 \text{ м}; \mu = 18 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}; \\ L_B &= 28.5 \cdot 10^{-3} \text{ м}; c = 0.2 \cdot 10^{-3} \text{ м}; \\ m &= 374 \text{ кг}; l_1 = 0.5 \text{ м}; \\ l_2 &= 0.648 \text{ м}; I_p = 28.4 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; I_e = 14.2 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; \\ E &= 2.1 \cdot 10^{11} \text{ Па}; J = 8.29 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4. \end{aligned} \quad (26)$$

Собственная частота прямой прецессии этого ротора имеет следующее численное значение:  $\Omega_{*,1} = 394 \text{ рад/с}$ . Угловая скорость, при которой ротор теряет устойчивость равномерного вращения, составляет  $\tilde{\Omega} = 2110 \text{ рад/с}$ . Итак, при  $\Omega < \tilde{\Omega}$  равномерное вращение ротора устойчиво, а неустойчиво в противном случае. При  $\Omega = \tilde{\Omega}$  наблюдается бифуркация Хопфа. Вследствие этой бифуркации рождается предельный цикл. Для исследования таких предельных циклов используется прямое численное моделирование системы (25). Оно производилось при различных частотах вращения ротора. Результаты расчетов представлены на рис.2, где показаны колебания ротора при следующих значениях частот его вращения: а).  $\Omega = 300 \text{ рад/с}$ ; б).  $\Omega = 1000 \text{ рад/с}$ ; в).  $\Omega = 1300 \text{ рад/с}$ ; г).  $\Omega = 2150 \text{ рад/с}$ . При частоте вращения ротора  $\Omega = 300 \text{ рад/с}$  (рис.2а) автоколебания ротора не возбуждаются. В этом случае наблюдается короткий переходной процесс, приводящий к режиму равномерного вращения ротора. При  $\Omega = 1000 \text{ рад/с}$  наблюдаются автоколебания ротора. Отметим, что эти автоколебания быстро устанавливаются, то есть переходной процесс наблюдается на коротком интервале времени. С увеличением частоты

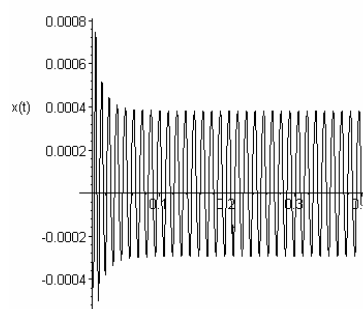
ты вращения ротора, амплитуды автоколебаний растут.



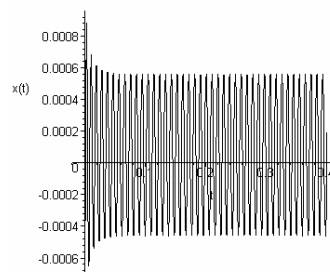
а)



б)



в)



г)

Рис 2. Автоколебания ротора при следующих значениях частоты вращения: (а)  $\Omega = 300$ ; (б)  $\Omega = 1000$ ; (в)  $\Omega = 1300$ ; (г)  $\Omega = 2150$

Численные данные (рис.2) показывают быстрое затухание переходных процессов, что свидетельствует о существенном демпфировании колебаний в масляной пленке. Подчеркнем, что ротор теряет устойчивость при  $\tilde{\Omega} = 2110 \text{ рад/с}$ , а режим автоколебаний наблюдается как при меньших, так и больших частотах вращения. Это свидетельствует о жестком возбуждении автоколебаний в рассматриваемой системе.

**Список литературы:**

1. Zhang X. Y. On site testing and analysis of the oil whirl phenomena in national made 200MW stream turbine generator systems / X. Y. Zhang // Power Industry. – 1992. – №12. – P.32-37. 2. Позняк Э. Л. Неустойчивые колебания роторов на подшипниках скольжения / Э.Л.Позняк // Динамика гибких

роторов. – 1972. – С. 22-29. 3. Олимпиев В. И. О собственных частотах ротора на подшипниках скольжения / В.И.Олимпиев // Известия АН СССР. – 1960. – №3 – С.24-29. 4. Тондл А. Динамика роторов турбогенераторов / Тондл А. – Л.: “Энергия”, 1971. – 386 с. 5. Каринцев И.Б. Статические и динамические характеристики масляной пленки коротких подшипников скольжения/И.Б.Каринцев, Н.Г.Шульженко // Динамика и прочность машин. – Харьков. – 1972. – Вып. 16. – С.14-18. 6. Филиппов А.П. Устойчивость колебаний ненагруженного неуравновешенного ротора в коротких опорах жидкостного трения / А.П.Филиппов, Н.Г. Шульженко // Машиноведение. – 1973. – №4. – С. 21-28. 7. Овчарова Д.К. Вынужденные колебания ротора на подшипниках скольжения / Д.К.Овчарова, Е.Г. Голоскоков // Прикладная механика. – 1975. – №11. – С. 95-99. 8. Ping J.J. On the nonlinear dynamic behavior of a rotor-beam ring system / J.J. Ping, M.Guang, Yi S. Song // Journal of Sound and Vibration. – 2004. – № 274. – P.1031-1044.

УДК 621.43

**А.И. Крайнюк, канд. техн. наук, С.В. Алексеев, инж., С.А. Столяров, инж.**

**ДВУХСТУПЕНЧАТЫЙ КОМПРЕССОР КАСКАДНОГО ОБМЕНА ДАВЛЕНИЕМ**

Развитие пневмотранспорта сыпучих грузов, технологических пневмоагрегатов дорожно-строительной и специальной техники предполагает снижение себестоимости при получении сжатого воздуха. Нагнетание воздуха дорогостоящими и сложными по конструкции поршневыми или лопаточными компрессорами, особенно с автономным, например, дизельным, приводом характеризуется большой энергозатратностью. Коэффициент полезного действия компрессора с дизельным двигателем, с учетом потерь преобразования исходной тепловой энергии в механическую в дизеле и механической энергии в располагаемую работу сжатия воздуха, в лучших образцах не превышает значений 0,2 ... 0,21

Значительный резерв снижения энергозатратности при получении сжатого воздуха и упрощения конструкции нагнетателя связывается с использованием устройств прямого преобразования тепловой энергии в сжатый воздух на базе каскадного обменника давления (КОД). Агрегаты, реализующие каскадное сжатие, представляют собой новую разновидность обменников давления, в частности апробируемых в системах наддува двигателей внутреннего сгорания. Сжатие воздуха в КОД, как и в волновом обменнике давления известной системы наддува «Comprex», осуществляется в результате непосредственного контакта со сжимающими газами, однако

с существенным отличием организации рабочего процесса. Принцип действия КОД изложен в работах [1, 2, 3].

Типичная конструкция обменника (рис. 1.) представляет собой ротор с продольными напоробменными ячейками, вращающийся в статоре, в одной из торцевых крышек которого (А), расположены массообменные каналы, а также окна подвода и отвода сжимающего газа, в другой (В) – окна подвода и отвода сжимаемого воздуха. Ротор приводится во вращение с частотой 2000...3000 мин<sup>-1</sup> при помощи электродвигателя или другого привода незначительной мощности. Фотографии основных узлов одной из конструкции КОД показаны на рис. 2.

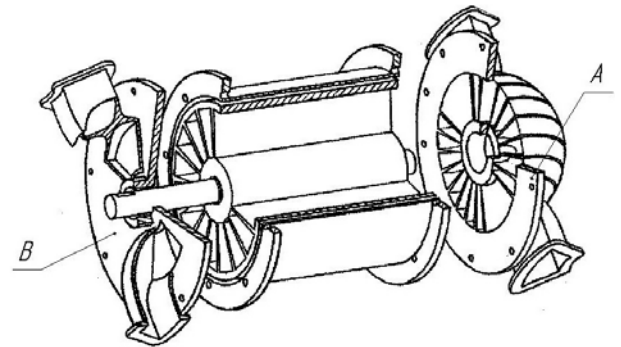


Рис.1 . Общий вид каскадного обменника давления

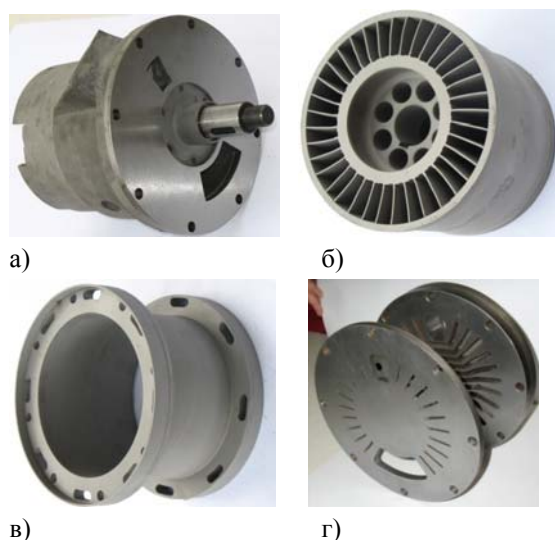


Рис. 2. Основные элементы конструкции опытного образца КОД

а – статор; б – ротор; в – корпус; г – торцевая крышка со стороны подвода и отвода сжимающего газа

Высокая эффективность КОД подтверждена стендовыми испытаниями на базе двигателя 6ЧН12/14. Так, при параметрах сжимающего газа  $T_{g1}=800$  К,  $P_{g1}=0,25$  МПа к.п.д. опытной установки КОД достигает 0,84 и на режиме  $T_{g1}=850$  К,  $P_{g1}=0,25$  МПа – 0,86.

Энергетическое совершенство рабочего про-

цесса каскадного обменника реализуется в значительном превышении расхода сжимаемого воздуха относительно сжимающей среды, тем в большей степени, чем выше температура последней.

Отмеченное свойство каскадных обменников положено в основу создания компрессора прямого преобразования тепловой энергии в располагаемую работу сжатого воздуха. В простейшей схеме теплового компрессора часть нагнетаемого воздуха отводится к потребителю, другая – нагревается в источнике подвода теплоты и направляется в окно подвода высокого давления обменника, где используется в качестве сжимающей среды. Уникальная простота и достаточно высокая эффективность одноступенчатого теплового компрессора обуславливает привлекательность его применения в системах воздухообеспечения с максимальным давлением нагнетания до 0,4...0,5 МПа в зависимости от максимальной температуры рабочего цикла  $T_z$ .

Существенно большую напорность и энергетическую эффективность реализует двухступенчатый компрессор каскадного обмена давлением. Схема модернизированного теплового компрессора КОД с промежуточным охлаждением и подогревом сжимаемого воздуха и сжимающей среды показана на рис. 3.

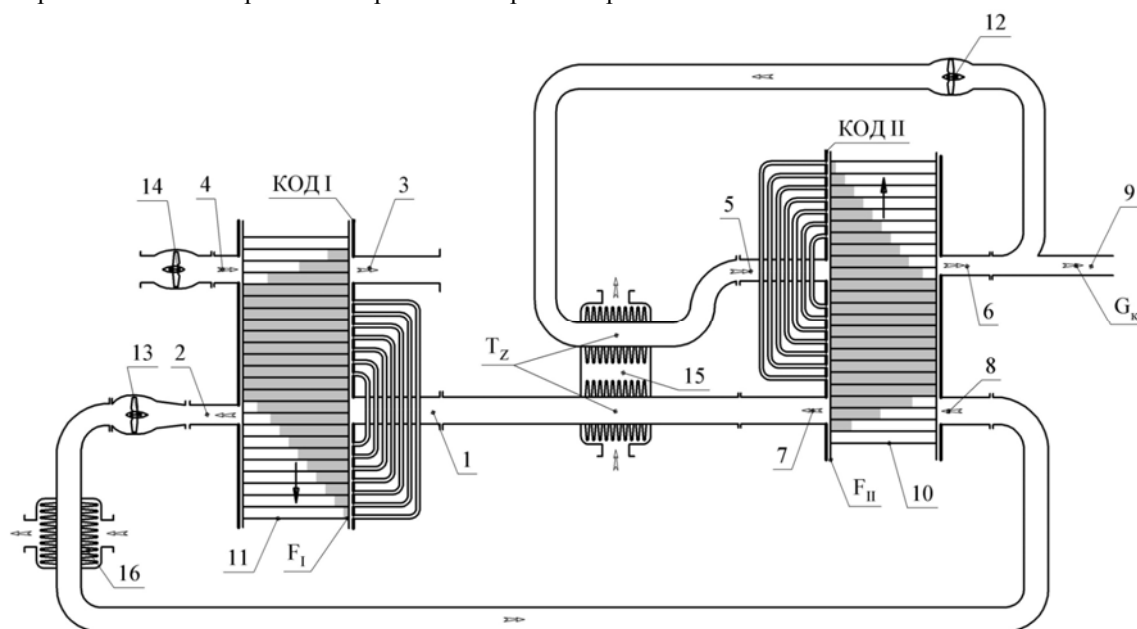


Рис. 3. Принципиальная схема двухступенчатого теплового компрессора КОД.

1, 2, 5, 6 – окна подвода и отвода высокого давления (ПВД и ОВД) соответственно КОД I и КОД II; 3, 4, 7, 8 – окна отвода и подвода отвода низкого давления (ОНД и ПНД) соответственно КОД I и КОД II; 9 – патрубок отбора сжатого воздуха; 10 – ротор КОД II; 11 – ротор КОД I; 12 – вытеснительный вентилятор второй ступени; 13 – вытеснительный вентилятор первой ступени; 14 – продувочный вентилятор; 15 – нагреватель; 16 – охладитель

Нагнетание воздуха в данном устройстве осуществляется в результате последовательного сжатия холодного воздуха и расширения горячего воздуха в агрегатах КОД первой и второй ступеней. При этом соотношения степеней сжатия воздуха в первой и второй ступенях  $\pi_1$ ,  $\pi_{II}$  не является произвольным, поскольку с одной стороны подчинено условию баланса расходов рабочих сред в линиях высокого давления первой ступени и низкого давления второй ступени, с другой – условию обеспечения продувки и вытеснения рабочих сред в ячейках роторов обоих КОД в указанных линиях.

В общем случае соотношения  $\pi_1$  и  $\pi_{II}$  зависят от общей напорности теплового компрессора  $\pi_k$  и максимальной температуры рабочего цикла  $T_z$ .

Несмотря на конструктивную простоту устройства теплового компрессора КОД, газодинамический расчет двухступенчатого теплового компрессора каскадного обмена давлением, включающий поиск режимов совместной работы агрегатов КОД первой и второй ступеней, достаточно трудоемок. Поэтому уточненному расчету рабочего цикла теплового компрессора КОД должен предшествовать предвари-

тельный выбор основных размерных параметров элементов системы, удовлетворяющих условию реализации заданной производительности компрессора.

Ниже приводятся результаты расчета размерных соотношений фронтальных размеров роторов обменников первой и второй ступеней на примере компрессора производительностью  $G_k = 0,1$  кг/с с различной общей напорностью  $\pi_k$ , максимальной температурой цикла  $T_z$  и перепадом давлений, создаваемым вытеснительным вентилятором  $\Delta P_6$ .

Основным способом снижения габаритных размеров теплового компрессора КОД является повышение напорности вытеснительных и продувочных вентиляторов 14, 13, 12 (см. рис. 3.). Основное назначение этих вентиляторов - осуществление циркуляции рабочих сред в контурах низкого и высокого давления обоих обменников. Как видно из приведенных на рис. 4. гистограмм, даже незначительное повышение напорности вытеснительных вентиляторов позволяет значительно уменьшить площадь сечения проточной части ( $F_{PI}$  и  $F_{PII}$ ) роторов обоих КОД.

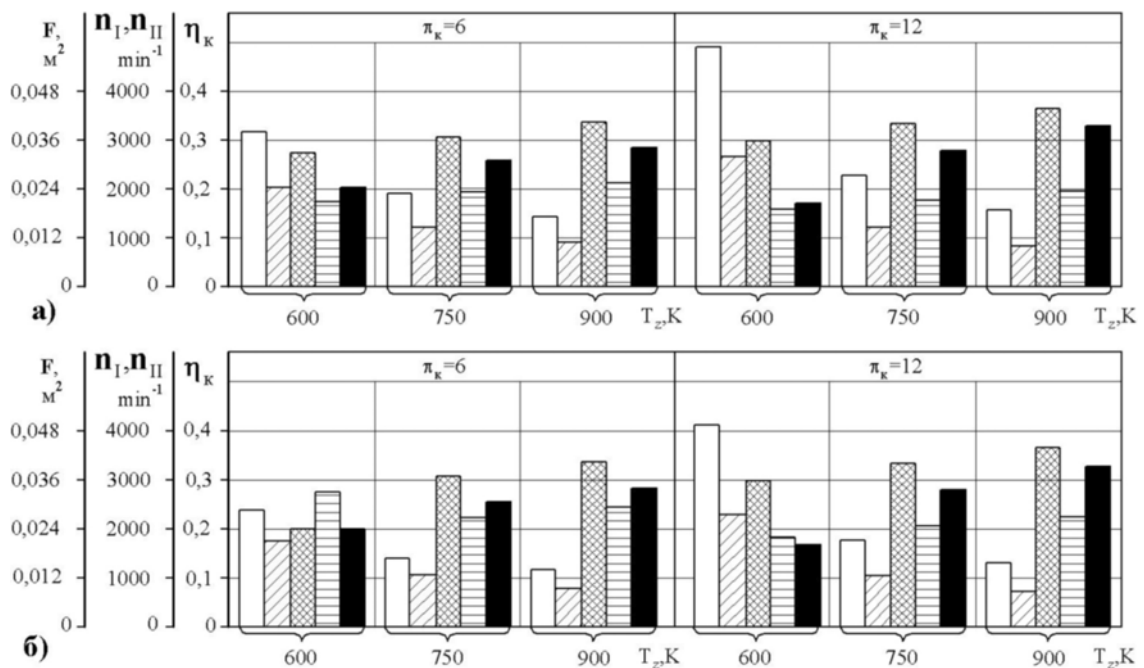


Рис. 4. Сочетание конструктивных и режимных параметров компрессора производительностью  $G_k=0,1$  кг/с КОД для различных условий его работы

а – при напорности вытеснительных вентиляторов первой и второй ступени  $\Delta P_{VI}=\Delta P_{VII}=15$  кПа;

б – при напорности вытеснительных вентиляторов первой и второй ступени  $\Delta P_{VI}=\Delta P_{VII}=20$  кПа;

□ - площадь сечения проточной части ротора КОД I,  $F_{PI}$ ; ▨ - площадь сечения проточной части ротора КОД II,  $F_{PII}$ ; ▩ - частота вращения ротора КОД I,  $n_I$ ; ▨ - частота вращения ротора КОД II,  $n_{II}$ ; ■ - энергетический к. п. д. компрессора,  $\eta_k$

Вместе с тем, повышение  $\Delta P_{В1}$  и  $\Delta P_{ВII}$  сопровождается увеличением затрат механической энергии на привод вентиляторов. Таким образом, перепады давлений, создаваемые циркуляционными вентиляторами, по существу являются ключевыми параметрами варьирования при поиске компромисса между размерами и к.п.д. теплового компрессора

Следует впрочем заметить, что начиная с некоторого момента, зависящего от общей размерности и особенности конструктивного исполнения компрессора, дальнейшее снижение  $\Delta P_{В1}$  и  $\Delta P_{ВII}$  не сопровождается повышением  $\eta_k$  из-за усиления утечек через торцевые сопряжения роторов в виду увеличения размеров последних.

Весьма заметное влияние на показатели рабочего процесса оказывает максимальная температура цикла  $T_z$ . Повышение  $T_z$  не только способствует существенному увеличению к.п.д., но и обеспечивает снижение фронтальных размеров обменников обеих ступеней. Причем влияние  $T_z$  на  $\eta_k$  усиливается по мере повышения общей напорности компрессора  $\pi_k$ . В свою очередь снижение габаритов обменников при повышении  $T_z$  связано с уменьшением относительного расхода сжимающей среды на сжатие сжимаемого воздуха.

При температуре  $T_z = 900$  К на режиме  $\pi_k=12$  расчетное значение к.п.д. составляет 0,32. В реальном цикле опытной установки теплового компрессора, созданной в лаборатории кафедры ДВС ВНУ им. В. Даля, уже на этапе предварительных испытаний достигнут показатель  $\eta_k=0,28$ . Возможность осуществить рабочий цикл КОД с  $T_z = 900$  К обусловлена циклическим охлаждением роторов КОД в процессе периодического заполнения напорнообменных ячеек ротора КОД воздушным зарядом. Реализуемый тепловым компрессором уровень энергетической эффективности для известных авторам автономных устройств преобразования тепловой энергии в располагаемую работу сжатия воздуха на сегодняшний день является недостижимым, даже в теоретических циклах.

Положительная особенность рабочего цикла двухступенчатого теплового компрессора с промежуточным охлаждением сжимаемого воздуха и промежуточным подогревом сжимающей среды заключается в пологости его гидравлической характеристики (рис. 5.).

Причем в случае одновременного регулирования частот вращения  $n_I$  и  $n_{II}$  КОД и напорности  $\Delta P_{В1}$  вытеснительного вентилятора в зависимости от общей напорности компрессора  $\pi_k$  расход нагнетаемого воздуха  $G_k$  и к.п.д. компрессора  $\eta_k$  подвержены незначительному влиянию гидравлического сопротивления потребителя в диапазоне эксплуатационных режимов работы установки, сохраняя существенную зависимость только от максимальной температуры цикла  $T_z$ .

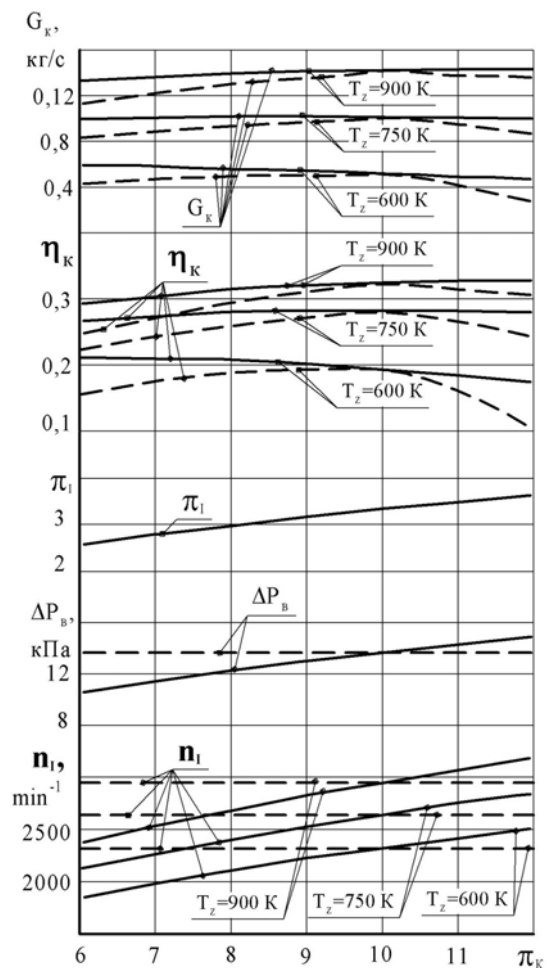


Рис. 5. Нагрузочная характеристика двухступенчатого компрессора КОД  
 --- без регулирования;  
 — с регулированием частоты вращения ротора  $n_I$  КОД и напорности вытеснительного вентилятора первой ступени  $\Delta P_{В1}$

И, наконец, нельзя не отметить выявленную в процессе испытаний опытной конструкции компрессора и ряда опытных образцов агрегатов КОД безотказность работы установки ввиду отсутствия меха-

нических вытеснителей, дискретно управляемых газораспределительных органов, а также относительно низкой частоты вращения ротора КОД.

Высокая энергетическая эффективность и благоприятная гидравлическая характеристика нагнетания двухступенчатого теплового компрессора КОД в сочетании с надежностью конструкции раскрывает перспективность его применения в качестве агрегата воздушоснабжения широкого класса теплосиловых установок.

Основной резерв дальнейшего повышения к.п.д. компрессора связан с повышением максимальной температуры цикла  $T_c$ , применением новых жаропрочных материалов (например, углеволоконных полимеров) для изготовления проточных элементов

устройства, а также снижением утечек рабочего тела через торцевые сопряжения соторов.

Более полная информация может быть получена при непосредственном контакте с авторами.

e-mail: [ljangar@rambler.ru](mailto:ljangar@rambler.ru), тел.: +380662128077

**Список литературы:**

1. Ключ О.В. *The principle organization of work process unit of cascade compression and its application* / О.В.Ключ, А.И.Крайнюк, С.В.Алексеев // *Scientific journals Maritime University of Szczecin*. – 2008 – 14(86). – С. 25-29.
2. Крайнюк А. И. *Особенности рабочего процесса каскадного обменника давления* / А.И.Крайнюк, С. В.Алексеев, М. А. Брянецев // *Вісник Східноукраїнського національного університету ун-ту імені Володимира Даля.* - Луганськ. – 2005. – № 8(90). – С. 176-179.
3. Крайнюк А.И. *Расчет и выбор основных параметров каскадного обменника давления*/ А.И.Крайнюк, А.А.Крайнюк, С.В.Алексеев, М.А.Брянецев// *Двигатели внутреннего сгорания.* – 2007. – №1. – С. 57-62.

УДК 621.431

**В.А. Жуков, канд. техн. наук, Е.Н. Николенко, инж.**

**РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ  
ГИДРАВЛИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ В ПОЛОСТЯХ ОХЛАЖДЕНИЯ ДВС**

**Введение**

Одним из показателей совершенства конструкции двигателя внутреннего сгорания является его механический КПД, характеризующий не только потери на трение, но и затраты мощности на привод вспомогательных механизмов, в том числе и циркуляционного насоса системы охлаждения. Мощность, затрачиваемая на привод насоса в жидкостных системах охлаждения, определяется режимными параметрами системы, такими как гидравлическое сопротивление контура циркуляции  $\Delta p$  и расход охлаждающей жидкости  $G_{охл}$ . Снизить затраты энергии на прокачивание теплоносителя и повысить механический КПД двигателя можно тремя способами:

1) Путем конструктивной модернизации системы охлаждения с целью уменьшения местных потерь и потерь на трение. Этот путь требует значительных материальных затрат, которые, по видимому, не будут компенсированы достигнутым повышением эффективности двигателя.

2) Путем уменьшения скорости циркуляции охлаждающей жидкости по системе. Это приведет к снижению интенсивности теплоотвода от охлаждаемых поверхностей и может вызвать перегрев двигателя.

3) Изменением физико-химических свойств охлаждающих жидкостей, определяющих гидродинамические потери. Такое изменение свойств может быть обеспечено за счет введения в охлаждающую жидкость комплексных присадок [1]. Основными целями применения присадок являются обеспечение надежной защиты деталей двигателя от кавитационно-коррозионных разрушений и предотвращение накипобразования в полостях охлаждения. В состав многофункциональных комплексных присадок входят компоненты, способные влиять на гидродинамические свойства жидкостей, такие как поверхностно-активные вещества (ПАВ) и водорастворимые полимеры.

Способ снижения гидравлических потерь путем изменения свойств охлаждающей жидкости является наиболее целесообразным для систем охлаждения двигателей, находящихся в эксплуатации.

**Формулирование проблемы**

Определение потерь энергии является одним из важнейших вопросов почти любого гидравлического расчета [2]. В гидравлических расчетах приходится иметь дело с двумя видами потерь.

Сопротивления по длине, встречающиеся в чистом виде при течении жидкости по цилиндрическим



трубам или каналам с постоянной по длине средней скоростью потока. Величина линейных гидравлических потерь, выраженная в единицах столба данной жидкости, определяется формулой Дарси-Вейсбаха, которая для круглых труб принимает вид [3]:

$$h_l = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g}, \quad (1)$$

где  $l$  – длина участка;  $d$  – диаметр трубы;  $v$  – средняя скорость;  $\lambda$  – гидравлический коэффициент трения.

Потери энергии, выраженные в размерности давления, определяются по формуле [4]:

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2}, \quad (2)$$

где  $\rho$  – плотность жидкости.

Гидравлический коэффициент трения  $\lambda$  зависит от конфигурации граничных поверхностей и числа  $Re$ .

Числа  $Re$ , характерные для течений в системах охлаждения, лежат в области докватричного и кватричного сопротивлений, в которой для круглых труб рекомендуется формула Никурадзе [4]:

$$\lambda = \frac{0,316}{Re^{0,25}}. \quad (3)$$

Местные гидравлические сопротивления - потери на таких участках трубопроводов, где имеет место нарушение нормальной конфигурации потока. При этом за нормальную конфигурацию потока принимается конфигурация потока на прямолинейном участке трубопровода на расстояниях, достаточно удаленных от входа. Таким образом, всевозможные входы в трубопровод, расширения и сужения трубопроводов, вентили, клапаны и т. п. представляют собой местные сопротивления.

Особенность явлений, возникающих в местных сопротивлениях, заключается в том, что при протекании жидкости через них всегда появляются так называемые поверхности раздела, являющиеся границами масс жидкости, участвующих в различных движениях. Поверхности раздела весьма неустойчивы. Частицы жидкости, образующие эти поверхности, быстро свертываются в вихри. Вследствие вязкости и деформации движение этих вихрей затухает, а их энергия преобразуется необратимым образом в тепловую. Эта часть энергии и рассматривается как потери, обусловленные местными гидравлическими сопротивлениями.

Общей зависимостью для определения потерь напора в местных сопротивлениях служит формула Вейсбаха

$$h_m = \zeta_m \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g}$$

или

$$\Delta p_m = \zeta_m \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2},$$

где  $\zeta_m$  – коэффициент местного сопротивления, зависящий в общем случае от числа  $Re$  и конфигурации граничных условий. Движение жидкости в контуре охлаждения может осуществляться в докватричной области ( $Re < 10^5$ ), тогда

$$\zeta_m = \zeta_{кв} + \frac{A_1}{Re}, \quad (4)$$

где  $\zeta_{кв}$  – коэффициент местных сопротивлений в кватричной области ( $Re > 10^5$ );  $A_1$  – постоянный коэффициент, зависящий от формы местного сопротивления.

Учитывая сложные конфигурации каналов и местных сопротивлений в контурах систем охлаждения, использование классических зависимостей вызывает определенные трудности, так как входящие в них коэффициенты и средние скорости потоков на отдельных участках не известны. В большинстве случаев гидравлические потери в системах охлаждения оцениваются по статистическим данным, в соответствии с которыми величина потерь составляет 0,03-0,12 МПа. Наибольшие потери характерны для систем с протяженными трубопроводами и увеличенным количеством теплообменных аппаратов, включенных в контур циркуляции (охладители наддувочного воздуха, водомасляные холодильники, кондиционеры и т.п.). В среднем потери напора в трубопроводах составляют 20-25%, в зарубашечном пространстве 28-32 % и в теплообменных аппаратах 45-50 % от общих потерь в системе охлаждения [5].

Задача определения гидравлических потерь может быть решена с использованием методов численного моделирования, результаты которого проверяются лабораторным экспериментом.

#### Результаты исследований

С целью оценки влияния состава и свойств жидкости на гидравлические потери в зарубашечном пространстве двигателя был проведен численный эксперимент, первым этапом которого было создание конечно-элементной модели зарубашечного про-

странства. Для этого были использованы рабочие чертежи гильзы цилиндров и блока двигателя ЯМЗ-841.

Данные чертежи используются для создания модели потока жидкости в зарубашечном пространстве двигателя рис. 1 [6].

Следующим этапом была разбивка модели на конечные элементы рис. 2.

Основной характеристикой жидкости, определяющей гидравлические потери, является ее кинематическая вязкость  $\nu$ , входящая в число Re, которое в свою очередь определяет как гидравлический коэффициент трения  $\lambda$ , так и коэффициент местного сопротивления  $\zeta_m$ .

Кинематическая вязкость исследуемых жидкостей приведены в таблице 1. В качестве присадок были использованы: полиакриламид (ПАА), поверхностно-активное вещество – синтанол ДС-10 (ПАВ), силикат натрия.

В результате численного эксперимента, проведенного с использованием трехмерных моделей, установлены гидравлические потери при использова-

нии различных охлаждающих жидкостей. При проведении численного эксперимента кроме вязкости жидкости задавалась средняя скорость теплоносителя в зарубашечном пространстве, равная 1,0 м/с и температура жидкости, равная 80°C, так как именно такие параметры характерны для систем охлаждения современных двигателей. Определенные в результате численного эксперимента значения гидравлических потерь были использованы для расчета мощности, необходимой для привода насоса, обеспечивающего циркуляцию жидкости по формуле [4]:

$$N_{np} = \frac{G_{жс} \Delta p}{\rho \eta_m \eta_e}, \text{ Вт}, \quad (5)$$

где  $G_{жс}$  – расход охлаждающей жидкости, кг/с;  $\Delta p$  – перепад давления жидкости в зарубашечном пространстве, Па;  $\rho$  – плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup>;  $\eta_m$  – механический КПД насоса, принимаемый равным 0,98;  $\eta_e$  – гидравлический КПД насоса, принимаемый равным 0,75.

Результаты численного эксперимента сведены в табл. 1.

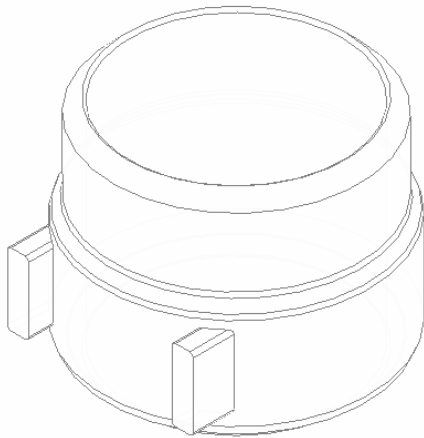


Рис. 1. Твёрдотельная модель зарубашечного пространства двигателя

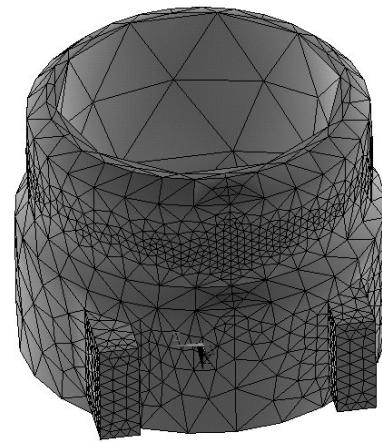


Рис. 2. Разбивка модели на конечные элементы

Таблица 1. Результаты численного эксперимента

Вид теплоносителя	Кинематическая вязкость, $\nu$ , сСт	Гидравлическое сопротивление зарубашечного пространства, $\Delta p$ , кПа	Мощность, необходимая для прокачивания жидкости, $N_{np}$ , Вт
Дистиллированная вода	1,0	125	20,4
Вода + 0,1 % силиката натрия	0,92	118	19,2
Вода + 0,1 % ПАА	0,85	107	17,4
Вода + 0,1 % ПАВ	0,71	87	15,5

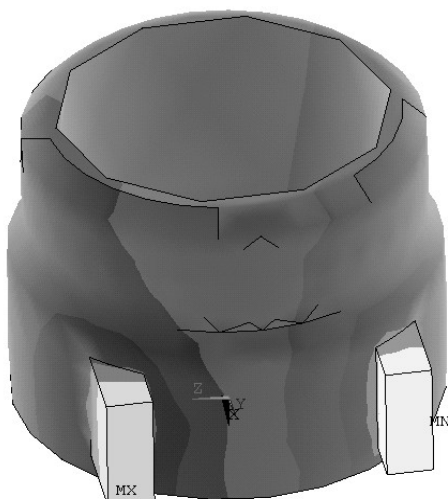


Рис. 3. Распределение относительных потерь в зарубашечном пространстве двигателя

Согласно проведенным расчетам, минимальное гидравлическое сопротивление в зарубашечном пространстве двигателя будет иметь место при использовании в качестве компонента присадки поверхностно-активные вещества. Введение 0,1 % ПАВ приводит к снижению кинематической вязкости на 30 %, гидравлического сопротивления и затрат мощности на прокачивание жидкости – на 25 %. Моделирование также показало, что распределение относительных потерь в зарубашечном пространстве двигателя не зависит от состава охлаждающей жидкости (рис. 3). Для проверки адекватности численного эксперимента были проведены лабораторные исследования на экспериментальной установке, схема которой приведена на рис. 4.

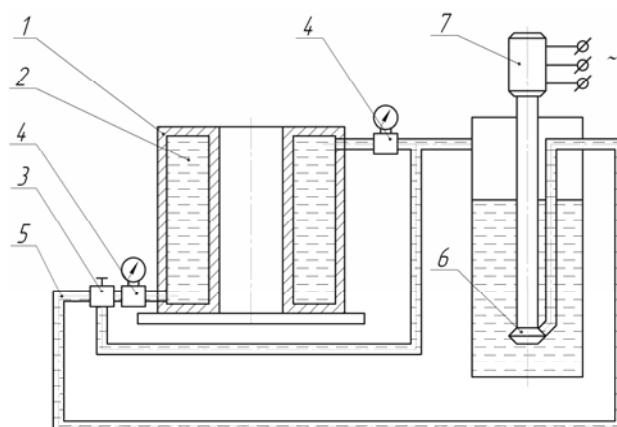


Рис. 4. Лабораторная установка  
1 – установка; 2 – внутренняя полость; 3 – дроссельная заслонка; 4 – манометр; 5 – трубопровод; 6 – циркуляционный насос; 7 – электродвигатель

Внутреннюю полость 2 формировал внешний цилиндрический корпус и гильза цилиндров двигателя ЯМЗ-841. Толщина слоя жидкости соответствовала принятой при численном моделировании. Гидравлические потери определялись как разность показаний манометров на входе в установку и выходе из нее. Затраты мощности на привод циркуляционного насоса определялись по измеряемому току и напряжению.

Результаты лабораторных исследований приведены в табл. 2.

Таблица 2. Результаты лабораторных исследований

Вид теплоносителя	Кинематическая вязкость, $\nu$ , сСт	Гидравлическое сопротивление зарубашечного пространства, $\Delta p_3$ , кПа	Мощность, необходимая для прокачивания жидкости, $N_{нз}$ , Вт
Дистиллированная вода	1,0	124	20,2
Вода + 0,1 % силиката натрия	0,92	114	18,9
Вода + 0,1 % ПАА	0,85	98	16,2
Вода + 0,1 % ПАВ	0,71	79	14,1

Сравнительный анализ результатов численного моделирования и экспериментальных исследований показывает, что наилучшая сходимость имеет место для дистиллированной воды. При исследованиях жидкостей содержащих присадки расхождение между результатами численного и лабораторного экспериментов увеличиваются и достигают 10 %. По мне-

нию авторов это может быть объяснено особенностью присадок, содержащих ПАВ и водорастворимые полимеры. Данные вещества оказывают существенное воздействие на структуру и толщину пристеночного слоя жидкости, вызывающее ламинеризацию пограничной области. Это оказывает допол-

нительное влияние на снижение гидравлических потерь в контурах циркуляции.

**Заключение**

Проведенные численные и лабораторные исследования подтвердили возможность снижения затрат мощности на привод циркуляционных насосов систем охлаждения ДВС путем изменения свойств охлаждающих жидкостей за счет введения многофункциональных присадок.

Созданная численная модель имеет достаточную адекватность при исследованиях воды. Для повышения точности моделирования при исследованиях жидкостей, содержащих присадки необходимо введение корректирующих коэффициентов, позволяющих учесть изменения структуры пограничного пристеночного слоя жидкости.

Дополнительных исследований требуют высокотемпературные системы охлаждения, в полостях которых присутствуют зоны с пузырьковым кипением и течение двухфазных жидкостей.

**Список литературы:**

1. Тузов Л.В. Исследование влияния присадок к охлаждающей жидкости дизелей на процессы теплоотдачи / Л.В. Тузов, О.К. Безюков, В.А. Жуков, В.А. Ларин // *Двигателестроение*. – 1996. – №1. – С. 46-51. 2. Бекнев В.С. Газовая динамика. Механика жидкости и газа. : Учебник для вузов / Бекнев В.С., В.М. Епифанов, А.И. Леонтьев; под общей ред. А.И. Леонтьева. – [2-е изд., перераб. и доп.]. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1997. – 671 с. 3. Теоретические основы теплотехники. Теплотехнический эксперимент: Справочник; под общ. ред. чл.-кор. РАН А.В. Клименко и проф. В.М. Зорина. – М.: МЭИ, 2001. – 564 с. 4. Петриченко Р.М. Системы жидкостного охлаждения быстроходных двигателей внутреннего сгорания / Р.М. Петриченко. – Л.: Машиностроение, 1975. – 224 с. 5. 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. 6. Чигарев А.В. ANSYS для инженеров: Справ. Пособие / А.В. Чигарев, А.С. Кравчук, А.Ф. Смалюк. – М.: Машиностроение, 2004. – 512 с.

УДК 621.436.038

*А.Н. Врублевский, канд. техн. наук*

**ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ УТЕЧЕК ТОПЛИВА В ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОЙ ФОРСУНКЕ НА ПАРАМЕТРЫ ВПРЫСКИВАНИЯ**

**Введение**

В дизельных топливных системах (ТС) непосредственного действия утечки топлива по прецизионным зазорам плунжерной пары насоса и распылителя происходит в основном в период впрыскивания. Как известно, расход топлива на утечки зависит от давления топлива в полостях, расположенных перед прецизионным зазором. В ТС разделенного типа это надплунжерное пространство насоса и карман распылителя форсунки. В данных полостях максимальное давление немногим выше 100 МПа. В связи с этим, при расчете ТС, утечками топлива можно пренебречь. С внедрением аккумуляторных ТС типа COMMON RAIL определение расхода топлива на утечки в уравнениях баланса граничных условий становится актуальной задачей. Объясняется это следующими факторами:

- в полостях, из которых происходит истечение топлива по прецизионным зазорам ЭГФ, величина давления равна давлению в топливном аккумуляторе  $P_{ак}$ , которое изменяется в диапазоне 20 – 180 МПа;

- между впрыскиваниями в данных полостях уровень давления остается равным  $P_{ак}$ .

Следовательно, расход топлива на утечки в аккумуляторных ТС, по сравнению с ТС непосредственного действия, увеличивается, а требования к изготовлению прецизионных пар ужесточаются. Так, для ЭГФ фирмы Delphi величина зазора в паре корпус-клапан должна быть равна 0,5 – 1,0 микрона. При отклонениях от данной величины ЭГФ не обеспечивает требуемые характеристики впрыскивания.

**Анализ публикаций**

Для определения утечек топлива при расчете процесса впрыскивания общепринятыми являются методы, изложенные в работах [1 - 3]. В данных методах расход топлива через поршневую часть плунжера определяется по формуле:

$$Q_{ут}^m = \frac{\pi d_m (\delta_m + 2 \cdot B \cdot P_u)^3 \cdot P_u}{96 \cdot \mu \cdot l_m}, \tag{1}$$

где  $d_m$  – диаметр мультипликатора;  $\delta_m$  - начальный диаметральный зазор в паре мультипликатор-втулка;  $B$  – коэффициент, учитывающий деформацию втулки

от давления топлива;  $P_u$  – давление топлива в камере управления ЭГФ;  $\mu$  – коэффициент динамической вязкости топлива в зазоре при текущих давлениях и температуре топлива;  $l_m$  – длина прецизионной части мультипликатора.

Для определения расхода через прецизионный зазор между иглой и корпусом распылителя предложена формула [3]:

$$Q_{\text{ут}}^{\text{рас}} = \frac{\pi d_n \delta_n^3 \cdot \beta \cdot P_{\text{ф}} \cdot \ln c}{12 \cdot \mu \cdot l_n \cdot (c^{P_{\text{ф}}} - 1)}, \quad (2)$$

где  $d_n$  – диаметр иглы;  $\delta_n$  – начальный диаметральный зазор в паре игла-распылитель;  $P_{\text{ф}}$  – давление топлива в кармане распылителя;  $l_n$  – длина прецизионной части иглы;  $\beta$  – коэффициент, учитывающий изменение формы уплотняющего зазора вследствие эксцентриситета иглы

$$\beta = 1 + 1,5 \cdot (l_n / \delta_n)^2;$$

где  $c$  – постоянный коэффициент, зависящий от физических свойств топлива;  $c = 1,0025$ .

Уточнение величины утечек возможно с использованием формул, полученных в [2], а также при решении деформационной задачи. Но, как показано ниже, формулы (1, 2) позволяют с достаточной точностью определять величины утечек в ЭГФ и анализировать их влияние на процесс топливоподачи.

#### Цель и постановка задачи

Цель данной работы – определить влияние утечек топлива по прецизионным зазорам электрогидравлической форсунки на основные параметры впрыскивания. Для достижения данной цели необходимо решить следующие задачи:

- определить величину утечек по мультипликатору и игле распылителя;
- включить в программу расчета ЭГФ формулы для определения утечек.

#### Объект исследования – прецизионные пары электрогидравлической форсунки

Объектом исследования является прецизионная пара мультипликатора, обеспечивающая гидравлическое запираание иглы форсунки. В разработанных и серийно выпускаемых ЭГФ нашли применение три конструктивных варианта выполнения мультипликатора:

- с подвесной втулкой, рис. 1 – а);
- с втулкой, запрессованной в корпус форсунки, рис. 1 – б);
- без втулки, пару составляют корпус форсунки

(рис. 1 – в) или проставка (рис. 1 – з) и мультипликатор.

В первых двух вариантах втулка выполняется «глухой» с отношением внутреннего диаметра к наружному  $1/3 - 1/2$ , следовательно, неизбежно изменение прецизионного зазора вследствие деформации втулки. В третьем варианте (рис. 1 – в) деформацией можно пренебречь, так как толщина стенок в 2 – 3 раза больше диаметра мультипликатора. Отметим также, что из всех представленных вариантов, ЭГФ Delphi наиболее чувствительна к величине прецизионного зазора.

#### Результаты исследования

В математическую модель ЭГФ, особенности которой описаны в работах [4, 5], включены формулы (1, 2), что повышает достоверность моделирования.

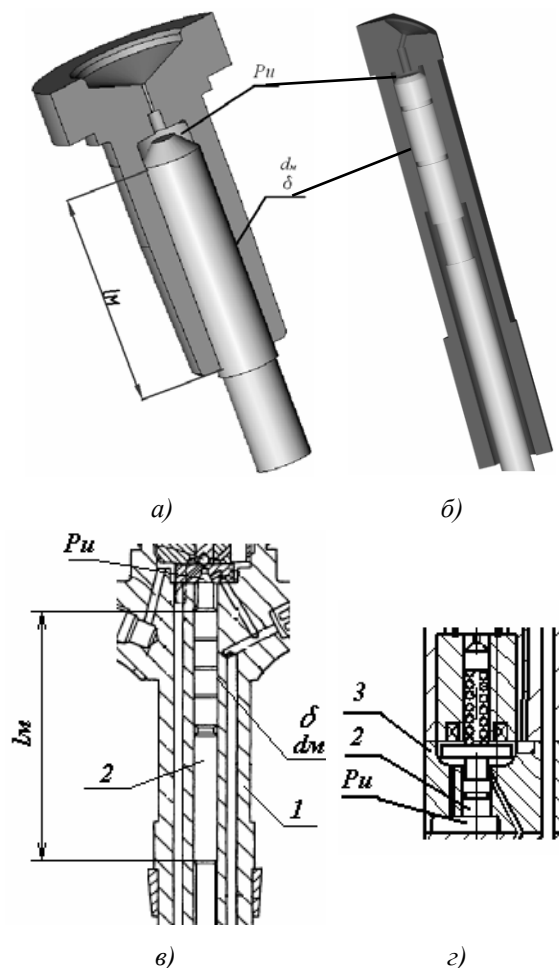


Рис. 1 Прецизионные пары ЭГФ: а) – Bosch; б) – КП ХКБД; в) – Denso; з) – Delphi: 1 – корпус форсунки, 2 – мультипликатор, 3 – проставка,  $P_u$  – давление в камере управления,  $l_m$  – длина прецизионной части,  $d_m$  – диаметр мультипликатора,  $\delta$  – зазор

В математической модели топливо, прошедшее по прецизионным зазорам мультипликатора и распылителя, добавляется к объему топлива на управление. Следовательно, утечки учтены при составлении объемного баланса полостей низкого давления ЭГФ (подробнее см. [5]).

**Исследование утечек топлива в распылителе**

В литературе приведены результаты исследования утечек в распылителях форсунок с диаметром иглы не менее 6 мм. Для используемых в ЭГФ иглах с диаметром 4 и 3,5 мм достоверных расчетных, а тем более экспериментальных данных в литературе не встречается. Поэтому возникла необходимость в проверке адекватности определения утечек при помощи известных формул. В данной статье приведены результаты исследования распылителя с иглой диаметром 4 мм.

Для проверки адекватности используемого в работе расчетного метода определения утечек топлива в ЭГФ автором совместно с сотрудниками КП ХКБД проведен следующий эксперимент. При затяжке пружины технологической форсунки 60 МПа к штуцеру форсунки с исследуемым распылителем подводилось топливо от аккумулятора давления стенда для проверки дизельных форсунок. В результате эксперимента получены зависимости утечек топлива от  $\delta_n$  и  $P_\phi$ . Исследовались распылители с параметрами, приведенными в табл. 1. На рис. 2 представлены графики зависимостей  $Q_{ут}^{рас} = f(\delta_n, P_\phi, d_n)$ , полученных экспериментально, а на рис. 3 – сравнение данных зависимостей с результатами расчета по формулам (2) и предложенной Л.В.Греховым в [2].

Таблица 1. Параметры исследуемых распылителей

№ распылителя	$d_n$ , мм	$l_n$ , мм	$t^*$ , с	$\delta_n$ , мкм
1	4	1	8	5
2	4	1	3	8
3	4	1	1	1

\* время падения давления  $P_\phi$  с 20 до 18 МПа

Анализ полученных зависимостей позволяет сделать следующие выводы. Расчет утечек в распылителе ЭГФ с иглой 4 мм можно производить без учета деформации поверхностей, образующих пре-

цизионный зазор. Для расчета утечек можно использовать формулы, предложенные в работах [2, 3]. Очевидно, что формула, предложенная В.Л.Греховым, позволяет более точно определять утечки. Так как учитывает перемещение иглы и величину давления в полости, в которую происходят утечки.

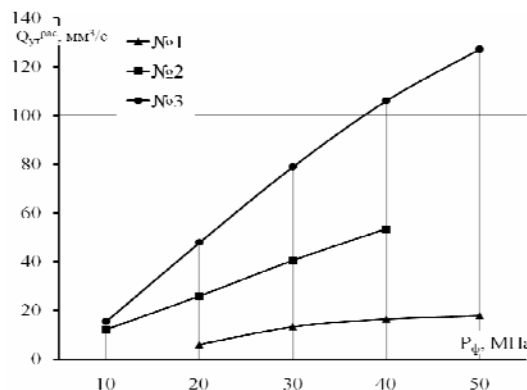


Рис. 2 Экспериментальные зависимости  $Q_{ут}^{рас} = f(\delta_n, P_\phi, d_n)$

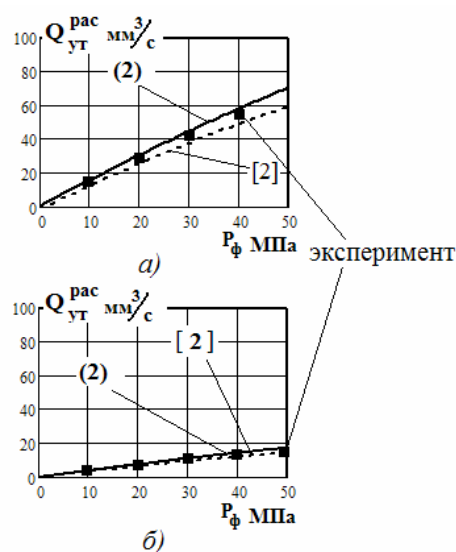


Рис. 3 Расчетные и экспериментальные зависимости  $Q_{ут}^{рас} = f(\delta_n, P_\phi)$  полученные для: а) – распылителя №1; б) – распылителя №2 (см. табл. 1)

**Исследование утечек топлива в мультипликаторе**

Исходные данные для расчета - прецизионный зазор в паре мультипликатор-втулка – 2 – 10 мкм, номинальный диаметр мультипликатора – 3,8 мм, длина цилиндрической прецизионной поверхности – 17,5 мм.

Для определения влияния утечек топлива по прецизионному зазору мультипликатора на топливо-

подачу рассмотрим зависимости цикловой подачи топлива от величины зазора  $\delta_m$  (рис. 4). Данные зависимости получены при расчете ЭГФ разработки КП ХКБД (см. рис. 1 – б). На рис. 4 семейство кривых «цикловая подача – давление в аккумуляторе» получено при изменении величины радиального зазора  $\delta_m$  от 2 до 5 мкм. Цикловая подача определялась в результате вычитания из величины объема топлива, подаваемого топливным насосом, расхода топлива на управление ЭГФ, расхода топлива на утечки по прецизионным парам и расхода топлива на регулирование давления в топливном аккумуляторе. При расчете значение коэффициента сжимаемости топлива принималось постоянным. Характерными точками на графике являются точки пересечения указанных кривых с линией заданной цикловой (на рис. 4 это  $50 \text{ мм}^3$ ). Оказалось, что при зазоре  $\delta_m = 2 \text{ мкм}$  с учетом деформации втулки мультипликатора давление в аккумуляторе составит 135 МПа (точка 1). Увеличение зазора  $\delta_m$  до 3 мкм повышает расход топлива на утечки, что приводит к снижению уровня давления в аккумуляторе до 70 МПа (точка 3). Если исключить деформацию втулки, то при зазоре  $\delta_m = 3 \text{ мкм}$  цикловая подача топлива  $50 \text{ мм}^3$  обеспечивается при давлении в аккумуляторе 110 МПа (точка 2).

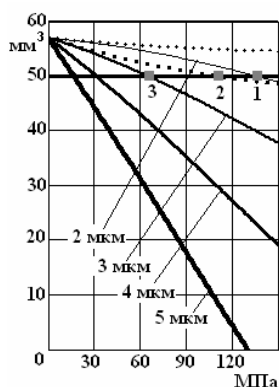


Рис. 4 Определение необходимой цикловой подачи и давления в аккумуляторе в зависимости от радиального зазора  $\delta$  мультипликатора

На рис. 5 представлены расчетные зависимости объема топлива в цикловой подаче и на управление с изменением величины диаметрального зазора по мультипликатору. Два варианта – с учетом деформации по формулам (1, 2) и без учета деформации. Серия расчетов выполнена для двухфазного впрыскивания с параметрами: длительность пилотной подачи 0,2 мс, интервал – 1,2 мс, период основной подачи – 0,7 мс. Давление в аккумуляторе – 100 МПа. Для

расчета принят режим, при котором цикловая подача должна составлять  $50 \text{ мм}^3$ .

По приведенным на рис. 5 данным можно сделать вывод о целесообразности учета утечек топлива для повышения качества моделирования процессов в ЭГФ. Погрешность в определении цикловой подачи без учета утечек топлива по зазору  $\delta_m = const$  составляет 1,8 %. Игнорирование в математической модели увеличением зазора  $\delta_m$  вследствие деформации втулки мультипликатора приводит к дополнительной погрешности в определении цикловой подачи и расхода топлива на управление до 10 %.

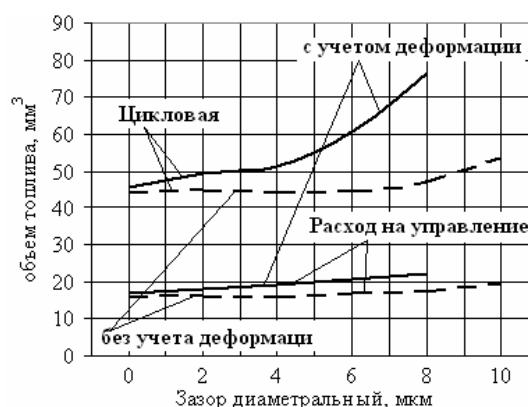


Рис. 5 Расчетные зависимости расхода топлива на управление и через распылитель от величины зазора  $\delta_m$

Для однофазного впрыскивания расчетные кривые показаны на рис. 6. При зазоре  $\delta_m = 2 \text{ мкм}$  суммарная продолжительность управляющего импульса равная 0,53 мс обеспечивает впрыскивание порции топлива объемом  $49,9 \text{ мм}^3$ , при зазоре  $\delta_m = 8 \text{ мкм}$  и той же продолжительности управляющего импульса цикловая составит  $72,7 \text{ мм}^3$ . Анализ осциллограмм (рис. 6) показывает, что при увеличении  $\delta_m$  происходит изменение сил действующих на иглу ЭГФ. Так, на подъем иглы со стороны кармана распылителя в двух рассмотренных случаях действует сила, определяемая давлением топлива в аккумуляторе. На заправление иглы действует сила пружины, величина предварительной деформации которой постоянная в обоих случаях, и сила, определяемая давлением  $P_{упр}$  топлива в камере управления, действующее на верхний торец мультипликатора. Кривые изменения  $P_{упр}$  для рассмотренных вариантов отличаются. При увеличении зазора  $\delta_m$  скорость изменения давления  $P_{упр}$  на начальном этапе топливоподачи возрастает. В период впрыскивания, вследствие утечек топлива,

давление  $P_{упр}$  до начального уровня 100 МПа не восстанавливается.

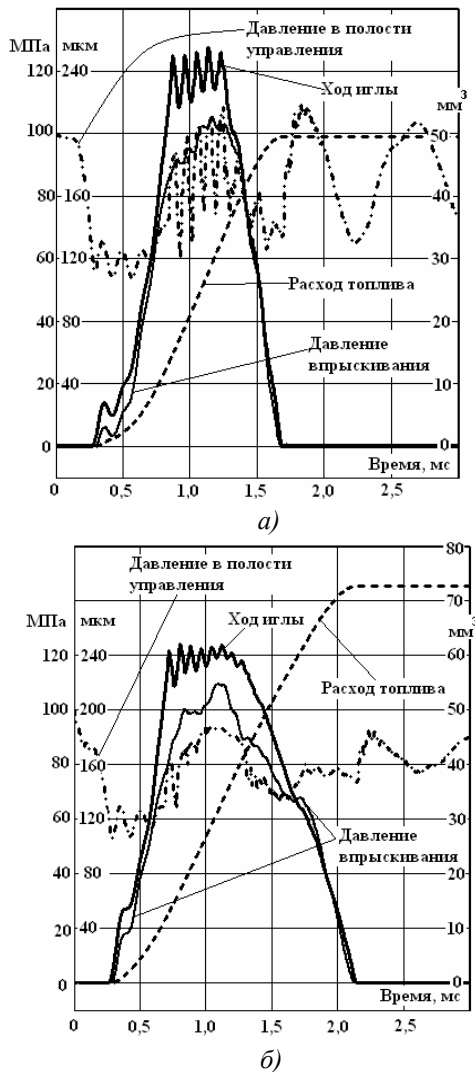


Рис. 6 Расчетные кривые изменения основных параметров ЭГФ при зазоре мультипликатора:

- а)  $\delta_m = 2 \text{ мкм}$ , цикловая подача  $49,9 \text{ мм}^3$ ;
- б)  $\delta_m = 8 \text{ мкм}$ , цикловая подача  $72,7 \text{ мм}^3$

Указанные факторы увеличивают скорость подъема иглы и затягивают впрыскивание топлива. Следует отметить, что минимальный уровень давления  $P_u$  в период впрыскивания от зазора  $\delta_m$  в рассматриваемом диапазоне не зависит и составляет 60 МПа.

Выявленные особенности работы ЭГФ при увеличенном зазоре в прецизионной части мультипликатора позволяют уточнить алгоритм поиска неисправностей аккумулирующей топливной системы типа Common Rail. Также можно сделать вывод, что требования к выполнению данного зазора соответствуют требованиям, предъявляемым к распылителям дизельных форсунок. Величина  $\delta_m$  не должна превышать 3 мкм.

### Выводы

Обоснована необходимость уточнения математической модели связанная с учетом утечек топлива по прецизионным зазорам электрогидравлической форсунки.

Выбрана методика определения расхода топлива на утечки по прецизионным зазорам ЭГФ.

Получены экспериментальные зависимости утечек распылителя от величины зазора и давления перед запорным конусом для распылителя с иглой 4 мм.

Для обеспечения работоспособности ЭГФ величина прецизионного зазора не должна превышать 3 мкм в мультипликаторе и 5 мкм в распылителе.

### Список литературы:

1. Фомин Ю.Я. Оценка утечек через плунжерную пару топливного насоса высокого давления дизеля / Ю.Я. Фомин, В.Г. Ивановский // Двигателестроение. – 1982. – №1. – С. 17 – 19.
2. Грехов Л.В. Топливная аппаратура и системы управления дизелей: Учебник для вузов / Л.В. Грехов, Н.А. Иващенко, В.А. Марков – М.: Легион - Автодата, 2004. – 344 с.
3. Подача и распыливание топлива в дизелях / И.В. Астахов, В.И. Трусов, А.С. Хачян и др. – М.: Машиностроение, 1971. – 359 с.
4. Врублевский А.Н. Особенности математического моделирования гидромеханических процессов электрогидравлической форсунки / А.Н. Врублевский, А.Л. Григорьев, А.В. Грицюк, А.В. Денисов, Г.А. Щербаков // Двигатели внутреннего сгорания. Научно-технический журнал. – Харьков; НТУ «ХПИ». – 2007. – №1. – с. 44 – 52.
5. Врублевский А.Н. Математическая модель движения элементов и течения топлива в полостях низкого давления электрогидравлической форсунки / А.Н. Врублевский // Автомобильный транспорт. – Харьков: ХНАДУ. – 2008. Вып. 22. с. 109 - 117.



УДК 621.43.056

М.І. Міщенко, д-р техн. наук, В.Л. Супрун, асп., В.С. Шляхов, студ.

**РОЗРАХУНКОВО-ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМУ ЗМІНИ СТУПЕНЯ СТИСКУ ДЛЯ БЕНЗИНОВОГО ЧОТИРИТАКТНОГО ДВИГУНА**

**Вступ**

У зв'язку з постійно зростаючими вимогами до економічності та екологічності автомобільних двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) провідні автомобільні фірми змушені шукати нові рішення даного питання або вдосконалювати вже існуючі конструкції ДВЗ. Як відомо, одним зі способів підвищення показників економічності й екологічності двигунів є збільшення ступеня стиску двигунів на часткових режимах.

У науковій лабораторії автомобільно-дорожнього інституту (АДІ ДонНТУ) протягом багатьох років займаються розробкою й удосконаленням механізму зміни ступеня стиску для безштанного двигуна із кривошипно-кулісним механізмом (ККМ). Принципові схеми безштанного двигуна і механізму зміни ступеня стиску (МЗСС) розглядалися авторами статті в роботі [1].

Як показують попередні дослідження, застосування на автомобілі безштанного бензинового двигуна з МЗСС дозволить поліпшити паливну економічність на 30...40 %.

Мета статті – одержання розрахункових і експериментальних даних по механізму зміни ступеня стиску. Оцінка його швидкодії в умовах роботи бензинового ДВЗ.

**Механізм зміни ступеня стиску**

Існуючі механізми для зміни ступеня стиску дуже різноманітні: поворот і підйом блоку циліндрів [3, 4], установка ексцентриків у кривошипно-штанному механізмі (КШМ) [5, 6], додавання додаткових ланок у КШМ [7, 8], застосування нових силових механізмів [9, 10, 11], ПАРСС [12, 13] та ін. Але практично всі ці механізми мають головний недолік – великий час спрацьовування, а деякі з них – значну споживану потужність на керування.

Розроблений в АДІ ДонНТУ механізм зміни ступеня стиску [1] має набагато менший час спрацьовування, а потужність на керування становить не більше 50 Вт для двигуна потужністю 100 кВт.

Принципова схема МЗСС, розробленого стосовно безштанного чотиритактного двигуна із ККМ, представлена на рис. 1. Механізм має рухливий корпус 1, поршеньок 2, канали 3 для подачі масла до верхньої та нижньої порожнин і гідрозамки 4, що керують роботою механізму.

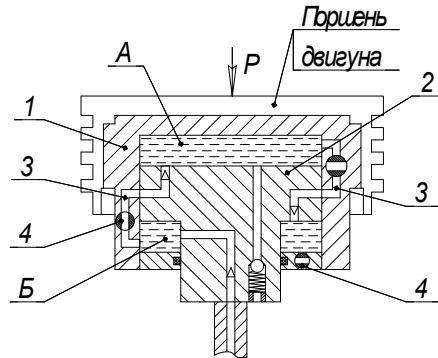


Рис. 1. Схема механізму зміни ступеня стиску: А – верхня порожнина; Б – нижня порожнина

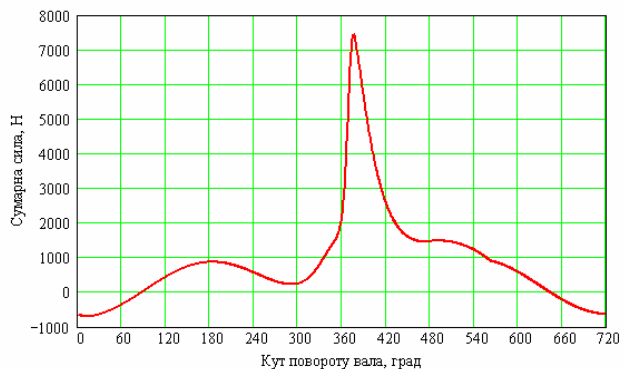


Рис. 2. Сумарна сила в функції кута повороту вала двигуна

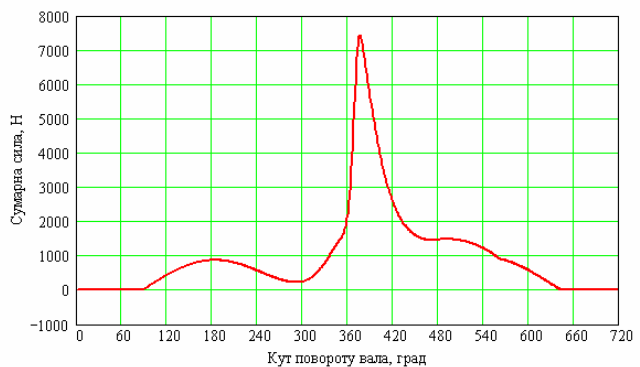


Рис. 3. Обмежена сумарна сила

Основне рівняння переміщення рухливого корпусу механізму, з'єднаного з поршнем двигуна, має вигляд

$$m_M \frac{d^2 x}{dt^2} = P, \quad (1)$$

де  $m_M$  – маса механізму;  $x$  – переміщення рухливого корпусу;  $t$  – час переміщення рухливого корпусу;  $P$  – сумарна сила, що діє на механізм.

Сила  $P$  включає всі сили, що діють в механізмі: тиску газів, інерції, тертя, гідравлічного опору і т.п. Теоретичні дослідження даного МЗСС описані в роботах [1, 2].

Загальний вид розрахункової сумарної сили показаний на рис. 2. Так як механізм зміни ступеня стиску має зворотні клапани, то під час переміщення рухливого корпусу зверху вниз (зменшення ступеня стиску) на механізм буде діяти тільки позитивне значення сумарної сили (рис. 3).

Середнє значення сумарної сили для двигуна МеМЗ-245 становить  $P=1280$  Н.

#### Безмоторна експериментальна установка

Для перевірки працездатності й одержання характеристик механізму зміни ступеня стиску була спроектована й виготовлена безмоторна установка (рис. 4). На цій установці попередньо було проведено налагодження й випробування на надійність механізму. Потім були зняті основні характеристики механізму: залежність часу спрацьовування від діючої на поршень результуючої сили і температури масла.

Крім того, був визначений час на збільшення ступеня стиску.



Рис. 4. Безмоторна установка

Зусилля, що прикладається до механізму зміни ступеня стиску, створюється механічним пресом 1. До механізму зміни ступеня стиску 2 підводиться масло під тиском від автономного масляного насоса 3, у якому передбачене регулювання тиску масла від 0,2 до 0,5 МПа. При спрацьовуванні механізму зверху вниз масло подається по трубці 4. Поворот і осьове переміщення рухливого корпусу механізму визна-

чаються за допомогою датчиків 5 і фіксуються на аналогово-цифровому осцилографі 6 моделі Pintek DS-303P, а також контролюються показчиками 7.

Безмоторна установка дозволяє випробовувати механізм як при постійному навантаженні (набір вантажів від 5 до 80 кг), так і при змінному навантаженні, що забезпечується за допомогою пружинного пристрою 8. Пристрій дозволяє імітувати тиск згоряння в циліндрі двигуна до 4–6 МПа. На безмоторній установці передбачено нагрів масла до температури 80°C.

#### Результати експериментів

Методика експерименту полягала в наступному: при зміні сили, що діє на механізм, визначався час спрацьовування механізму, тобто час опускання механізму між крайніми мертвими точками. Ця відстань становила 4 мм. Дана величина прийнята з розрахунку зміни ступеня стиску від 9,5 до 18,26 на двигуні МеМЗ-245 автомобіля «Таврія» при зміні ходу поршня на 4 мм.

Як видно з рис. 5, час спрацьовування механізму при збільшенні навантаження знижується у всьому діапазоні зміни температури масла, але з різною інтенсивністю. Так, при  $P=40$  Н і збільшенні температури масла від 20 до 60°C час спрацьовування зменшується в 3 рази, а при  $P=200$  Н – в 2,3 рази. При великій сумарній силі ця різниця практично не помітна, що дає можливість не використовувати в експерименті великі навантаження на механізм.

Експериментальні дослідження показали досить малий час спрацьовування механізму зміни ступеня стиску – 0,17 сек., що відповідає 4 мм переміщенню рухливого корпусу механізму. При такому часі спрацьовування механізму зменшення ступеня стиску, наприклад, з 10 до 9 відбувається за 0,039 сек. (за 1,6 робочого циклу при 5000 хв<sup>-1</sup>), а при зменшенні ступеня стиску з 17 до 16 – за 0,012 сек. (за 0,5 циклу при 2000 хв<sup>-1</sup>).

Також в експерименті визначався вплив температури масла на час спрацьовування (рис. 6). При збільшенні температури масла від 20 до 45°C час спрацьовування механізму суттєво змінюється в широкому діапазоні навантажень. При температурі масла в межах від 45 до 80°C час спрацьовування механізму змінюється повільно.

На рис. 7 показана осцилограма переміщення рухливого корпусу механізму. Лінія 1 характеризує поворот корпусу механізму на 30°, а нижня 2 – переміщення корпусу механізму вниз на 4 мм.

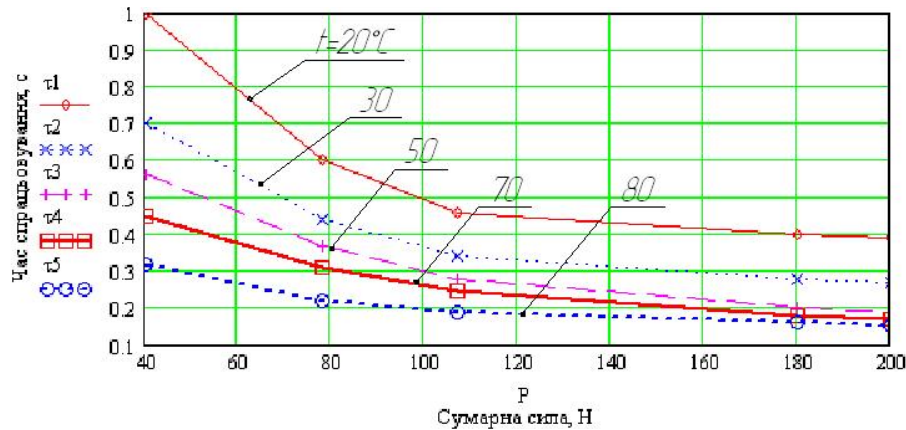


Рис. 5. Залежність часу спрацьовування  $\tau$  від сумарної сили

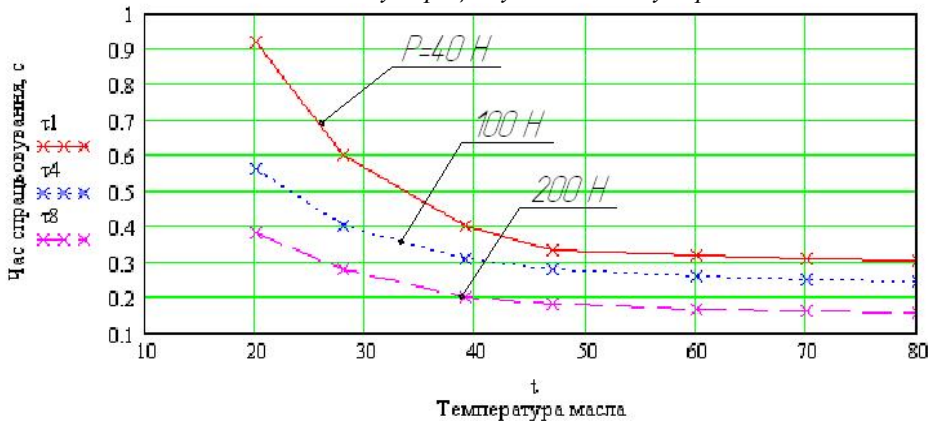


Рис. 6. Залежність часу спрацьовування  $\tau$  від температури масла  $t$  (°C)

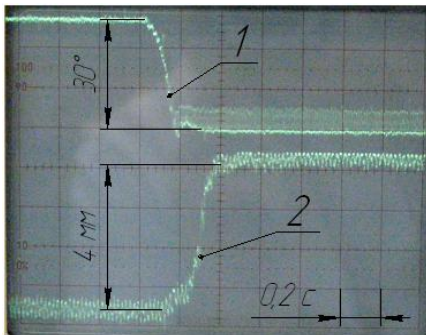


Рис. 7. Осцилограми переміщення рухливого корпусу механізму

**Висновки**

Проведені експерименти підтвердили працездатність механізму зміни ступеня стиску й показали його переваги над іншими механізмами за часом спрацьовування.

Надалі планується визначити вплив перерізу зливних каналів механізму на швидкість зміни ступеня стиску. Це пов'язане з тим, що при роботі двигуна немає необхідності зменшувати ступінь стиску до мінімального значення.

**Список літератури:**

1. Міщенко М. І. Теоретичні дослідження робочого процесу механізму зміни ступеня стиску в бензиновому двигуні / М. І. Міщенко, В.Л. Супрун, В.В. Шинкаренко // Двигатели

внутреннего сгорания. – 2008. – №2. – С. 60 – 64. 2. Супрун В.Л. Математична модель робочого процесу механізму зміни ступеня стиску для бензинового двигуна / В.Л. Супрун // Вісник Національного транспортного університету: В 2-х частинах: Ч.1. – 2007. – Вип. 15. – С. 137 – 140. 3. Saab: новые идеи в двигателестроении. // Авторевю. – 2000. – № 21. 4. Saab Variable Compression SVC-Variabilitat und Kontrolle, MTZ. 5. Kornprobst Heinz. Simulation des Kolbenting – Verhaltens in Motorbetrieb –Teil / Kornprobst Heinz, Zeilinger Klaus. // MTZ:Motortechn. Z. – 1989. – 50. – №11. – S. 528–533. 6. Пат. 3861239 США, Internal combustion engine combustion control crankshaft / Edward M. McWhorter- Оубл. 21.01.1975. 7. Владимир Еремкин: Экспортный вариант [электронный ресурс] / Двигатель с изменяемой степенью сжатия из нами // Авторевю – 2002. – №2 – Режим доступа: [http://www.autoreview.ru/new\\_site/year2002/n02/stepen/1.htm?phrase\\_id=4853640](http://www.autoreview.ru/new_site/year2002/n02/stepen/1.htm?phrase_id=4853640). 8. Пат. 2807105 Франция. Moteur a combustion interne, a rapport volumetrique et cylindree variables / Beroff Jacques; Оубл. 05.10.2001, Бюл. № 01/40. 9. Новости техники // Авторевю – 2005(327). – №2 – Режим доступа: <http://www.autoreview.ru/archive/2005/02/technews/index.php>. 10. Пат. 2786530 Франция. Dispositif de transmission mecanique pour moteur a cylindree variable / Rabhi Vianney. - Оубл. 19.01.2001.- Бюл. № 01/03. 11. Патент 2810696 Франция. Moteur a combustion interne a rapport volumetrique et cylindree variables / Beroff Jacques.- Оубл. 28.12.2001.- Бюл. № 01/52. 12. Grundy J. R. AVCR 1360-2 Hugh Specific Output Variable Compression Ratio Diesel Engine / J.R.Grundy, L.R. Kiley, E.A. Brevick // SAE-Paper. – № 760051. 13. Махалдиани В.В. Двигатели внутреннего сгорания с автоматическим регулированием степени сжатия / В.В. Махалдиани, И.Ф. Эджибия, А.М. Леонидзе. – Тбилиси: Мецниереба, 1973. – 269 с.

*Б.Г.Тимошевский, д-р техн. наук, М.Р.Ткач, д-р техн. наук*

## **МОТОРНЫЕ СВОЙСТВА АЛЬТЕРНАТИВНЫХ ТОПЛИВ, ПОЛУЧЕННЫХ ИЗ ОТХОДОВ ПОЛИМЕРОВ**

### **Постановка проблемы и ее связь с научными и практическими задачами.**

Вовлечения в энергетику новых альтернативных энергоресурсов является чрезвычайно актуальной проблемой для эффективного функционирования экономики. Особенно важным представляется использование альтернативных энергоресурсов и их диверсификация в условиях нестабильности цен на нефтяные топлива, истощения запасов углеводородного сырья и политической конъюнктуры. Одними из перспективных энергоресурсов являются альтернативные моторные топлива, которые могут быть получены из отходов полимерных материалов.

В настоящее время мировое сообщество накопило более 6 млрд. т полимерных отходов, состояние которых не позволяет использовать их для производства вторичных полимерных товаров. И это количество увеличивается примерно на 130 млн. т ежегодно. С другой стороны полимерные отходы представляют собой углеводородное сырье, которое может быть использовано для производства альтернативных моторных топлив.

При использовании эффективных и экологически безопасных технологий производство альтернативных моторных топлив (бензинов, дизельных и мазутов) из полимерных отходов может обеспечить до 5% мирового потребления жидких моторных топлив [1]. Одновременно решается и другая весьма важная проблема – снижение нагрузки на окружающую среду за счет утилизации этих отходов, которые весьма стойки к воздействию природных факторов и не разлагаются сотни лет.

Наибольшее внимание решению этой проблемы уделяют такие промышленно развитые страны как Япония, Германия и другие, где в настоящее время активно ведутся научно исследовательские и опытно конструкторские работы по созданию промышленных технологий и оборудования для получения альтернативных моторных топлив из отходов полимерных материалов.

### **Анализ исследований и публикаций**

Известно, что проблема получения альтернативных топлив из отходов полимерных материалов

находится в центре внимания большого числа исследовательских центров и отдельных ученых, как в Украине, так и зарубежном. Известные технологии [2,3,4], как правило, базируются на циклических процессах, преследуют цель исключительно утилизации полимерных отходов и получения альтернативного топлива, свойства которого позволяют использовать это топливо только в котельных установках.

Попытки получить альтернативные топлива из отходов термопластичных полимеров предпринимались в Германии различными учеными, однако наибольших результатов достиг концерн BASF, который разработал конверсионный процесс с использованием рециркуляции перерабатываемой смеси полимерных отходов [5,6]. Определенных результатов достигла японская корпорация Mitsubishi Heavy Industry, которая разработала и внедрила на одном из своих заводов в Хиросиме полный цикл технологического процесса получения альтернативных топлив из отходов полимерных материалов [7,9]. Несмотря на то, что технология Mitsubishi Heavy Industry позволяет получать высококачественные моторные топлива, эта технология не получила дальнейшего распространения по причине высокой стоимости получаемых альтернативных топлив.

В такой постановке представляет интерес технологический процесс, который позволяет получать альтернативные моторные топлива из отходов полимерных материалов, рыночная стоимость которых будет несколько ниже стоимости стандартных нефтяных топлив при удовлетворительных моторных свойствах, что допускает использование этих топлив в тепловых двигателях без доработки, как самого двигателя, так и его систем.

Только такой подход позволит обеспечить внедрение в транспортную и стационарную энергетику альтернативных топлив и позволит осуществить диверсификацию энергоресурсов.

### **Постановка проблемы**

Одним из эффективных методов получения качественных альтернативных топлив из отходов полимеров является непрерывный технологический

процесс контролируемого крекинга, отличающийся соответствующим аппаратным оформлением и параметрами. Основной задачей при этом является выбор такого состава оборудования и параметров процесса, которые бы позволили получить альтернативные топлива, близкие по своим моторным свойствам к стандартным топливам, что позволило бы использовать эти альтернативные топлива в тепловых двигателях без внесения каких-либо конструктивных изменений с сохранением основных показателей этих двигателей. Допустимым в этом случае представляются только соответствующие регулировки топливной аппаратуры с целью обеспечения качества и стабильности рабочего процесса.

Другой важной задачей при решении указанной

проблемы является достижение таких технохимических свойств альтернативных топлив, которые обеспечили бы экологические показатели двигателей на уровне, по крайней мере, не хуже требований EURO-3, а также обеспечили бы достаточную надежность и долговечность этих двигателей в условиях эксплуатации.

### Решение проблемы

С целью решения поставленной проблемы было разработано схемное и аппаратное решение технологического процесса переработки отходов термопластичных полимерных отходов в альтернативные топлива. Принципиальная схема этого технологического процесса защищена патентом Украины [9] и представлена на рис.1.

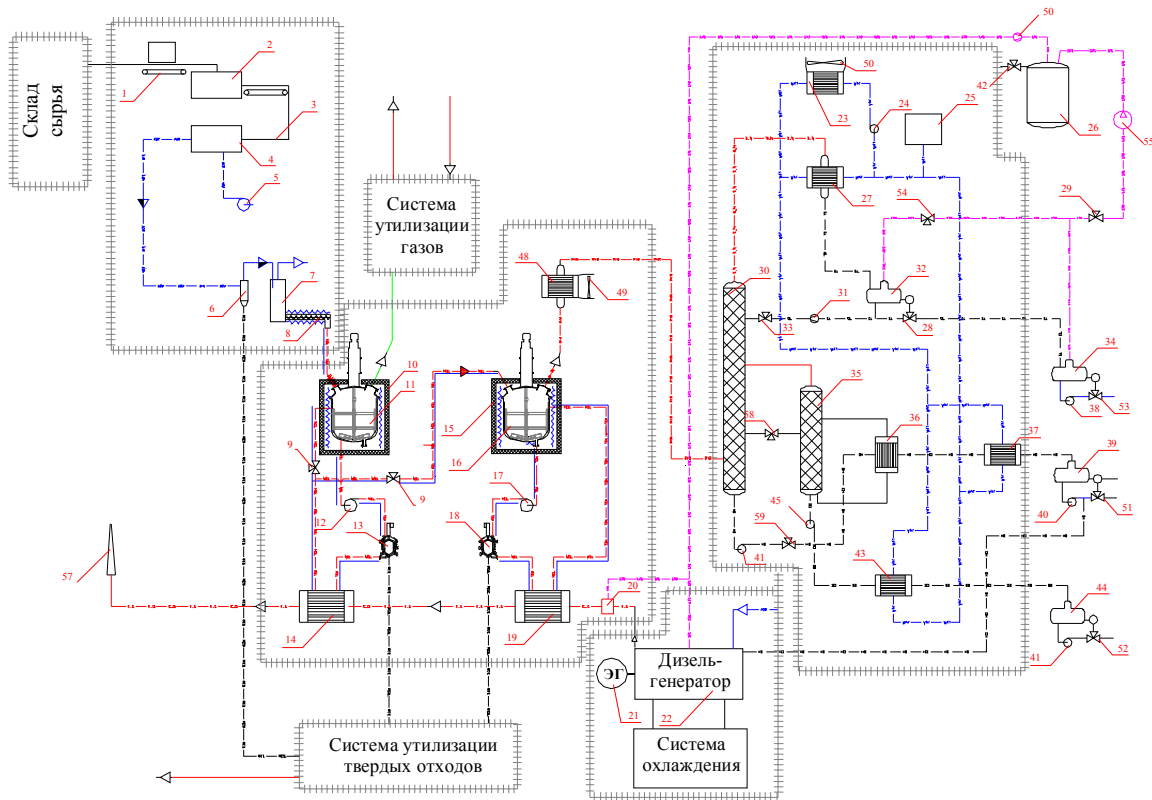


Рис.1. Принципиальная схема технологического процесса получения альтернативных топлив из отходов термопластичных полимеров (патент Украины №73900)

1,3 – конвейер ленточный; 2,4 – дробилка; 5 – вентилятор пневмотранспорта; 6 – магнитный циклон-сепаратор; 7 – бункер уравнивающий; 8 – экструдер; 9 – вентиль управляемый; 10,15 – электропечь; 11 – аппарат емкостной; 12 – агрегат циркуляционных насосов; 13,18 – фильтр; 14 – теплообменник утилизационный; 16 – реактор крекинга; 17 – агрегат циркуляционных насосов; 19 – теплообменник утилизационный; 20 – камера сгорания; 21 – электрогенератор; 22 – дизельгенератор; 23 – аппарат воздушного охлаждения; 24 – насос водяной циркуляционный; 25 – емкость расширительная; 26 – ресивер газовый; 27 – конденсатор-дефлегматор; 28,29,33 – вентиль управляемый; 30 – колонна ректификационная; 31 – устройство дроссельное; 32 – цистерна сбора бензиновых фракций; 34 – цистерна сборная бензина; 35 – колонна отгонная; 36 – теплообменник; 37 – охладитель; 38 – насос перекачки товарного бензина; 39 – цистерна сборная мазутных фракций; 40 – насос мазутный; 41 – насос дизельного топлива; 42 – клапан предохранительный; 43 – теплообменник; 44 – цистерна сборная дизельных фракций; 45 – насос.

Техническое решение состоит из двух последовательных технологических линий: декомпозиции отходов термопластичных полимеров и получения жидких углеводородов (полиолефинов или альтернативной нефти) из этого сырья и нефтеперегонной части, которая позволяет получить из указанного сырья моторные топлива удовлетворительного качества.

Наиболее важным при реализации приведенной технологии является выбор и поддержание параметров процесса декомпозиции, который должен обеспечить получение жидких углеводородов с весьма низким содержанием тяжелых фракций (фенолов, альдегидов, жирных кислот и т.п.), а также галогено-содержащих углеводородов. Достижение таких показателей процесса декомпозиции позволяет в последующей нефтеперегонной линии использовать минимальный стандартный набор технологического оборудования и не применять дорогостоящее и энергоемкое оборудование для платформинга, деасфальтизации, депарафинизации, гидроочистки и т.п. Такой подход позволяет существенно снизить стоимость альтернативных моторных топлив и таким образом повысить их конкурентоспособность.

Основные показатели технологического процесса, реализованного на экспериментальной установке Центра перспективных энергетических технологий Национального университета кораблестроения имени адмирала Макарова, приведены в таблице 1.

Таблица 1. Основные показатели технологического процесса

Показатели	Значение
<b>Выход технологических продуктов</b>	
Количество перерабатываемого сырья, кг/сутки	155
Газ крекинга, м <sup>3</sup> /сутки	9,5
Бензин, ОЧ 76, кг/сутки	45,0
Дизельное топливо, ЦЧ 45, кг/сутки	78,0
Котельное топливо, кг/сутки	15,0
<b>Потребление энергии</b>	
Установленная электрическая мощность, кВт	10,0
Потребляемая электрическая мощность, кВт	7,0
Энергоемкость переработки, (кВт·ч)/кг	1,2
Потребление воды (подпитка), кг/сутки	1,5
<b>Отходы</b>	
Коксовый остаток, кг/сутки	6,25
Минеральный остаток, кг/сутки	1,0

Рациональные параметры процесса деструкции отходов термопластичных полимеров позволили получить альтернативные бензин и дизельное топливо,

близкие по составу к стандартным топливам по ДСТУ 4063 и ДСТУ 3868, соответственно. В таблицах 2 и 3 приведены основные моторные свойства и структурно-групповой и гомологический состав бензиновой фракции, а на рис.2 – хромато-масс-спектрограмма бензиновой фракции. В таблице 4 приведены свойства альтернативного дизельного топлива.

Анализ данных, приведенных в таблицах 2-4 и рис.2, дает основание предположить, что при использовании альтернативных топлив, полученных из отходов термопластичных полимеров в дизельных двигателях, не следует ожидать существенных нарушений рабочего процесса и изменения основных характеристик двигателей в целом.

Таблица 2.

Наименование показателя	Значение
Октановое число по моторному методу	76
<b>Фракционный состав</b>	
Температура начала перегонки, °С	47,0
10% перегоняется при температуре, °С	80
50% перегоняется при температуре, °С	133
90% перегоняется при температуре, °С	191
Остаток в колбе	1,4
Потери	2,5
Кислотность, мг КОН на 100 см <sup>3</sup> топлива	8,31
Массовая доля серы, %	0,006
Испытание на медной пластинке	выдерживает
Йодное число, г. йода на 100 см <sup>3</sup> топлива	78,4
Содержание ненасыщенных углеводородов, по йодному числу	31,8
Плотность при температуре 20 °С, кг/м <sup>3</sup>	711,7
Низшая теплота сгорания, МДж/кг	44,1

Таблица 3.

Наименование углеводородов	Значение
Парафины, в том числе	39,4
Пропан	-
Бутаны	0,79
Пентаны	7,54
Гексаны	8,00
Гептаны	8,22
Октаны	5,17
Нонаны	4,14
Деканы	3,33
Ундеканы	2,71
Моноолефины	38,6
Диены и цикломоноолефины	16,9
Алкилбензолы	3,1
Алкенилбензолы	2,0
Средняя молекулярная масса	103,0

Следует отметить, что по фракционному составу, массовой доле серы, концентрации фактических смол, содержанию парафиновых и некоторым другим показателям альтернативные топлива превосхо-

дят аналогичные показатели стандартных топлив. Некоторое увеличение кислотного числа, невысокое октановое число и пониженная плотность не являются препятствием для использования этих топлив в тепловых двигателях.

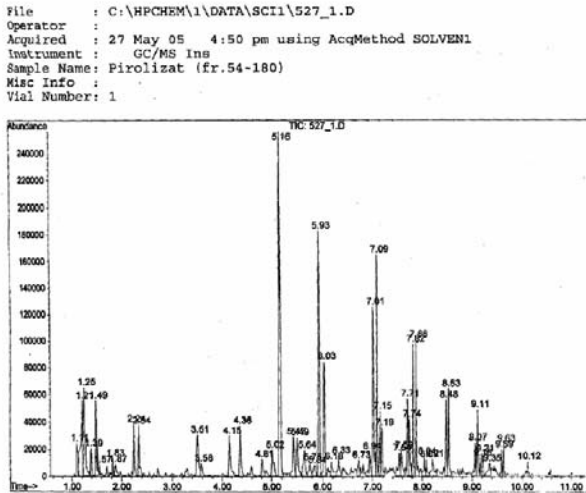


Рис.2. Хромато-масс-спектрограмма бензиновой фракции альтернативного топлива

Учитывая, что указанные альтернативные топлива не подвергались дополнительной обработке и не содержат никаких присадок, дальнейшее улучшение их свойств, в случае необходимости, может быть достигнуто за счет введения соответствующих присадок.

Таблица 4.

Наименование показателя	Значение
Цетановое число	42
Начало кипения, °С	180
Конец кипения, °С	324
Кинематическая вязкость при t = 20 °С, мм <sup>2</sup> /с	2,88
Массовая доля серы	0,026
Температура застывания, °С	- 6
Температура вспышки в закрытом тигле, °С	60
Испытание на медной пластинке	выдерживает
Концентрация фактических смол, мг/ 100см <sup>3</sup> топлива	28,0
Кислотность, мг КОН на 100 см <sup>3</sup> топлива	4,51
Йодное число, г йода на на 100см <sup>3</sup> топлива	42,4
Содержание ненасыщенных углеводородов по йодному числу, % масс.	31,7
Плотность при температуре 20 °С	788,8
Низшая теплота сгорания, МДж/кг	42,5

С целью определения показателей рабочего процесса при использовании альтернативного дизельного топлива, полученного в результате утили-

зации полимерных отходов, были выполнены экспериментальные исследования на двигателе 6ЧН 12/14 и результаты этих исследований представлены на рис.3-8.

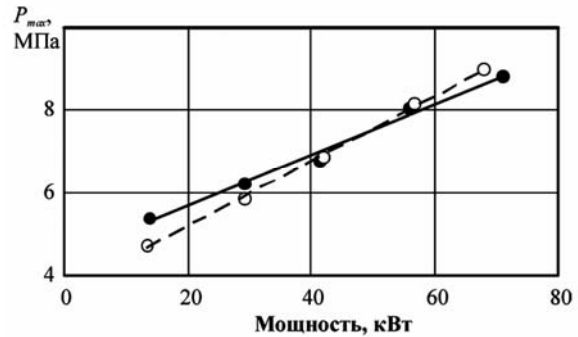


Рис.3. Максимальное давление в цилиндре двигателя 6ЧН12/14 при работе на: - - - - стандартном дизельном топливе по ДСТУ 3868; — — — альтернативном дизельном топливе

Анализ результатов исследований, приведенных на рис.3-5, позволяют утверждать, что различия в параметрах рабочего процесса в дизельном двигателе 6ЧН12/14 не являются существенными. Превышение максимального давления в цилиндре двигателя (рис.3) на максимальных нагрузках не выходит за пределы допустимых значений (1...3%). Некоторое повышение жесткости работы (рис.4) не приводит к нарушению рабочего процесса и объясняется присутствием в дизельном топливе бензиновых фракций.

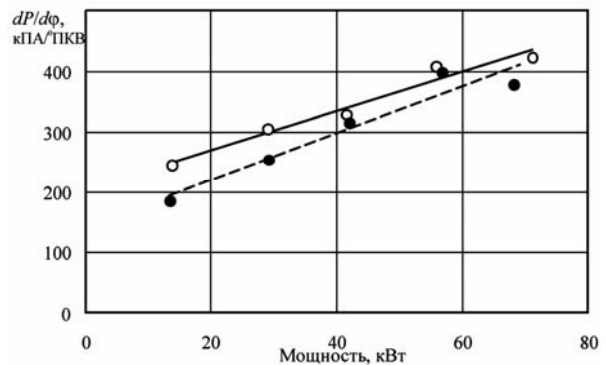


Рис.4. Величина нарастания давления в цилиндре двигателя 6ЧН12/14 при работе на: - - - - стандартном дизельном топливе по ДСТУ 3868; — — — альтернативном дизельном топливе

Удельный эффективный расход топлива (рис.5) при работе на альтернативном дизельном топливе практически не отличается от аналогичного показателя при работе на стандартном дизельном топливе. Некоторое снижение удельного расхода (3...5%) на-

блюдается только в области нагрузок, близких к номинальным.

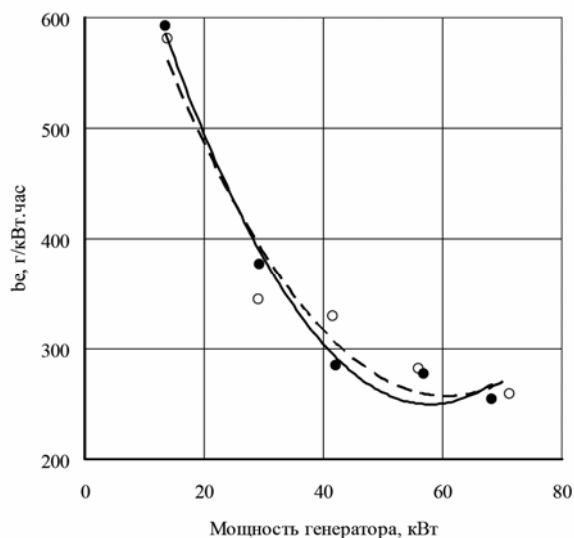


Рис. 5. Удельный эффективный расход топлива двигателя 6ЧН12/14 при работе на:  
 - - - - - стандартном дизельном топливе по ДСТУ 3868;  
 — альтернативном дизельном топливе

Содержание в выпускных газах монооксида углерода (рис. 6) при эксплуатации двигателя на альтернативном топливе существенно отличается (практически вдвое) от аналогичного показателя при работе на стандартном топливе в области малых и максимальных нагрузок. Это свидетельствует об удовлетворительной организации рабочего процесса двигателя, использующего альтернативное топливо, средних нагрузках и необходимости корректировки параметров топливоподачи на режимах малой и максимальной мощностях.

Содержание оксидов азота в выпускных газах двигателя (рис. 7) при работе на альтернативном топливе и малых нагрузках на 20...45% превышает аналогичный показатель при эксплуатации двигателя на стандартном дизельном топливе. Это также свидетельствует о необходимости корректировки параметров топливоподачи и воздухообеспечения на этих нагрузках. В случае же средних и близких к номинальным нагрузкам, наблюдается снижение содержания оксидов азота на 15...25%, что является положительным, учитывая, что в этой области как раз и находятся основные эксплуатационные режимы работы двигателя.

На рис. 8 и 9 приведены индикаторные диаграммы и скорости нарастания давления в цилиндре

двигателя 6ЧН12/14 при работе на стандартном и альтернативном дизельном топливе при различных нагрузках.

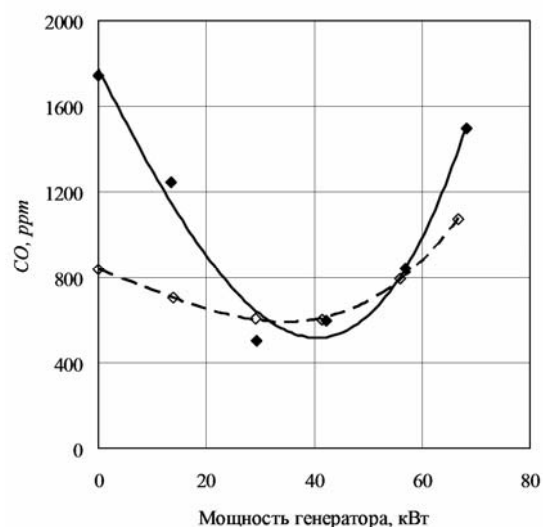


Рис. 6. Содержание CO в отходящих газах двигателя 6ЧН12/14 при работе на:  
 - - - - - стандартном дизельном топливе по ДСТУ 3868;  
 — альтернативном дизельном топливе

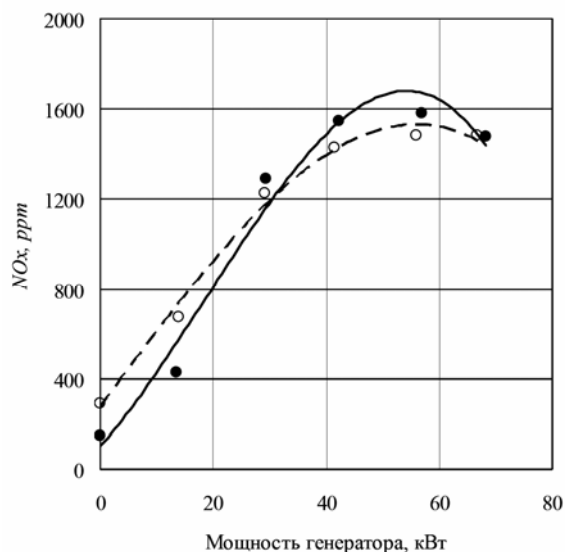


Рис. 7. Содержание NO<sub>x</sub> в отходящих газах двигателя 6ЧН12/14 при работе на:  
 - - - - - стандартном дизельном топливе по ДСТУ 3868;  
 — альтернативном дизельном топливе

Из рисунка видно, что на режимах большой нагрузки значения максимального давления  $P_{max}$ , максимальной скорости нарастания давления  $dP/d\phi$  при использовании альтернативного дизельного топлива,



чем для стандартного дизельного топлива. При работе двигателя на этом топливе, мощности генератора 71 кВт и частоте вращения 1500 мин<sup>-1</sup> возрастает скорость нарастания давления, которая превышает аналогичный показатель для дизельного топлива на

0,5 МПа; абсолютное значение повышения максимального давления составляет 0,45 МПа, а среднего – на 0,3 МПа по сравнению с работой на дизельном топливе.

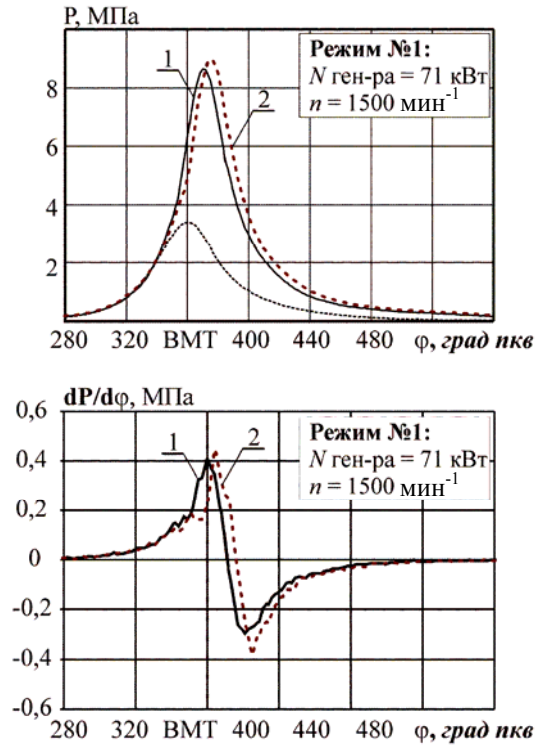
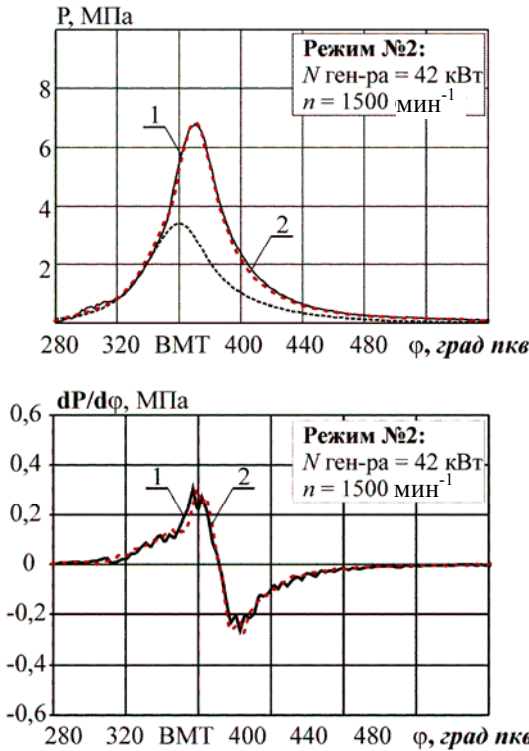


Рис.8. Индикаторная диаграмма и скорость нарастания давления  $dP/d\phi$  в цилиндре двигателя 6ЧН12/14 при  $N_{\text{е}}=71 \text{ кВт}$  и  $1500 \text{ мин}^{-1}$  и работе на: - - - - стандартном дизельном топливе по ДСТУ 3868; — альтернативном дизельном топливе

Рис.9. Индикаторная диаграмма и скорость нарастания давления  $dP/d\phi$  в цилиндре двигателя 6ЧН12/14 при  $N_{\text{е}}=42 \text{ кВт}$  и  $1500 \text{ мин}^{-1}$  и работе на: - - - - стандартном дизельном топливе по ДСТУ 3868; — альтернативном дизельном топливе

Однако с уменьшением нагрузки период задержки воспламенения при использовании альтернативного дизельного топлива еще больше превышает аналогичный показатель для стандартного топлива (разность составляет 3,8 град. п.к.в. при нагрузке 20%). Вследствие чего более высокая скорость сгорания топлива в начальный период не приводит к росту  $P_{\text{max}}$  и более позднего начала воспламенения и развития процесса сгорания при увеличивающемся объеме цилиндра. Так, при работе на средних нагрузках период задержки воспламенения альтернативного топлива больше, чем у дизельного топлива примерно на 1,8 град. п.к.в. и примерно одинаковом  $P_{\text{max}}$ , абсолютное значение повышения максимального давления составляет 0,05 МПа. На режимах 20%

до 40% нагрузки значение максимального давления в цикле при работе на альтернативном топливе становится меньше, чем этот же показатель при работе на дизельном топливе.

Это объясняется тем, что топливо с высоким цетановым числом, при прочих равных условиях, имеет лучшую способность к самовоспламенению.

Альтернативное дизельное топливо с пониженным цетановым числом больше испаряется и активизируется, следовательно, большая доля этого топлива будет находится в возбужденном состоянии, но горит в большей степени в гетерогенной среде, не получив должной активации. Это явление отрицательно сказывается на качестве сгорания. Двигатель работает с повышенным расходом топлива, пониженной мощностью и повышенной дымностью. С другой

стороны, вместе с увеличением периода задержки воспламенения, отрицательная работа цикла до ВМТ увеличивается, максимальное давление газов не достигает своего оптимального значения. В результате этого происходит снижение индикаторного КПД. Наибольшая часть тепловыделения происходит на такте расширения, поэтому эффективность использования выделяющейся теплоты и полнота сгорания снижаются, растут потери тепла с отработавшими газами, уменьшаются индикаторный, механический и эффективный КПД - снижаются мощность и экономичность дизеля, растет удельный эффективный расход топлива.

#### Выводы

Получение альтернативных моторных топлив из отходов термопластичных полимеров является перспективным направлением диверсификации топливно-энергетических ресурсов и снижения зависимости от импорта этих ресурсов.

Выполненные исследования показали принципиальную возможность работы дизельного двигателя на альтернативном топливе, полученном путем переработки отходов термопластичных полимеров. При этом не требуется внесения изменения в конструкцию двигателя, его агрегатов и систем.

Для обеспечения эффективной работы двигателя достаточным является соответствующая настройка топливной аппаратуры.

Исследования показали также, что параметры рабочего процесса и динамика тепловыделения зависят от цетанового числа топлива и от количества содержащихся в нем ароматических углеводородов.

Для уменьшения отрицательного влияния указанных факторов на рабочие показатели двигателя

необходимо регулировать угол опережения подачи топлива в пределах 1,5...7,5 град. п.к.в. в зависимости от техникохимических свойств альтернативного дизельного топлива. Это позволит обеспечить длительную работу двигателя на альтернативном топливе с пониженным цетановым числом при удовлетворительном расходе топлива.

#### Список литературы:

1. *International Energy Outlook 2009, Report #: DOE/EIA-0484(2009), May 27, 2009.*
2. *Hegberg, Bruce A. Mixed plastics recycling technology / by Bruce A. Hegberg, Gary R. Brenniman, William H. Hallenbeck // University of Illinois Center for Solid Waste Management and Research, Chicago, Illinois Noyes Data Corporation, Park Ridge, New Jersey, U.S.A., 1992.*
3. *Thermal decomposition of polyolefin/carbon black composites. E. Jakab, M. Omastova. J. Anal. Appl. Pyrolysis 74, 2005, 204–214.*
4. *Liquefaction of Mixed Plastics Containing PVC and Dechlorination by Calcium-Based Sorbent Thallada Bhaskar, Md. Azhar Uddin, Jun Kaneko, Toshiki Kusaba, Toshiki Matsui, Akinori Muto, Yusaku Sakata and Katsuhide Murata. Energy & Fuels, 2003, 17, 75–80.*
5. *Anon (1995), BASF Shuttles Plastic Feedstock Recycling Plant. Chemical Market Reporter, 7.*
6. *Life Cycle Assessment of PVC and of principal competing materials. Final report. Commissioned by the European Commission, July 2004.*
7. *G.Dodbiba, T.Fujita. Progress in separating plastic materials for recycling. Physical Separation in Science and Engineering, 2004, Vol. 13, No. 3–4, p. 165–182.*
8. *Advanced industrial technologies for energy conservation & CO<sub>2</sub> reduction in Japan. Japan external trade organization (JETRO) Japan consulting institute (JCI), Mitsubishi Heavy Ind. Final report, January, 2008.*
9. *Пат. 73900 Україна. Спосіб та пристрій для переробки відходів полімерів у альтернативне паливо/ Тимошевський Б.Г., Ткач М.Р., Харитонов Ю.М.*
10. *Ткач М.Р. Экспериментальные исследования показателей судового ДВС, использующего альтернативное топливо/ М.Р. Ткач, Б.Г.Тимошевский, Б.А.Тхы. // Двигатели внутреннего сгорания. – №2. – 2006.*

УДК 621.436.03

*Н.А. Иващенко, д-р техн. наук, Л.В. Грехов, д-р техн. наук, А.А. Жердев, д-р техн. наук*

## ТЕХНОЛОГИЯ ПИТАНИЯ АВТОМОБИЛЬНОГО ДИЗЕЛЯ СМЕСЯМИ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ДИМЕТИЛОВОГО ЭФИРА

#### Актуальность проблемы

Диметиловый эфир (ДМЭ) с химической формулой  $\text{CH}_3\text{-O-CH}_3$  (кратко  $\text{C}_2\text{H}_6\text{O}$ ) благодаря соединению двух метиловых радикалов  $\text{CH}_3$  атомом кислорода и его большой доли (около 35%), при сгорании в дизеле практически не образует сажи. Он полностью отвечает требованиям Монреальского протокола, запрещающего производство озоноразрушаю-

щих соединений (потенциал озоноразрушения в атмосфере – ODP - равен нулю). Он также лучше соответствует требованиям Киотского протокола, направленного на ограничение парникового эффекта нашей планеты путем уменьшения выбросов  $\text{CO}_2$ . При нормальных условиях это газ, но ожижается уже при давлении 0,53 МПа. ДМЭ нетоксичен и не загрязняет окружающую среду.

Решающая доля токсических выбросов в крупных городах приходится на автотранспорт, поэтому ДМЭ рассматривается, прежде всего, как топливо для городских автобусов и грузовиков.

Использование природного газа, а в дальнейшем – угля обеспечивает возможность синтеза ДМЭ в массовом производстве с конкурентоспособной ценой.

С точки зрения хранения на борту, определяющая величина давления насыщенных паров (при н.у. 0,53 МПа) обуславливает применение газобаллонной арматуры. С точки зрения топливоподачи важно, что меньшая теплотворная способность (28,84 МДж/кг), плотность (668 кг/м<sup>3</sup>) и вязкость (0,2 мм<sup>2</sup>/с), а также повышенная сжимаемость (210·10<sup>-11</sup> МПа<sup>-1</sup>) обуславливают снижение мощности дизеля при отсутствии перенастроек систем управления в 1,9...2,7 раза [1].

Уменьшенное поверхностное натяжение (0,0012 Н/м) наряду с упомянутым облегчает распыливание, а цетановое число 55 – воспламенение. Снижение размеров капель может обеспечить более быстрое горение.

#### Концепция применения ДМЭ

Целью работы было создание конкурентоспособного варианта питания дизелей грузовиков в условиях города с улучшенными экологическими показателями.

В промышленно развитых странах мира проводился ряд исследований и ОКР по использованию ДМЭ в дизелях. Показана возможность радикального снижения дымности (частиц сажи). Это позволяет снижать и выбросы NO<sub>x</sub>, решая классическое противоречие между ними. Сложнее ситуация с СО и СН (их эмиссия может расти).

Вместе с тем, попытка решить все экологические трудности на устаревшем дизеле только за счет применения ДМЭ несостоятельна. Например, нормы по частицам недостижимы из-за угара масла, а по СН – за счет некачественного процесса, пленочного смеобразования и др. Анализ принципиальных и чисто практических обстоятельств применения ДМЭ привел нас к выводу о целесообразности его использования в составе смесей с ДТ. Отметим, что такой вывод не является общепринятым. В пользу этой технологии имеются следующие аргументы:

- снижение расходов на эксплуатацию и топливо (в нашей работе – вдвое) за счет уменьшения доли более дорого ДМЭ;

- наибольшая относительная эффективность использования ДМЭ при его малом содержании в смеси, оптимум комплекса экономических и экологических показателей двигателя автомобиля;

- возможность оптимизации содержания ДМЭ в смеси в плане достижения минимально необходимого результата;

- современные экологические показатели при наименьших затратах;

- использование существующих технологий и серийной топливной аппаратуры;

- возможность переоборудования находящихся в эксплуатации автомобилей;

- сохранение ресурса топливной аппаратуры;

- ненужность вентиляции картера ТНВД;

- ненужность дорогих импортных антиизносных и антизадирных присадок.

Также за счет возможности регулирования доли ДМЭ вплоть до исключения его подачи:

- возможность обслуживания и ремонта автомобиля в обычных помещениях;

- увеличенный запас хода, живучесть автотранспортного средства;

- нет проблемы остановки и запуска двигателя.

#### Подготовка топливной системы

При работе дизеля Д24512С с использованием ДМЭ отмечено снижение цикловой подачи топлива и ее дестабилизация (вплоть до прекращения подачи), уменьшение давления и увеличение продолжительности впрыскивания топлива. В связи с этим в МГТУ им. Н.Э. Баумана была разработана система подачи ДМЭ в смеси с ДТ.

Первая проблема – прекращение питания ДМЭ – в конечном итоге была решена радикально: наддувом баллона сжатым азотом. Насосные решения, используемые другими разработчиками, так и не обеспечили надежности эксплуатации. Кроме этого, безнасосная схема соответствует требованиям противопожарной безопасности, не допуская разрежения в баллоне при температуре ниже -26°С.

Переход с чистого ДТ на смесь с ДМЭ осуществлялся переключателем двух электроклапанов (рис. 1). Все специфические проблемы нагнетания ДМЭ были решены ТНВД: он по-прежнему работает в чистом ДТ. Подача ДМЭ производится в линию высокого давления через автоматический клапан импульсной подпитки в период кратковременного разрежения в рамках затухающего волнового про-

цесса после окончания впрыскивания. Этот процесс предложен и хорошо разработан РУДН под руководством проф. Н.Н. Патрахальцева.

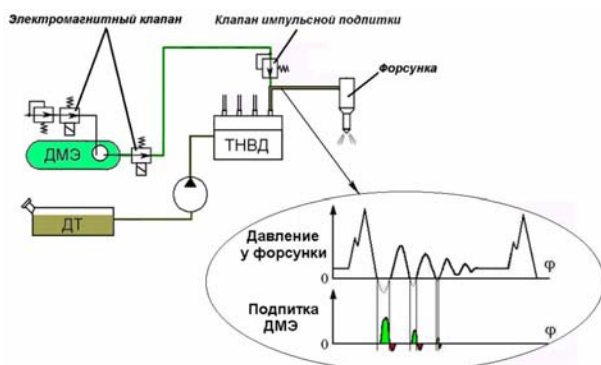


Рис. 1. Схема топливной системы для подачи смеси ДМЭ и ДТ

В данной реализации при давлении в баллоне до 1 МПа с помощью этой аппаратуры удавалось подавать смесь с долей ДМЭ от 0 до 66%. Форсунка не изменялась. В ТНВД изменялись только параметры нагнетательного клапана.

Отметим, что предложенная схема подачи газосжиженного топлива требует отработки, к примеру, при неоптимизированных ее параметрах она неработоспособна или может обеспечивать не всасывание присадки через клапан импульсной подачи, а выбрас наружу основного топлива и т.п. Для этой цели применялся ПК Впрыск, разработанный в МГТУ [2]. В частности, с его помощью моделировалось многофазное поведение топлив, смесей нескольких жидких топлив, работа клапана импульсной подачи.

Концепция образования смеси ДМЭ и ДТ в линии высокого давления потребовала проведения анализа свойств смесей. Выявлен и описан ряд новых закономерностей для физических свойств смесей. Коротко можно сказать, что пропорциональное изменение от состава смеси имеет место только для плотности. Выражение для важнейшего для топливоподачи свойства – сжимаемости – мы описываем через уравнение связи плотности и давления [3], в том числе для многокомпонентных смесей.

После расчетной оптимизации конструкции по критериям величины присадки ДМЭ и качества впрыскивания топливная аппаратура отрабатывалась на топливном стенде. Расход ДМЭ определялся весовым способом, расход ДТ – выпариванием собранной смеси.

Позднее по результатам эксплуатации оптимальным содержанием ДМЭ в смеси было признано примерно 30% по объёму (25% по массе).

### Реализация проекта

Новая технология апробировалась на автомобилях-рефрижераторах ЗИЛ-47303А "Бычок". Один экспериментальный автомобиль принадлежал МГТУ и еще 10 автомобилей-рефрижераторов были предоставлены ГУП «Мосавтохолд». Работа проводилась при поддержке МКНТ и департамента транспорта и связи Правительства г. Москвы.

Баллон с ДМЭ устанавливался на раме, остальная арматура находилась в моторном отсеке (рис. 2).



Рис. 2. Подкапотное пространство автомобиля ЗИЛ-47303А "Бычок"

Экспериментальный автомобиль МГТУ работал пять лет (рис. 3). Путь расход ДТ при движении по городу составлял примерно 17 л/100 км, а ДМЭ 8 л/100 км, что эквивалентно 4 л/100 км ДТ. Потребление топлива в условиях реальной эксплуатации в тепловом эквиваленте не изменилось. О том же свидетельствовал 2-летний период эксплуатации 10 автомобилей в ГУП Мосавтохолд.

На протяжении всего срока эксплуатации экспериментального автомобиля периодически брались пробы ОГ. Типовые результаты: снижение дымности ОГ с 22% на ДТ до 12% на смеси при свободном ускорении и, соответственно, с 7% до 4% на режиме максимальной частоты холостого хода (рис. 4). За счет снижения опережения впрыскивания на 4 град достигнуто также снижение NO<sub>x</sub>.



Рис. 3. Экспериментальный автомобиль МГТУ им. Н.Э. Баумана

Проведена серия ходовых испытаний, доказавших пригодность автомобиля для условий реальной эксплуатации в городских условиях.

Были проведены контрольные испытания автомобиля-рефрижератора ЗИЛ-47303А "Бычок", работающего на смесевом топливе, по типовым методикам на автополигоне ГУП "НИЦИАМТ". Контролю подвергались содержание ВВ в кабине автомобиля и в ОГ, расход топлив; скоростные и динамические качества автомобиля. Подтверждено сохранение или улучшение экономических показателей автомобиля на смесевом топливе, сохранение условий работы водителя, улучшение экологических показателей автомобиля. Применение ДМЭ позволило приблизить содержание вредных веществ в ОГ к нормам Евро-III без использования нейтрализаторов на автомобилях, находящихся в эксплуатации. Использование ДМЭ уменьшило шумность работы дизеля ввиду большего цетанового числа и меньшего опережения впрыскивания.

УДК.621.1.018

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

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ И АНАЛИЗ ВЫБРОСОВ ТВЕРДЫХ ЧАСТИЦ С ОТРАБОТАВШИМИ ГАЗАМИ АВТОМОБИЛЬНОГО ДИЗЕЛЯ НА УСТАНОВИВШИХСЯ РЕЖИМАХ РАБОТЫ

### Введение

С введением в 1993 г. экологических норм EURO в странах Европейского Союза начали дейст-

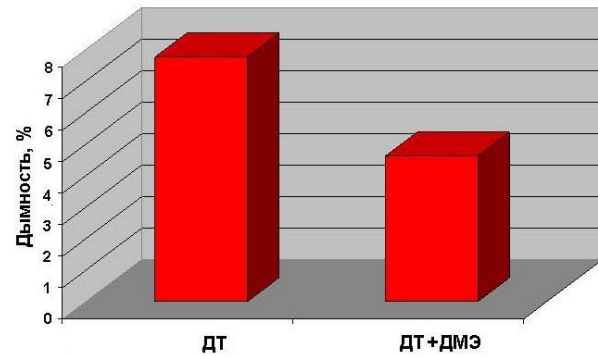


Рис. 4. Дымность ОГ на режиме максимальной частоты холостого хода при работе на дизельном и на бинарном топливе при подаче 22% ДМЭ

ДМЭ использовался как хладагент для первых холодильных установок. С учетом отсутствия у него озоноразрушающих свойств интерес к нему возобновился. На переоборудованных автомобилях использовались холодильные установки на ДМЭ. Это также уменьшило энергопотребление на привод компрессора.

### Заключение

Результаты работы подтвердили эффективность концепции смесового топлива для условий эксплуатации грузового автомобиля в городе. Перспективы работ по применению ДМЭ усматриваются в использовании электронного управления, оптимизирующего протекание рабочего процесса.

### Список литературы:

1. Работа дизелей на нетрадиционных топливах / [В.А. Марков, А.И. Гайворонский, Л.В. Грехов и др.]. – М.: Легисон-Автодата, 2008. – 464 с.
2. Программный комплекс "ВПРЫСК". Возможности и состав. Математическое моделирование и компьютерная оптимизация топливоподачи в двигателях внутреннего сгорания [Электрон. ресурс]. – Режим доступа: <http://energy.power.bmstu.ru/e02/inject/i00rus.htm>.

вовать ограничения на массовые выбросы твердых частиц (ТЧ) с отработавшими газами (ОГ) автомобильных дизелей. ТЧ характеризуются высокой кан-

церогенностью, показатель относительной агрессивности ТЧ считают равным 200 (для сравнения данный показатель для оксидов азота равен 41,1, для углеводородов – 3,16) [1].

В результате поэтапного ужесточения норм EURO к 2009 г. допустимые уровни выбросов ТЧ снизились наиболее существенно по сравнению с другими нормируемыми показателями токсичности ОГ дизелей: для двигателей легковых автомобилей – с 0,14 до 0,005 г/км или в 28 раз, для двигателей грузовых автомобилей – с 0,36 до 0,02 г/кВт·ч или в 18 раз [2].

Оценку влияния ТЧ на окружающую среду можно дать используя различные методы, например, приведенную в работе [3]. Но для такой оценки необходимо знать значения выбросов на каждом из возможных режимов работы автомобильного дизеля. Для получения таких данных требуется проведение экспериментальных исследований дизеля с определением выбросов ТЧ с последующим анализом полученных данных. Усилиями ученых и специалистов Национального технического университета «ХПИ» и Восточноукраинского национального университета им. В. Даля подготовлен испытательный стенд автомобильного дизеля 4ЧН12/14, оборудованный системой контроля выбросов ТЧ, на базе которого проведена оценка выбросов ТЧ на установившихся режимах работы дизеля.

#### Постановка задачи

Целью исследований являлось определение ТЧ с ОГ автомобильного дизеля, анализ полученных данных и построение регрессионных зависимостей, описывающих влияние частоты вращения коленча-

того вала  $n$  ( $\text{мин}^{-1}$ ) и нагрузки  $L$  (% от максимального крутящего момента при текущей  $n$ ) на массовый выброс –  $PT_m$  (г/ч), удельный выброс –  $PT$  (г/кВт·ч) и концентрацию ТЧ –  $C_{TЧ}$  (г/м<sup>3</sup>).

Для достижения данной цели решены следующие задачи:

1. Проведение экспериментальных исследований дизеля на выбранных контрольных режимах с измерением массовых, удельных выбросов и концентраций ТЧ.
2. Анализ результатов исследований.
3. Получение уравнений регрессии, отражающих влияние параметров  $n$  и  $L$  на величины  $PT_m$ ,  $PT$  и  $C_{TЧ}$ .
4. Обобщение результатов исследований.

#### Методика проведения исследований. Результаты исследований

При выборе контрольных режимов работы дизеля использовался принцип максимального учета диапазона эксплуатационных параметров  $n$  и  $L$  при равномерном характере их изменения. На основе данного принципа был выбран 2-факторный план 3×4 (включающий 12 установившихся режимов испытаний) с 3-мя уровнями варьирования параметра  $n$  – 1000, 1500 и 2000  $\text{мин}^{-1}$  и 4-мя уровнями варьирования параметра  $L$  – 25, 50, 75 и 100%.

Для определения массового, удельного выбросов и концентрации ТЧ использовался экспериментальный образец измерительного комплекса с микротуннелем, спроектированный в соответствии с требованиями международных стандартов [4]. Стационарные режимы работы дизеля и результаты определения ТЧ приведены в табл. 1.

Таблица 1. Результаты измерений величин  $PT_m$ ,  $PT$  и  $C_{TЧ}$  на стационарных контрольных режимах

№ реж.	Контрольные режимы испытаний				Результаты испытаний		
	$n$ , $\text{мин}^{-1}$	$M_k$ , Н·м	$P_e$ , кВт	$L$ , %	$PT_m$ , г/ч	$PT$ , г/кВт·ч	$C_{TЧ}$ , г/м <sup>3</sup>
1	2000	478,0	100,1	100	37,82	0,378	0,063
2	2000	351,4	73,6	73,5	20,82	0,283	0,038
3	2000	239,0	50,05	50	20,06	0,401	0,042
4	2000	119,5	25,02	25	25,32	1,012	0,062
5	1500	541,2	85,01	100	30,10	0,354	0,074
6	1500	407,7	64,03	75,3	15,61	0,244	0,044
7	1500	274,8	42,95	50,5	11,07	0,258	0,034
8	1500	140,6	22,08	26,0	6,88	0,311	0,023
9	1000	379,6	39,74	100	24,42	0,614	0,125
10	1000	281,2	29,44	74,1	13,06	0,444	0,071
11	1000	189,1	19,8	49,8	5,50	0,278	0,030
12	1000	92,1	9,642	24,3	3,48	0,361	0,019

Погрешность измерительного комплекса при определении контролируемых величин составила от 4...7% - при значительном содержании ТЧ в ОГ диеля (преимущественно на режимах с нагрузкой 50-100%) до 14...17% - при малом содержании ТЧ в ОГ (на режимах с нагрузкой 25%). Средние погрешности измерений величин  $PT_m$ ,  $PT$  и  $C_{тч}$  (вычисленные как средние статистические [5]) составили 8...10% или  $\pm 1,78$  г/ч,  $\pm 0,04$  г/кВт·ч и  $\pm 0,005$  г/мн<sup>3</sup>, соответственно.

**Анализ результатов исследований и получение зависимостей массового, удельного выбросов и концентрации ТЧ от параметров n и L**

Полученные экспериментальным путем данные о выбросах и концентрациях ТЧ на контрольных режимах испытаний использовались для определения регрессионных зависимостей:

$$Y = f(n, L),$$

где  $Y$  – обобщенное обозначение значений контролируемых величин –  $PT_m$ ,  $PT$  и  $C_{тч}$ ;  $f(n, L)$  – уравнение регрессии, функция 2-х переменных –  $n$  и  $L$ .

Так как вид уравнений регрессии, обеспечивающих достаточную точность, не был известен заранее, то рассматривались 3 вида уравнений.

- вид 1:

$$Y = K_1 \cdot f_n(Y) \cdot f_L(Y), \tag{1}$$

где  $K_1$  – постоянный коэффициент;  $f_n(Y)$  и  $f_L(Y)$  – функции одной переменной, характеризующие влияние каждого из параметров  $n$  и  $L$  на величину  $Y$ ;

- вид 2:

$$Y = K_2 + f_n(Y) + f_L(Y), \tag{2}$$

где  $K_2$  – постоянный коэффициент;

- вид 3:

$$Y = A_0 + A_1 \cdot n + A_2 \cdot L + A_{11} \cdot n^2 + A_{22} \cdot L^2 + A_{12} \cdot n \cdot L, \tag{3}$$

где  $A_0, A_1, A_2, A_{11}, A_{22}, A_{12}$  – постоянные коэффициенты.

Выбор указанных уравнений обусловлен широким спектром их применения, простотой определения и удобством использования при анализе и расчетных исследованиях. В работе [6] показано, что зависимость 1 может использоваться при вычислениях топливно-экономических показателей ДВС по результатам многофакторного эксперимента.

В качестве критериев точности значение  $Y$ , определенного по каждому из уравнений рассматривались средние квадратические отклонения (СКО) расчетных данных от соответствующих экспериментальных значений, выраженные в абсолютных единицах (с размерностью величины  $Y$ ) –  $S_Y$  и в относительных единицах (%) –  $s_Y$ :

$$S_Y = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^m (Y_{pi} - Y_i)^2}{m(m-1)}}, \tag{4}$$

где  $Y_{pi}$  – значение  $Y$ , вычисленное с помощью уравнения регрессии на  $i$ -м режиме;  $Y_i$  – экспериментальное значение величины  $Y$  на  $i$ -м режиме;  $m = 12$  – количество контрольных режимов испытаний;

$$s_Y = \frac{S_Y}{Y_{cp}} \cdot 100\%, \tag{5}$$

где  $Y_{cp}$  – средние значения величины  $Y$  в ходе эксперимента, равные для  $PT_m$ ,  $PT$  и  $C_{тч}$  17,85 г/ч, 0,411 г/кВт·ч и 0,052 г/мн<sup>3</sup>, соответственно.

Коэффициенты  $K_1, K_2$  и функции  $f_n(Y), f_L(Y)$ , входящие в выражения (1) и (2), были определены по методике, изложенной в работе [6], а для вычисления коэффициентов  $A_i$  зависимости (3) использована методика, представленная в работе [7] (табл. 2, рис. 1).

Таблица 2. Результаты вычислений коэффициентов зависимостей (1) – (3)

Величина	Зависимость	Значения постоянных коэффициентов							
		$K_1$	$K_2$	$A_0$	$A_1$	$A_2$	$A_{11}$	$A_{22}$	$A_{12}$
$PT_m$	1	0,072	-	-	-	-	-	-	-
	2	-	-17,9	-	-	-	-	-	-
	3	-	-	2,032	-5,4E-3	-1,1E-1	9,3E-6	4,2E-3	-1,1E-4
$PT$	1	2,752	-	-	-	-	-	-	-
	2	-	-0,41	-	-	-	-	-	-
	3	-	-	0,947	-1,1E-3	3,2E-3	6,6E-7	1,1E-4	-1,2E-5
$C_{тч}$	1	23,05	-	-	-	-	-	-	-
	2	-	-0,05	-	-	-	-	-	-
	3	-	-	0,0215	-8,8E-5	1,5E-3	4,5E-8	1,0E-5	1,4E-6

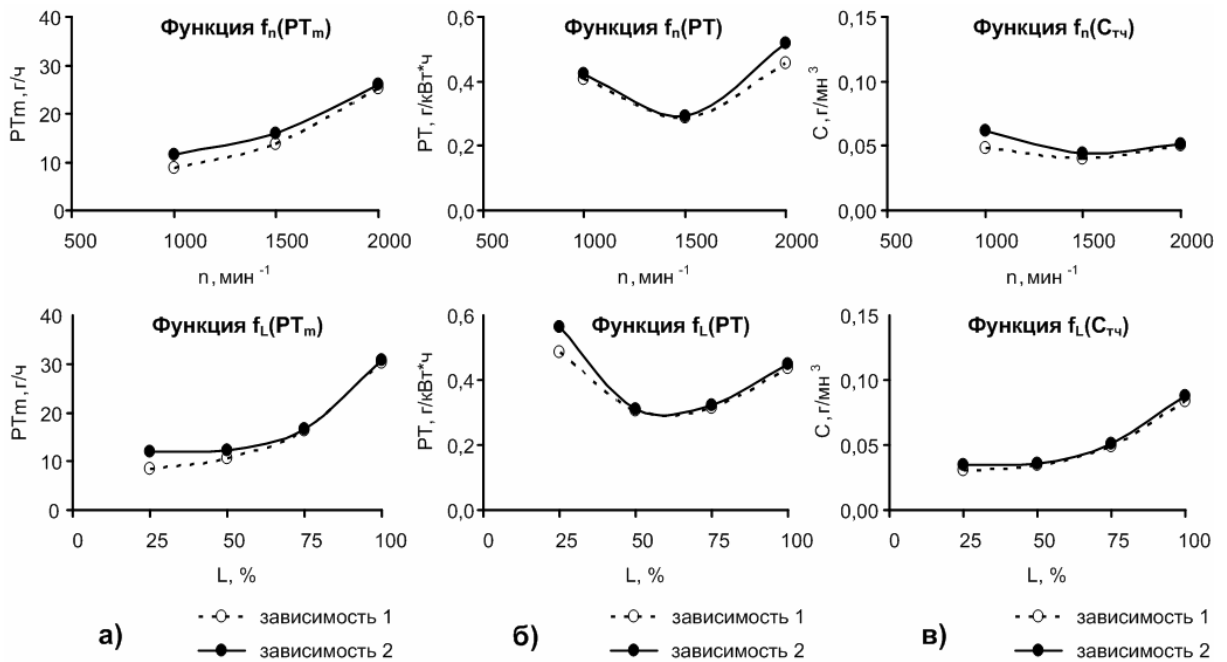


Рис. 1. Функции одной переменной  $f_n(Y)$  и  $f_L(Y)$ , характеризующие влияние  $n$  и  $L$  на: а) массовый выброс –  $PT_m$ ; б) удельный выброс –  $PT$ ; в) концентрацию –  $C_{тч}$

Для каждой зависимости (1) – (3) с помощью выражений (4) и (5) определены значения СКО –  $S_Y$  и  $s_Y$  (табл. 3).

Как видно из табл. 3, зависимости 1 и 2 не обладают достаточной точностью, так как значения  $s_Y$  для них составляют 29,3...38,6% (за исключением значения  $s_{PT_m} = 14,1\%$  для зависимости 2). Для полиномиальной зависимости 3 значения  $s_{PT_m}$  и  $s_{C_{тч}}$  сопоставимы со средней погрешностью эксперимента, а значение  $s_{PT}$  превышает ее в 1,9 раза. Таким обра-

зом, из 3-х рассмотренных зависимостей наиболее достоверной является полином 2-го порядка (3), который использовался для проведения дальнейшего анализа (рис. 2).

Следует отметить, что полиномиальная зависимость (3) позволяет достаточно точно оценивать влияние параметров  $n$  и  $L$  на величины  $PT_m$  и  $C_{тч}$  и может использоваться для приближенной оценки значений величины  $PT$ .

Таблица 3. Абсолютные и относительные значения СКО зависимостей (1)–(3)

Зависимость	Абсолютные СКО - $S_Y$			Относительные СКО - $s_Y, \%$		
	$S_{PT_m}, \text{г/ч}$	$S_{PT}, \text{г/кВт*ч}$	$S_{C_{тч}}, \text{г/мн}^3$	$s_{PT_m}$	$s_{PT}$	$s_{C_{тч}}$
1	5,27	0,121	0,0181	29,5	29,3	34,7
2	2,52	0,159	0,0176	14,1	38,6	33,7
3	2,02	0,077	0,0042	11,3	18,8	8,1

Анализ графиков, представленных на рис. 2, показывает следующее:

- массовый выброс ТЧ –  $PT_m$  с увеличением  $n$  с 1000 до 2000  $\text{мин}^{-1}$  при фиксированном значении  $L$  возрастает по близкой к линейной зависимости с угловым коэффициентом  $0,015 (\text{г/ч})/\text{мин}^{-1}$ ; увеличение  $L$  с 25 до 60% мало сказывается на росте  $PT_m$ , но возрастание нагрузки в диапазоне в диапазоне 60...100% приводит к существенному росту выброса

ТЧ; минимальное значение  $PT_m$  – 3,0 г/ч наблюдается при  $n = 1000 \text{ мин}^{-1}, L = 25\%$ , максимальное – 37,4 г/ч – при  $n = 2000 \text{ мин}^{-1}, L = 100\%$ ;

- удельный выброс ТЧ –  $PT$  при возрастании  $n$  с 1000 до 2000  $\text{мин}^{-1}$  изменяется в зависимости от величины нагрузки: при  $L = 25\%$  - возрастает от 0,34 до 0,91 г/кВт\*ч, при  $L = 100\%$  - убывает от 0,67 до 0,36 г/кВт\*ч; при этом с ростом  $L$  от 25 до 100% возрастающая зависимость  $PT$  от  $n$  плавно переходит в



убывающую; минимальное значение  $PT$  – 0,25 г/кВт·ч наблюдается при  $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ ,  $L = 75\%$ , максимальное – 0,91 г/кВт·ч – при  $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$ ,  $L = 25\%$ ;

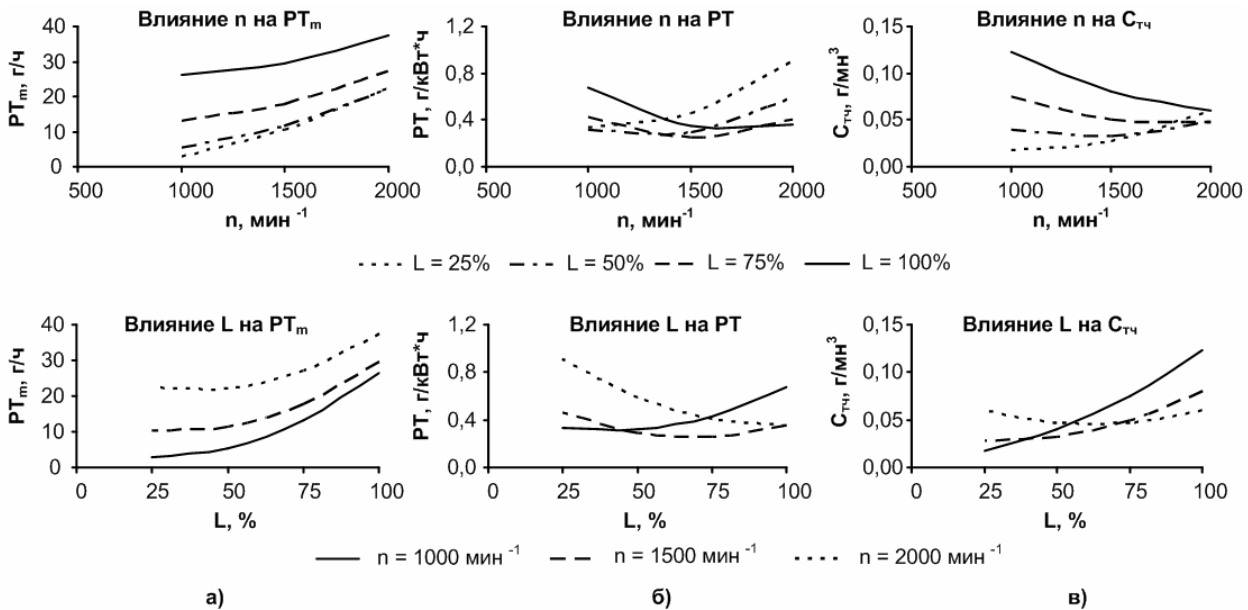


Рис 2. Уравнения регрессии в виде полиномов 2-го порядка для оценки:  
а) массового выброса ТЧ –  $PT_m$ ; б) удельного выброса ТЧ –  $PT$ ; в) концентрации ТЧ –  $C_{TЧ}$

- концентрация ТЧ –  $C_{TЧ}$  при увеличении  $n$  с 1000 до 2000  $\text{мин}^{-1}$  изменяется в зависимости от значения нагрузки: при  $L = 25\%$  - возрастает от 0,02 (минимальное значение) до 0,06 г/м<sup>3</sup>, при  $L = 100\%$  - убывает от 0,12 (максимальное значение) до 0,06 г/м<sup>3</sup>; при этом с ростом  $L$  от 25 до 100% возрастающая зависимость  $C_{TЧ}$  от  $n$  плавно переходит в убывающую.

Результаты проведенного анализа позволяют повысить точность измерений выбросов ТЧ путем корректировки продолжительности отбора проб ТЧ с учетом их содержания в ОГ дизеля: при малом содержании ТЧ данная продолжительность должна увеличиваться, при значительном содержании ТЧ – сокращаться.

#### Выводы

В результате проведения экспериментальных исследований автомобильного дизеля на стационарных режимах работы и анализа полученных данных:

1. Получены уравнения регрессии в виде полиномов 2-го порядка, описывающие влияние частоты вращения коленчатого вала  $n$  и нагрузки  $L$  на установившихся режимах работы дизеля на массовый выброс –  $PT_m$ , удельный выброс –  $PT$  и концентрации ТЧ –  $C_{TЧ}$  (СКО полиномов составили:  $s_{PT_m} = 11,3\%$ ,  $s_{PT} = 18,8\%$ ,  $s_{C_{TЧ}} = 8,1\%$  при средней погрешности

эксперимента - 10%).

2. Полученные уравнения регрессии позволяют повысить точность измерений выбросов ТЧ с ОГ дизеля путем корректировки продолжительности отбора проб ТЧ с учетом их содержания в ОГ.

#### 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. Поливянчук А.П. Исследование степени токсичности вредных веществ, выбросы которых нормируются европейскими экологическими стандартами / А.П. Поливянчук, Е.Ю. Щепак, Е.Ю. Титова // Сб. научн. трудов Национального технического ун-та „ХПИ”. – 2007. – №2. – С. 112-115.
3. Парсаданов И.В. Повышение качества и конкурентоспособности дизелей на основе комплексного топливно-экологического критерия / И.В. Парсаданов – Х.: НТУ «ХПИ», 2003. – 244 с.
4. Звонов В.А. Оценка выбросов твердых частиц с отработавшими газами автотракторного дизеля / В.А. Звонов, А.П. Марченко, И.В. Парсаданов, А.П. Поливянчук // Двигатели внутреннего сгорания. – 2006. – № 2 – С. 64–67.
5. Выгодский М.Я. Справочник по элементарной математике / М.Я. Выгодский. М.: Гос. изд-во технико-теорет. лит-ры, 1954. – 412 с.
6. Шенк Х. Теория инженерного эксперимента / Шенк Х. – М.: «Мир», 1972. – 382 с.
7. Рафалес-Ламарка Э.Э. Инструкция по планированию эксперимента / Рафалес-Ламарка Э.Э. – Луганск, Укр. проектно-констр. и научно-исслед. ин-т «УкрНИИУглеобогачение», 1969. – 126

УДК 621.43:62-192.

*С.А. Кравченко, канд. техн. наук, В.Г. Гончаров, канд. техн. наук*

## ПОВЫШЕНИЕ НАДЁЖНОСТИ ДЕТАЛЕЙ ДВИГАТЕЛЕЙ МЕТОДОМ ДИСКРЕТНОГО УПРОЧНЕНИЯ

### Постановка проблемы

Наиболее распространённой причиной выхода из строя трущихся деталей двигателя является не их поломка, а износ и повреждение рабочих поверхностей. Практика эксплуатации машин и оборудования показывает, что в 80 случаев из 100 они выходят из строя по причине отказа работы узла трения в результате износа поверхностей трения или поломки, вызываемой износом [1, 2].

Особенно велика степень износа трущихся поверхностей в режимах полусухого трения при пуске двигателей.

Помимо износа деталей в узлах трения теряется большое количество энергии, расходуемой на преодоление сил трения. Так, в автомобильном двигателе теряется 15...35 % его номинальной мощности, а в железнодорожных транспортных средствах - более 50 % [3], [4].

В журнале «Трение и износ» [5] акад. В. С. Авдеевский пишет, что на практике недостаточная износостойкость поверхностей трения узлов и агрегатов приводит к простоям машин по причине их неработоспособности, к чрезвычайно большой нагрузке основных производственных мощностей заводов изготовлением запасных частей (до 30 % по авто-тракторной технике), к расширению сети ремонтных организаций и мастерских.

Затраты на ремонт и техническое обслуживание машин иногда в несколько раз превышают их стоимость [6]. Известно, что двигатель транспортной техники за весь срок службы ремонтируется до 5 раз.

Как видно из изложенного, вопрос повышения износостойкости деталей является актуальным и требует серьёзного подхода.

Наиболее простой способ повышения износостойкости деталей и узлов – это еще на стадии проектирования закладывать для их изготовления высококачественные дорогостоящие легированные стали и антифрикционные материалы с использованием оловянисто-фосфористых, алюминиевых и никелево-кремнистых бронз. Однако, в двигателях большой мощности в тяжело нагруженных парах трения применяемая номенклатура материалов сведена к минимуму, поскольку не все существующие конструкционные материалы удовлетворяют требованиям высо-

ких удельных нагрузок и скоростей скольжения. Проведенный анализ показал, что решение проблемы способом применения дорогостоящих материалов экономически нецелесообразно, т.к. ведёт к большим производственным затратам и существенному удорожанию выпускаемой продукции.

При производстве двигателей на ГП «Завод имени В. А. Малышева» проблему повышения износостойкости и долговечности чугунных коленчатых валов решили путём повышения физико-механических свойств приповерхностных слоёв за счет оптимального выбора материалов сопряженных трущихся пар, использования процессов термической (нормализация) обработки, упрочнения поверхностей шеек закалкой токами высокой частоты (ТВЧ). Однако, перечисленные методы упрочнения не позволили получить удовлетворительного сочетания необходимого уровня эксплуатационных характеристик коленчатых валов с приемлемыми технологичностью и экономичностью процесса производства.

Технология поверхностного упрочнения - интенсивно развивающаяся автономная область технологии. В настоящее время существует свыше 150 методов поверхностного упрочнения. Наряду с традиционными методами химико-термической обработки поверхностей, электролитических покрытий, различных видов наплавки развиваются новые технологии с применением источников с высокой концентрацией энергии: ионноплазменные методы, лазерное упрочнение, детонационное напыление.

Каждый из вышеупомянутых методов нанесения износостойких покрытий и упрочнения поверхности имеет свои достоинства, но у них у всех есть несколько общих недостатков:

- высокая стоимость технологического оборудования;
- большие капитальные вложения для организации производственных участков и изготовления технологической оснастки;
- сложность управления процессом нанесения износостойких покрытий;
- упрочняющие способы и традиционные методы нанесения износостойких покрытий, в большинстве своём, не обеспечивают требуемого уровня по-

вышения износостойкости и усталостной прочности деталей одновременно;

- высокая энергоёмкость;
- наличие технологического концентратора напряжений.

Из вышеизложенного следует, что существующие способы упрочнения и нанесения износостойких покрытий не позволяют получить удовлетворительного сочетания необходимого уровня эксплуатационных характеристик трибосистем с приемлемыми технологичностью и экономичностью процессов изготовления коленчатых валов.

На протяжении десятилетий в различных отраслях науки и техники были предприняты попытки разработки новых нетрадиционных способов упрочнения трущихся поверхностей, которые были бы лишены многих недостатков классических технологий упрочнения. Таким новым видом упрочнения может стать способ формирования износостойкой поверхности, в основе которого принято дискретное упрочнение, полученное электроискровым методом [7].

Суть метода заключается в создании на рабочей поверхности детали при помощи электродов из легирующихся материалов упрочнённого слоя в виде расположенных на расстоянии друг от друга островков, линий всевозможной конфигурации и так далее (рис. 1).

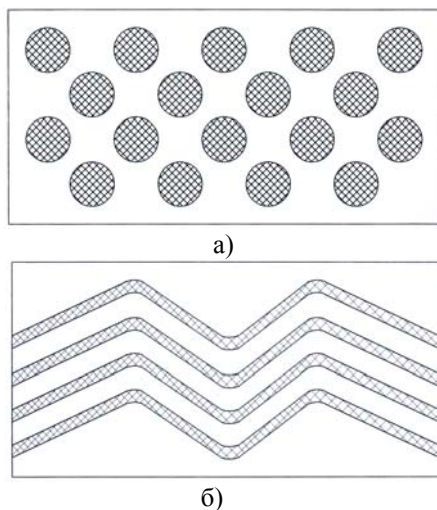


Рис. 1. Разновидности дискретного упрочнения  
а – островковые; б – линейные

Этот метод позволяет использовать в качестве электродов практически любой токопроводящий материал, выполнять упрочнение в строго ограниченных местах без разогрева деталей, имеет малую энергоёмкость.

Целью данной работы является оценка влияния дискретного упрочнения чугуна на его триботехнические характеристики и усталостную прочность.

При полномасштабных лабораторных исследованиях данного метода в центральной заводской лаборатории ГП «Завод имени В. А. Малышева», которые включали в себя металлографические и микро-рентгеноспектральные исследования, было установлено, что:

1. На поверхности формируется упрочнённая зона, состоящая из «белого» слоя с повышенной твёрдостью HRC 50 – 60 единиц при твёрдости сердцевины HRC 20 – 30 единиц и подслоя зоны с изменённым химическим составом и промежуточным (между «белым» слоем и сердцевиной образца) значением твёрдости (рис. 2).

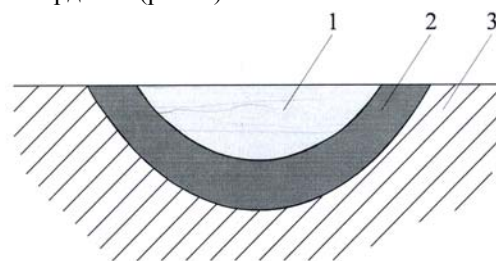


Рис. 2. Упрочнённая зона  
1 – «белый» слой; 2 – «подслой»;  
3 – основной металл (матрица)

2. Метод дискретного упрочнения позволяет повысить износостойкость чугуна в 6 - 10 раз по сравнению с нормализованным состоянием и в 1,25 – 2,1 раза по сравнению с закалённым ТВЧ состоянием (рис. 3). (Испытания проводились на образцах: ролик – диаметром 50 мм, шириной 10 мм из материала коленчатого вала; колодка – шириной 10 мм из материала вкладыша).

3. Метод дискретного упрочнения поверхности коренных и шатунных шеек чугунного коленчатого вала с последующей механической обработкой обеспечивает дискретное строение «белого» слоя с удовлетворительным качеством шероховатости поверхности и не снижает усталостную прочность чугуна (рис. 4).

В результате испытания образцов на задиростойкость и абразивную износостойкость было установлено, что образцы с дискретным упрочнением показали себя значительно лучше, чем образцы, прошедшие нормализацию и закалку ТВЧ.

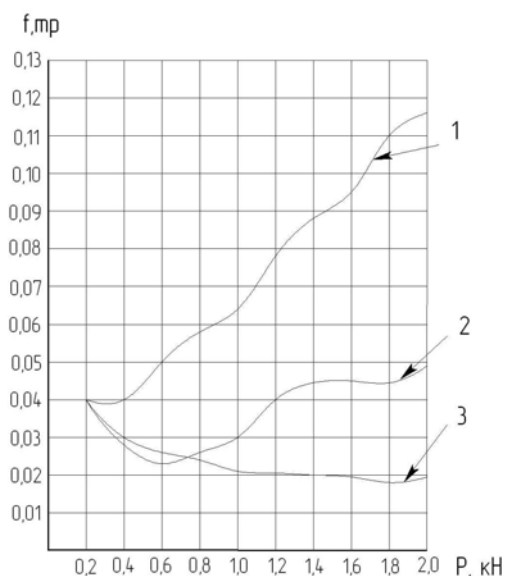


Рис. 3. Зависимость коэффициента трения от нагрузки:

1 – образцы серии 1 (нормализация); 2 – образцы серии 2 (закалка ТВЧ); 3 – образцы серии 3 (дискретное упрочнение)

Результаты, полученные в процессе выполнения лабораторных исследований, позволили рекомендовать метод дискретного упрочнения поверхности коренных и шатунных шеек чугунных коленча-

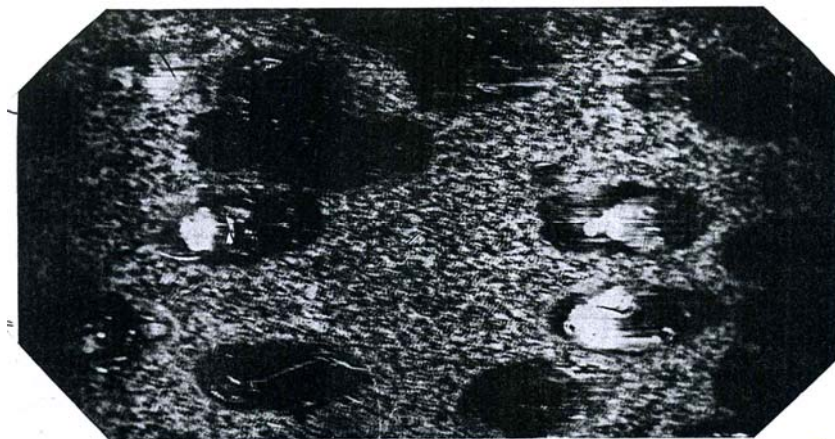


Рис. 4. Вид рабочей поверхности образцов, упрочнённых методом дискретного упрочнения

#### Список литературы:

1. Основы трибологии. Трение, износ, смазка / [М.И. Хейды др.]; под ред. А.В. Чичинадзе. – М.: Центр «Наука и техника», 1995. – 400 с. 2. Гарпунов Д. Н. Триботехника / Гарпунов Д. Н. – М.: Машиностроение, 1995. 3. Лужнов Ю.М. Триботехнические подходы к выбору технологии по улучшению работы машин и оборудования / Ю. М. Лужнов // Тяжелое машиностроение. – 2001 - №4 – С. 3 – 5.4. Хейды М. Теоретические основы / М. Хейды, А.В. Чичинадзе. – М.: Машиностроение, 1989. – 400 с. – (Справочник по три-

бологии, в трёх томах; т. 1. ) 5. Авдеевский В.С. Трибология и машиностроение / В. С. Авдеевский, М. А. Боновой // Трение и износ. - 1990. – Т. 11, №1. – С. 7 – 20. 6. Пронников А. С. Надёжность машин / Пронников А. С. – М.: Машиностроение, 1978. – 591 с. 7. Пат. 79336 Украина, МПК E21D 21/00, B23H9/00. Спосіб формування зносостійкої поверхні металевих виробів / Гончаров В. Г., Климова О. П.; заявитель и патентообладатель Гончаров В.Г. - №200505863; заявл. 14.06.05; опубл. 17.10.05, Бюл. №10, - 17 с.

#### Выводы

В результате проведенной работы предложен метод дискретного упрочнения поверхностей трущихся деталей двигателя, позволяющий при низких температурных нагрузках на деталь и минимальных энергетических затратах получить повышенную твердость упрочненного слоя.

Упрочнённая зона состоит из «белого» слоя с повышенной твёрдостью HRC 50 – 60 единиц при твёрдости сердцевины HRC 20 – 30 единиц и подслоя зоны с изменённым химическим составом и промежуточным (между «белым» слоем и сердцевиной образца) значением твёрдости.

Метод дискретного упрочнения позволил повысить износостойкость чугуна в 6 - 10 раз по сравнению с нормализованным состоянием и в 1,25 – 2,1 раза по сравнению с закалённым ТВЧ состоянием и при этом не снижает усталостную прочность.

В дальнейшем предполагается дать оценку эффективности применения этого метода для других конструкционных материалов.

621.436: 551.321.8

**О.В. Білогуб, канд. техн. наук, В.Т. Турчин, інж., В.О. Пильов, д-р техн. наук, М.В. Прокопенко, канд. техн. наук, С.М. Бакланов, студ., С.В. Силенок, студ.**

### РОЗРОБКА ЕКОНОМІЧНОЇ МОДЕЛІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ В СИСТЕМІ ПРОГНОЗУВАННЯ РЕСУРСНОЇ МІЦНОСТІ ДЕТАЛЕЙ КАМЕРИ ЗГОРЯННЯ

Однією з проблем, з якою стикаються при створенні перспективних конструкцій високофорсованих дизелів машин різного технологічного призначення, є забезпечення гарантованого ресурсу сукупності теплонапружених деталей. При цьому з метою прогнозування ресурсної міцності в якості необхідної теоретичної дослідницької бази приймають моделі експлуатації, що складаються з масиву полігонів навантажень двигуна [1-5]. Процедура призначення експлуатаційних полігонів здійснюється на основі врахування всіх представницьких видів робіт або операцій, що виконуються машиною, в ідеалі – на основі її річної зайнятості. При побудові моделей експлуатації виникає ряд труднощів [1,5]:

- наявність широкої номенклатури операцій, що виконуються при проведенні різного роду робіт відповідно до призначення машини;
- неоднозначний характер зміни параметрів двигуна при виконанні незмінного виду робіт;
- недостатній рівень знань динаміки процесів у системі двигун – машина – джерело навантаження.

Різними розробниками для двигунів однакового призначення отримані суттєво відмінні моделі експлуатації. Наприклад, розроблена в ІПМаш деталізована модель експлуатації налічує 19 представницьких полігонів (табл. 1), а розроблена в ГСКБД економічна модель має 9 представницьких полігонів (табл. 2). Тут в табл. 1,2  $\bar{N}_{ei}$  – відносна навантаження двигуна на  $i$ -му представницькому полігоні;  $\bar{N}_{ei} = N_{ei} / N_e$ ;  $N_e$  – номінальна ефективна потужність двигуна;  $\bar{P}_i$  – відносна наробка на цьому полігоні;  $\bar{P}_i = P_i / P$ ,  $P$  – ресурс двигуна,  $\sum \bar{P}_i = 1$ . Модель ІПМаш призначена для прогнозування ресурсу, а модель ГСКБД – для оцінки середньоексплуатаційної витрати палива. Саме останнім і можна пояснити їх суттєву відмінність.

Таблиця 1. Базова модель експлуатації тракторних дизелів сільськогосподарського призначення

Но- мер полі- гону, $i$	$\bar{N}_{ei}$	$\bar{P}_i$		
		Катего- рія 2	Катего- рія 3	Катего- рія 4
0	0	0,245	0,154	0,117
1	0,0825	0,021	0,02	0,017
2	0,0975	0,043	0,054	0,046
3	0,1075	0,067	0,096	0,087
4	0,2475	0,019	0,027	0,022
5	0,2925	0,028	0,046	0,042
6	0,315	0,069	0,06	0,057
7	0,4125	0,018	0,032	0,028
8	0,475	0,027	0,035	0,033
9	0,5125	0,103	0,085	0,098
10	0,5775	0,021	0,026	0,023
11	0,665	0,033	0,034	0,036
12	0,7175	0,103	0,09	0,105
13	0,7425	0,012	0,024	0,018
14	0,855	0,031	0,036	0,022
15	0,9	0,102	0,099	0,123
16	0,9075	0,008	0,012	0,007
17	0,9488	0,006	0,006	0,018
18	1,045	0,015	0,033	0,052

Поршень являється однією з найбільш теплонапружених деталей двигуна. Прогнозування його ресурсу на початкових стадіях проектування являється обов'язковою умовою успішного створення сучасних конструкцій ДВЗ. В [7] нами було виконано порівняльний аналіз впливу наведених моделей експлуатації на розрахункову величину накопичених пошкоджень кромки камери згоряння (КЗ) поршня та встановлено, що модель ГСКБД при форсуванні дизеля 4ЧН12/14 до 25 кВт/л дає завищений запас міцності на 38% у порівнянні до використання деталізованої моделі ІПМаш. Таким чином, висока економічність базової моделі експлуатації може викликати низьку достовірність прогнозування ресурсної міцності. Одночасно використання деталізованих моделей суттєво знижує економічність вирішуваної задачі, що не-

прийнятно на початкових стадіях проходження проекту. У зв'язку з зазначеним, проблема прогнозування ресурсної міцності супроводжується пошуком шляхів підвищення економічності існуючих деталізованих моделей експлуатації.

Таблиця 2. Базова модель багатопрофільної експлуатації тракторного двигуна сільськогосподарського призначення

Номер полігону, $i$	$\bar{N}_{ei}$	$\bar{P}_i$
0	0	0,035
1	0,23	0,022
2	0,35	0,175
3	0,5	0,158
4	0,65	0,412
5	0,7	0,075
6	0,85	0,07
7	0,9	0,022
8	0,93	0,031

Метою даної роботи є мінімізація кількості полігонів базової деталізованої моделі експлуатації дизеля, призначеної для прогнозування ресурсної

міцності теплонапружених деталей, зокрема поршня.

Визначним фактором, що впливає на ресурсну міцність поршня являється температура в зоні кромки КЗ. У зв'язку з означеним для наведених базових моделей експлуатації нами виконано розрахунки температурного стану поршня дизеля 4ЧН12/14 при його форсуванні до 25 кВт/л. Розглянуто варіанти струминного та галерейного охолодження поршня. Прогнозування температурного стану виконано для всіх представницьких полігонів базових моделей за табл.1 та 2 з використанням методу скінчених елементів (МСЕ). Для цього побудовано твердотільну модель поршня та ідентифіковано ГУ 3-го роду за методикою [4].

На рис.1 наведено приклад розрахунку температурного стану поршня зі струминним охолодженням на режимі, що відповідає полігону 17 табл. 1. В табл. 3 за приклад подано відповідні значення температур  $t_i$  в зоні кромки КЗ поршня з галерейним охолодженням (див. колонку 4) для кожного полігону моделі ППМаш (колонки 1-3).

Таблиця 3. Результати розрахунку температур в зоні кромки КЗ поршня та згортка моделі експлуатації тракторного двигуна 3-ї категорії

Базова модель ППМаш				Згорнута модель			
Номер полігону, $i$	$\bar{N}_{ei}$	$\bar{P}_i$	$t_i, ^\circ C$	Номер полігону $i^*$	Середнє навантаження на полігоні $\bar{N}_{срi}^*$	Сумарна наробка $\bar{P}_{срi}$	Середня температура на полігоні $t_{срi}, ^\circ C$
1	2	3	4	5	6	7	8
0	0	0,154	175,26	0	0	0,154	175,26
1	0,0825	0,02	183,466	1	0,0973	0,170	184,5
2	0,0975	0,054	184,958	2	0,2475	0,027	199,879
3	0,1075	0,096	185,953	3	0,3452	0,138	209,1
4	0,2475	0,027	199,879	4	0,5013	0,120	224,4
5	0,2925	0,046	204,355	5	0,6307	0,060	237,1
6	0,315	0,06	206,593	6	0,7411	0,114	247,9
7	0,4125	0,032	216,292	7	0,8680	0,036	260,308
8	0,475	0,035	222,509	8	0,9175	0,111	265,2
9	0,5125	0,085	226,239	9	0,9488	0,006	269,633
10	0,5775	0,026	232,705	10	1,045	0,033	279,207
11	0,665	0,034	241,408				
12	0,7175	0,09	246,63				
13	0,7425	0,024	249,117				
14	0,855	0,036	260,308				
15	0,9	0,099	264,784				
16	0,9075	0,012	265,53				
17	0,9488	0,006	269,633				
18	1,045	0,033	279,207				

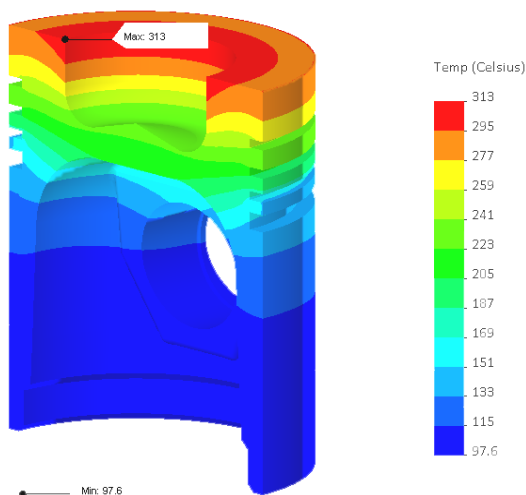


Рис.1. Температурний стан поршня дизеля ЧН12/14

Видно, що для ряду полігонів знайдені температури є достатньо близькими. Тому нами пропону-

ється поєднання окремих полігонів базової деталізованої моделі за температурою. При цьому об'єднуються такі полігони, різниця температур для кромки КЗ яких не перевищує 5%. З таблиці видно, що об'єднано полігони 1-3, 5-7, 8-9, 10-11, 12-13, 15-16. Це дозволило отримати вдвічі меншу кількість полігонів згорнутої моделі експлуатації (колонки 5-7). Для тракторного двигуна 4-ї категорії встановлено, що об'єднанню підлягають ті самі полігони, що й для 3-ї категорії.

Порівняння отриманої згорнутої моделі експлуатації тракторного двигуна 3-ї категорії з моделлю, розробленою у ГСКБД, проведено у табл. 4, те саме для 4-ї категорії – в табл. 5.

Аналогічну процедуру згортки виконано за даними температурного стану поршня зі струминним охолодженням. При цьому отримані згорнуті моделі не відрізняються від згорнутих моделей табл. 4,5.

Таблиця 4. Порівняння базової моделі ГСКБД та отриманої економічної моделі 3-ї категорії

Номер полігону $i$	Базова модель ГСКБД			Номер полігону $i$	Згорнута модель		
	$\bar{N}_{ei}$	$\bar{P}_i$	$t_i, ^\circ C$		$\bar{N}_{ei}$	$\bar{P}_i$	$t_i, ^\circ C$
1	2	3	4	5	6	7	8
0	0	0,035	175,26	0	0	0,154	175,26
-	-	-	-	1	0,0973	0,170	184,79
1	0,23	0,022	197,795	2	0,2475	0,027	199,88
2	0,35	0,175	209,55	3	0,3452	0,138	209,08
3	0,5	0,158	224,25	4	0,5013	0,120	224,37
4	0,65	0,412	238,947	5	0,6307	0,060	237,06
5	0,7	0,075	243,846	6	0,7411	0,114	247,87
6	0,85	0,07	258,543	7	0,8680	0,036	260,31
7	0,9	0,022	263,442	8	0,9175	0,111	265,16
8	0,93	0,031	266,381	9	0,9488	0,033	269,63
				10	1,045	0,006	279,21

Таблиця 5. Порівняння базової моделі ГСКБД та отриманої згорнутої моделі 4-ї категорії

Номер полігону $i$	Базова модель ГСКБД			Номер полігону $i$	Згорнута модель		
	$\bar{N}_{ei}$	$\bar{P}_i$	$t_i, ^\circ C$		$\bar{N}_{ei}$	$\bar{P}_i$	$t_i, ^\circ C$
1	2	3	4	5	6	7	8
0	0	0,035	175,26	0	0	0,154	175,26
-	-	-	-	1	0,0973	0,17	186,4487
1	0,23	0,022	201,71	2	0,2513	0,022	204,156
2	0,35	0,175	215,51	3	0,3452	0,127	214,95467
3	0,5	0,158	232,76	4	0,5013	0,131	232,905
4	0,65	0,412	250,01	5	0,6307	0,059	247,791
5	0,7	0,075	255,76	6	0,7411	0,123	260,4875
6	0,85	0,07	273,01	7	0,868	0,022	275,081
7	0,9	0,022	278,76	8	0,9175	0,13	280,773
8	0,93	0,031	282,21	9	0,95	0,018	286,027
				10	1,045	0,052	297,264

Аналіз даних таблиць 4,5 свідчить, що усі полігони моделі ГСКБД (0,1-8) є близькими до полігонів 0,2-9 нової згорнутої моделі. Режими 1, 10 останньої назвемо додатковими. При цьому слід зазначити, що наявні у згорнутій моделі додаткові полігони відповідають максимальному та мінімальному рівню навантаження двигуна. Це суттєво впливатиме на величину накопичених пошкоджень в зоні кромки КЗ та пояснює завищення запасу ресурсної міцності при використанні моделі ГСКБД. За результатами виконаної роботи можна сформулювати загальний висновок. Створено економічну модель експлуатації тракторного дизеля, призначену для системи прогнозування ресурсної міцності деталей камери згоряння. Встановлено, що в загальному випадку склад полігонів економічних моделей експлуатації двигунів визначається призначенням цих моделей.

Подальший напрямок робіт пов'язано з перевіркою області адекватності запропонованих моделей.

#### Список літератури:

1. Багиров Д. Д. Двигатели внутреннего сгорания строительных и дорожных машин. / Д. Д. Багиров А. В. Златопольский. – М. : Машиностроение, 1974. – 220 с. 2. Луцицкий Ю. В. Эксплуатационный расход топлива и метод его определения / Ю. В. Луцицкий, А. Г. Косулин // Двигатели внутреннего сгорания. – 1985. – № 41. – С. 96 – 104. 3. Ажипто Н. А. Прогнозирование долговечности подшипников скольжения тракторных двигателей на стадии их проектирования / Н. А. Ажипто, Б. К. Балюк // Двигателестроение. – 1985, №8. – С.17–20. 4. Пильов В. О. Автоматизоване проектування поршнів швидкохідних дизелів із заданим рівнем тривалої міцності/В.О.Пильов. – Харьков: Издательский центр НТУ «ХПИ», 2001. – 332 с. – (Монография). 5. Парсаданов И.В. Повышение качества и конкурентоспособности дизелей на основе комплексного топливно-экологического критерия / И.В. Парсаданов. – Харьков: Издательский центр НТУ «ХПИ», 2003. – 244 с. – (Монография). 6. Пылева Т. К. Разработка теоретических нестационарных моделей нагружения двигателей машин различного назначения / Т. К. Пылева, В. Т. Турчин // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – №1 – С.125-133. 7. Турчин В. Т. Удосконалення методики визначення ресурсної міцності поршнів тракторних дизелів / В. Т. Турчин, В. О. Пильов, А. П. Кузьменко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – №2. – С. 30–35.

УДК 621.436:621.43.016.7

*А.Г. Крушодольский, канд. техн. наук., Е.В. Гришина, инж.*

## КОРРЕКТИРОВКА ТЕПЛОВОЗНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ФОРСИРОВАННОГО ДИЗЕЛЯ МАГИСТРАЛЬНОГО ТЕПЛОВОЗА

### **Введение и постановка задачи**

В «Укрзалізнице» длительное время проводились работы по установке на тепловозе 2ТЭ116 дизеля 1Д80Б (16ЧН26/27) более экономичного, но и более массивного и габаритного, чем дизель прототип 5Д49. Нами предлагается для этого тепловоза дизель 4Д80 (12ЧН26/27) меньший по массогабаритным показателям. При использовании дизеля 4Д80 габарит по длине уменьшается, что позволяет свободно передвигаться в силовом отсеке тепловоза.

### **Цели и задачи исследования**

Цель данного исследования - определение эффективности от применения на тепловозе 2ТЭ116 отечественного дизеля 4Д80 и выбор оптимальной тепловозной характеристики, способствующей повышению экономичности и надежности предлагаемого двигателя в эксплуатации.

**Обработка и анализ дальнейшего исследования**

Исследования проводились расчетным методом, изложенным в работе [1]. Были проведены расчеты рабочих процессов дизеля 4Д80 на всех позициях контроллера машиниста (КМ) с учетом соответствующей временной загрузкой  $\tau$  на каждой позиции. Параметры позиций соответствуют дизелю прототипу и приведены в табл.1.

Как видим, данный дизель в эксплуатации в большей степени загружен на 8...11 позициях КМ и на режиме холостого хода.

Расчетное исследование проводилось при штатных значениях фаз газораспределения: угол открытия выпускных клапанов  $\varphi_e = 130^\circ$  п.к.в.; угол закрытия выпускных клапанов  $\varphi_e = 405^\circ$  п.к.в.; угол открытия впускных клапанов  $\varphi_d = 390^\circ$  п.к.в.; угол закрытия впускных клапанов  $\varphi_d = 584^\circ$  п.к.в. Степень сжатия была принята  $\varepsilon = 13$ ; площадь проходного сечения соплового аппарата турбины турбокомпрессора ТК35  $F_{ca} = 100 \text{ см}^2$  ( $50 \text{ см}^2$  на каждый из двух



выпускных коллекторов); угол начала впрыска топлива в цилиндре  $\varphi_{en} = 713^\circ$  п.к.в.; объемы выпускных коллекторов, соответственно,  $V_{T1} = 63$  л и  $V_{T2} = 67$  л. Расчетные параметры рабочих процессов дизеля

4Д80 на всех точках исходной тепловозной характеристики, приведенной в табл.1, представлены на рис.1 и 2 штрих - пунктирными кривыми.

Таблица 1. Загрузка дизеля тепловоза 2ТЭ116 в эксплуатации на всех позициях КМ

Номер позиции	$N_e$ , кВт	$n$ , мин <sup>-1</sup>	$\tau$ , %	Номер позиции	$N_e$ , кВт	$n$ , мин <sup>-1</sup>	$\tau$ , %
0	33	300	52,0	8	1170	675	4,5
1	180	300	0	9	1320	720	5,0
2	290	390	2,0	10	1450	770	7,5
3	415	450	2,0	11	1660	815	5,5
4	555	490	3,5	12	1815	860	2,7
5	670	530	2,5	13	2000	910	2,0
6	830	580	3,5	14	2125	955	1,5
7	990	630	3,0	15	2250	1000	1,8

Анализируя полученные результаты, можно сделать следующие выводы. Дизель на номинальном режиме имеет высокий уровень форсирования по среднему эффективному давлению ( $p_e = 15,63$  бар). При этом давление наддувочного воздуха составляет  $p_K = 3,17$  бар, среднее противодавление в выпускном коллекторе –  $p_{T\text{cp}} = 2,95$  бар. Продувка цилиндра практически отсутствует ( $v = 0,0083$ ) и наблюдается заброс газов в цилиндр ( $\gamma = 0,0346$ ). При этом температура выпускных газов не превышает допустимого значения и составляет  $T_T = 801$  К < 823 К. Высокий уровень наддува способствует высокому уровню коэффициента избытка воздуха ( $\alpha = 2,357$ ) и достаточно высокому индикаторному КПД ( $\eta_i = 0,476$ ). Двухходовая турбина из-за наличия геометрической и кинематической парциальностей имеет пониженный КПД ( $\eta_T = 0,755$ ). Также низким на данном режиме работы является и КПД компрессора ( $\eta_K = 0,744$ ). Это вызывает повышенные насосные потери ( $p_{nc} = - 0,4376$  бар) и, как следствие, пониженный механический КПД ( $\eta_m = 0,88$ ). Высокий уровень индикаторного КПД является следствием высокого значения максимального давления сгорания ( $p_z = 139$  бар) и влияет на снижение удельного эффективного расхода топлива ( $g_e = 0,201$  кг/(кВт·ч)). Достаточно низкий уровень на режиме номинальной мощности имеет и удельный выброс оксидов азота ( $g_{NO} = 8,8$  г/(кВт·ч)). Ухудшение параметров наблюдается на частичных режимах тепловозной характеристики. Как известно, при высоких степенях сжатия в цен-

тробежных компрессорах свободных турбокомпрессоров на малых нагрузках резко падает КПД компрессора и уровень наддува. В нашем случае система газотурбинного наддува была настроена на наиболее нагруженные режимы 8...11 позиций КМ. При этом КПД компрессора были достигнуты наибольшие ( $\eta_K = 0,82$ ) и, следовательно, была получена высокая топливная экономичность. Но, начиная с седьмой позиции КМ, КПД компрессора резко падает, что вызывает значительное падение давления наддува ( $p_K = 1,1...1,5$  бар), коэффициента избытка воздуха ( $\alpha = 1,47$ ) и рост температуры выпускных газов выше допустимой величины ( $t_{Tmax} = 550^\circ$  С). При этом значительно снижается надежность дизеля в эксплуатации, повышается дымность и токсичность выхлопных газов (например, возрастает концентрация оксидов азота, как это видно на рис.2). Кроме того, требуются дорогостоящие материалы для изготовления лопаток турбины. Необходимо отметить еще и малый уровень продувки цилиндра на форсированных режимах 12...15 позиций КМ ( $v < 0,05$ ). Последнее по данным исследования [3] приведет к росту температур выпускных клапанов, что значительно снижает надежность их работы. Что касается топливной экономичности, то на рис.1 видно, что практически на всех режимах удельный эффективный расход топлива  $g_e$  у дизеля 4Д80 ниже, чем у дизеля 1Д80 (пунктирная кривая) и значительно ниже, чем у дизеля 5Д49 (точечная кривая).

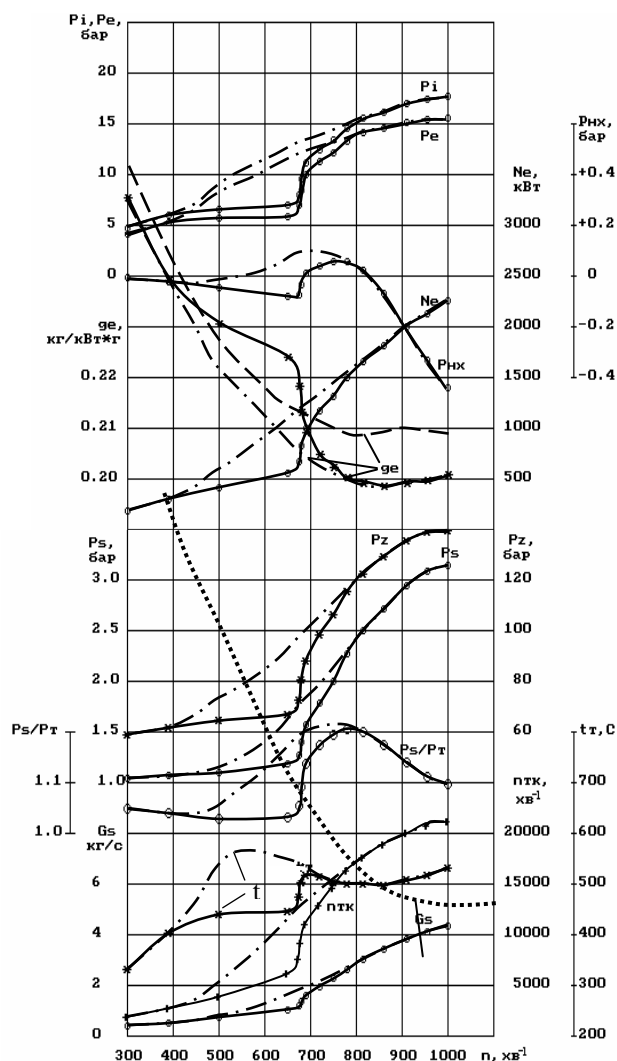


Рис. 1. Изменение параметров дизеля 4Д80 при его работе по тепловозной характеристике 2ТЭ116  
 - - - - - по штатной характеристике тепловоза 2ТЭ116  
 ————— по скорректированной характеристике

Пунктиром для сравнения показано изменение  $g_e$  дизеля 1Д80, точками – изменение  $g_e$  дизеля 5Д49

Таблица 2. Исходные и скорректированные значения частот вращения коленчатого вала дизеля 4Д80 по позициям КМ

Номер позиции	$N_e$ , кВт	$n_{исх}$ , мин <sup>-1</sup>	$n_{скор}$ , мин <sup>-1</sup>
3	415	450	500
4	555	490	650
5	670	530	675
6	830	580	680
7	990	630	690
8	1170	675	720
9	1320	720	750
10	1450	770	780

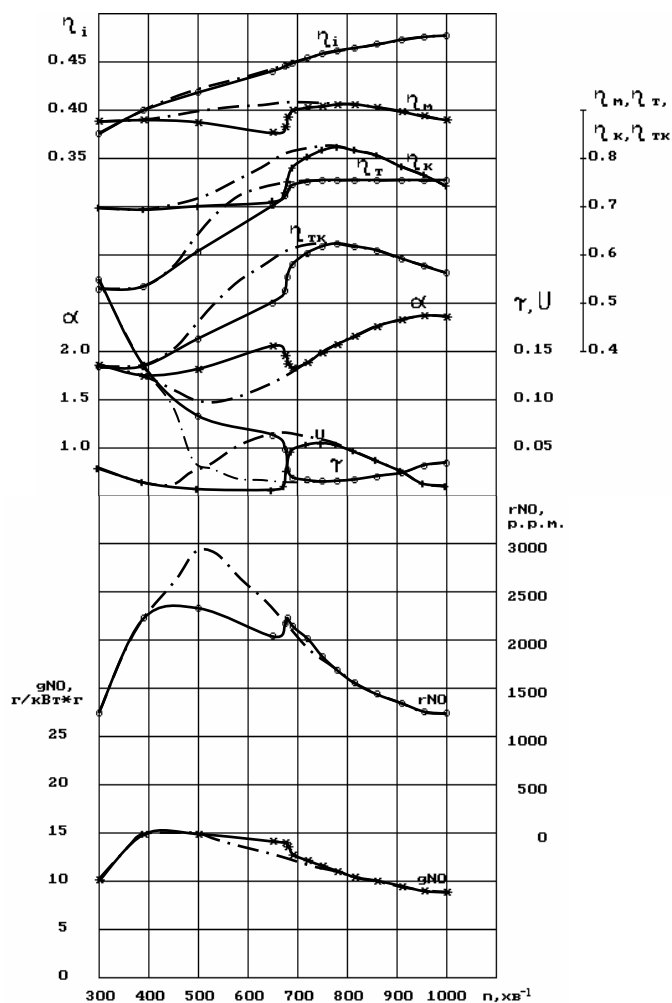


Рис. 2. Изменение параметров дизеля 4Д80 при его работе по тепловозной характеристике 2ТЭ116  
 - - - - - по штатной характеристике тепловоза 2ТЭ116  
 ————— по скорректированной характеристике

Такая корректировка требует изменений в системах возбуждения и нагрузки генератора, что вполне выполнимо. Результаты расчета рабочих процессов дизеля 4Д80 на каждой позиции КМ по скорректированной характеристике приведены на рис.1 и 2 сплошными кривыми.

Анализируя эти результаты можно заключить, что при увеличении частот вращения коленчатого вала на выше оговоренных режимах коэффициенты избытка воздуха  $\alpha$  на них увеличились. Наименьшее значение  $\alpha$  выросло с  $\alpha = 1,47$  до  $\alpha = 1,87$ . При этом

на 0,01...0,02 возрос уровень индикаторного КПД. Уменьшились на 15...60°C температуры выпускных газов. Максимальная температура выпускных газов перед турбиной ( $t_T = 528^\circ\text{C}$ ) наблюдается теперь только на режиме номинальной мощности. Максимальная температура выпускных газов на частичных режимах составляет  $t_T = 515^\circ\text{C}$ , которая ниже предельно допустимых значений ( $550^\circ\text{C}$ ). Среднеэксплуатационный удельный эффективный расход топлива практически не изменился ( $g_{\text{срз.}} = 0,211$  кг/(кВт·ч)).

На 9-ой и 10-ой позициях КМ по КПД компрессора  $\eta_K$  и расходу воздуха  $G_s$  рабочие точки совместной работы компрессора с дизелем сдвинулись вправо от опасной помпажной зоны. Несколько уменьшилась интенсивность продувки цилиндра, хотя по данным [3] она остается достаточной ( $\nu = 0,05$ ). Этот уровень продувки должен обеспечить охлаждение выпускных клапанов в форсированном дизеле. Практически не увеличились удельные выбросы оксидов азота, которые и по штатной, и по скорректированной тепловозным характеристикам не превышают 12 г/(кВт·ч), что значительно ниже допустимых значений [4].

#### Выводы

1. Отечественный дизель 4Д80 (12ЧН26/27)

УДК 621.436

*А.Е. Свистула, д-р техн. наук, Д.Д. Матиевский, д-р техн. наук*

## ВЛИЯНИЕ УТЕЧЕК В ПРЕЦИЗИОННЫХ СОПРЯЖЕНИЯХ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ ДИЗЕЛЯ НА ИНДИКАТОРНЫЙ КПД

### Введение

Одной из причин снижения удельных показателей дизеля в эксплуатации – снижения экономичности, повышения токсичности отработавших газов – является увеличение зазоров между деталями топливной аппаратуры (ТА) в плунжерной паре и распылителе. Износ ТА дизеля приводит к росту утечек топлива через зазоры, снижению давления впрыскивания, скорости впрыскивания, дальности факела топлива, нарушению смесеобразования и, как следствие, увеличению расхода топлива, повышению токсичности отработавших газов. При снижении частоты вращения (особенно на пусковых режимах) и использовании маловязких топлив негативное дей-

обеспечивает достижение необходимых уровней мощностей при эксплуатации тепловоза 2ТЭ116.

2. Дизель 4Д80 по расходу топлива на 5% экономичнее дизеля 1Д80 и на 19% - дизеля 5Д49.

3. При использовании скорректированной тепловозной характеристики, на которой максимальная температура выпускных газов ( $528^\circ\text{C}$ ) достигается только на кратковременном по нагрузке в эксплуатации режиме номинальной мощности, можно гарантировать надежную работу дизеля 4Д80 в качестве теплосиловой установки тепловоза 2ТЭ116.

### Список литературы:

1. Крушедольський О.Г. Моделювання робочих процесів транспортних дизелів на експлуатаційних режимах: навч. посібник / О.Г. Крушедольський. – Х.: УкрДАЗТ, 2007. – 218 с.
2. Хомич А.З. Топливная эффективность и вспомогательные режимы тепловозных дизелей / Хомич А.З. – М.: Транспорт, 1987. – 271 с.
3. Крушедольский Г.И. Влияние продувки камеры сгорания на температуру деталей двигателя Д70 / Г.И. Крушедольский, В.А. Звонов // Известия вузов. Энергетика. – 1962. – №10. – С. 80-85.
4. Викиди забруднюючих речовин з відпрацьованими газами тепловозних дизелів. Норми та методи визначення: ДСТУ 32001-94. – [Чинний від 1994-10-06]. – К., 1994. – 60 с. – (Національний стандарт України).

ствие утечек значительно возрастает [1]. Однако в литературе отсутствует количественная и качественная связь величины утечек и параметров рабочего процесса дизеля, эффективности использования теплоты в цикле.

Статья посвящена разработке метода и анализу результатов расчетно-экспериментального исследования влияния утечек топлива в прецизионных сопряжениях плунжерной пары топливного насоса и форсунки на индикаторный КПД и коэффициенты неиспользования теплоты.

### Методика исследования

Для численного исследования утечек топлива принят метод гидродинамического расчета ТА дизе-

ля [2].

Исследуемая система топливоподачи представляет собой классическую разделенную систему впрыскивания топлива (рис. 1).

Полагаем, что в полости насоса высокого давления утечки топлива наблюдаются по зазорам направляющей части плунжера в отсечное  $Q_{oo}$  и наполнительное  $Q_{но}$  отверстия, а также по компрессионной части  $Q_k$ ; в полости форсунки утечки топлива наблюдаются по направляющей части иглы  $Q_{yf}$ .

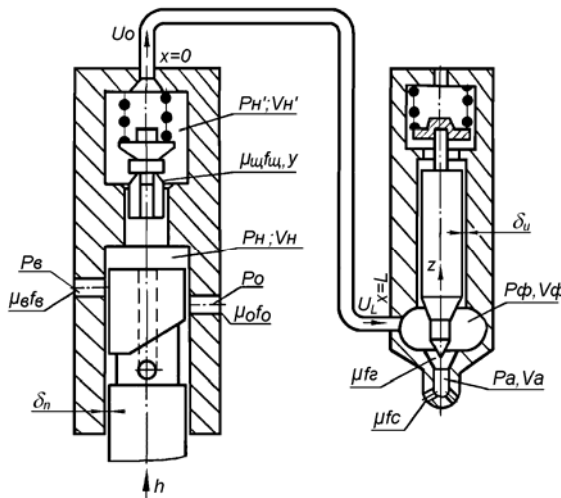


Рис. 1. Расчетная схема опытной топливной системы

В соответствие [2] и рис.1 можно записать следующие выражения для расчета утечек.

Утечки топлива через зазоры в поршневой (компрессионной) части плунжера

$$Q_k = \frac{0,036 A d_n}{l_n} \cdot p_{n1} \quad (1)$$

Утечки топлива в наполнительное отверстие

$$Q_{но} = \frac{0,072 A n_e (p_{n1} - p_e)}{\ln \left[ \frac{2(h - h_e) \sin \beta_e}{r_e} - 3 \right]} \quad (2)$$

Утечки топлива в отсечное отверстие

$$Q_{oo} = \frac{0,072 A n_o (p_{n1} - p_e)}{\ln \left[ \frac{2(h_o - h) \sin \beta_o}{r_o} + 1 \right]} \quad (3)$$

где  $A = \frac{(\delta_n + 0,652 \cdot 10^{-13} p_{n1})^3}{\nu \rho}$ ;  $p_{n1}$  - давление топлива

в надплунжерной полости в начале расчетного интервала;  $\delta_n$  - зазор в компрессионной части плунжера;  $\nu, \rho$  - динамическая вязкость и плотность топли-

ва;  $d_n, l_n$  - диаметр плунжера и длина компрессионной части плунжера;  $n_e, n_o$  - количество наполнительных и отсечных отверстий;  $h$  - ход плунжера;  $h_e$  - расстояние от нагнетательной кромки до нижней кромки наполнительного отверстия;  $h_o$  - длина золотниковой части плунжера под отсечным отверстием;  $r_e, r_o$  - радиус наполнительного и отсечного отверстий;  $\beta_e, \beta_o$  - угол наклона нагнетательной и отсечной кромки плунжера к его оси.

Утечки топлива через зазор между иглой и корпусом распылителя

$$Q_{yf} = \frac{\pi d_u \delta_u^3 p_{ф1}}{96 \nu \rho l_u} \quad (4)$$

где  $d_u, l_u$  - диаметр и длина компрессионной части иглы;  $\delta_u$  - зазор между иглой и корпусом распылителя;  $p_{ф1}$  - давление в кармане корпуса распылителя в начале расчетного интервала времени.

Для анализа тепловыделения и индикаторного КПД поршневого двигателя внутреннего сгорания (ДВС) использован метод [3, 4], в соответствии с которым индикаторный КПД  $\eta_i$  представляет собой разность относительного количества располагаемой теплоты, введенной в цикл, и долей потерянной  $\Delta X_{нп}$  и неиспользуемой  $\delta_i$  теплоты в цикле

$$\eta_i = 1 - \Delta X_{нп} - \delta_s - \delta_{нс} - \delta_k - \delta_w \quad (5)$$

где неиспользование теплоты  $\delta_i$  определяется по уравнению непосредственной связи индикаторного КПД с характеристиками выделения и отвода теплоты от рабочего тела (РТ), которые описывают одну из сторон внутрицилиндровых процессов: выгорания топлива, теплообмена, диссоциации и пр., и выражается коэффициентами неиспользования теплоты  $\delta_s, \delta_{нс}, \delta_k = \delta_c + \delta_i, \delta_w$  соответственно в эталонном цикле, от несвоевременности ввода, переменности состава и температуры РТ, по причине отвода теплоты по ходу развития цикла, расчет которых подробно описан в [3, 4].

### Результаты исследования

Расчетно-экспериментальные исследования проводились применительно к топливной аппаратуре типа ТН 10×10 дизеля Ч13/14.

Наибольшие утечки в плунжерной паре (более 95 %) наблюдаются в наполнительное и отсечное отверстия, и лишь менее 5 % - через компрессионную часть плунжера. Наибольшая скорость утечек наблюдается в момент впрыскивания и продолжается в течение 8-10° п.кул.в. Утечки через компресси-

онную часть плунжера уменьшаются с увеличением ее длины и могут быть практически устранены введением аккумулирующего объема в виде кольцевых канавок. Утечки топлива через зазор между иглой и корпусом распылителя форсунки очень незначительны и составляют сотые доли процента от общего объема утечек.

С увеличением зазора в плунжерной паре (рис. 2) утечки резко возрастают. Следует отметить, что износ плунжерной пары происходит неравномерно, даже при небольшом среднем зазоре утечки могут достигать значительных величин.

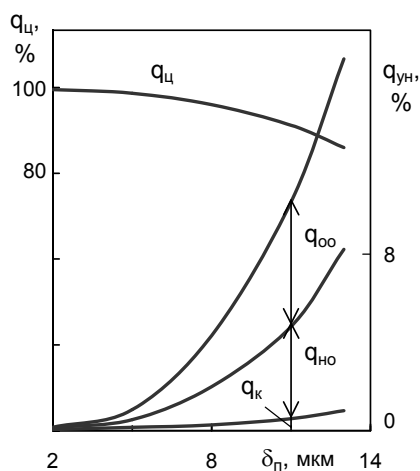


Рис. 2. Влияние зазора в плунжерной паре на цикловую подачу и утечки топлива

Увеличение диаметра плунжера приводит к относительному уменьшению площади зазора и, соответственно, (при неизменной цикловой подаче топлива) к снижению доли утечек при одновременном росте динамики впрыскивания – увеличивается давление и сокращается продолжительность впрыскивания.

С увеличением относительной величины суммарных утечек топлива  $q_{у}$  (рис. 3) наблюдается запаздывание угла начала подачи топлива  $\Delta\varphi_{нв}$ , уменьшение максимального  $P_{ф\ max}$  и среднего  $P_{ф\ ср}$  давления и соответственно объемной скорости впрыскивания, увеличение продолжительности подачи топлива  $\varphi_{впр}$  (при сохранении цикловой порции топлива, поданной в цилиндр). Следует отметить, что при достижении относительной величины утечек более 15 %, объемная скорость поступления топлива в форсунку снижается настолько, что возможна промежуточная посадка иглы форсунки и дробное впрыскивание топлива. Отмеченное явление приводит к

дополнительному увеличению продолжительности впрыскивания топлива, снижению давления и соответственно динамики впрыскивания топлива.

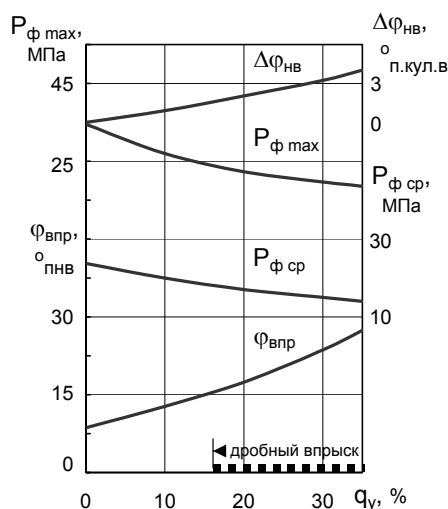


Рис. 3. Зависимость параметров впрыскивания от относительной величины суммарных утечек топлива ( $q_{ц} = const$ )

На рис. 4. показано изменение параметров тепловыделения и баланса теплоты в зависимости от суммарных утечек топлива при условии сохранения неизменными угла начала подачи топлива  $\varphi_{нв}$  и цикловой порции топлива  $q_{ц}$ , поданной в цилиндр. Продолжительность  $\varphi_{впр}$  и давление  $P_{ф}$  впрыскивания, соответствуют данным рис. 3. Увеличение суммарных утечек  $q_{у}$  при сохранении цикловой порции топлива  $q_{ц}$  вызывает незначительное падение среднего индикаторного давления  $P_i$ , при этом наблюдается перераспределение долей теплоты, выделившейся во взрывной  $X_I$  и диффузионной  $X_{II}$  фазах в сторону увеличения  $X_{II}$ . Угол достижения максимальной скорости тепловыделения во взрывной фазе  $\varphi_I$  практически остается неизменным, а угол  $\varphi_{II}$  смещается в сторону его увеличения. Такой рост тепловыделения в диффузионной фазе в более поздний период относительно ВМТ приводит к значительному увеличению коэффициентов, определяемых несвоевременностью ввода теплоты  $\delta_{нс}$  на 1,5 % и ее неполнотой  $\Delta_{нп}$  на 1 %. Другие коэффициенты не претерпевают существенных изменений. В целом, увеличение утечек топлива  $q_{у}$  до 30 % вызывает падение индикаторного КПД  $\eta_i$  на 0,02, что составляет более 4,5 % от его величины.

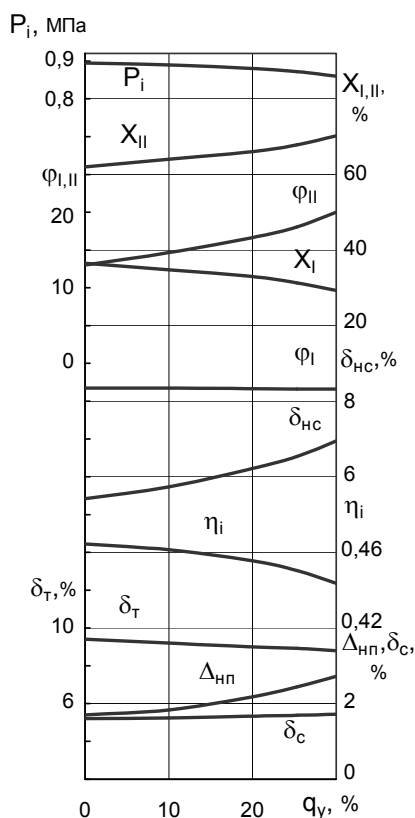


Рис. 4. Параметры тепловыделения и составляющие баланса теплоты в зависимости от суммарной утечки топлива ( $q_u = \text{const}$ ,  $\varphi_{нв} = \text{const}$ ,  $n = \text{const}$ )

С увеличением утечек топлива  $q_y$  до 30 % одновременно происходит запаздывание угла начала впрыскивания топлива  $\varphi_{нв}$  (рис. 3). Такое изменение характеристики впрыскивания приводит к снижению среднего индикаторного давления  $P_i$ , индикаторного КПД  $\eta_i$ , что вызвано значительным ростом коэффициентов несвоевременности  $\delta_{нс}$  и неполноты  $\Delta_{нп}$  ввода теплоты соответственно на 2,5 % и 1,5 % (рис. 5). В целом, индикаторный КПД  $\eta_i$  снижается на 0,037, что составляет к уровню его начального значения почти 8 %. Таким образом, увеличение утечек топлива до 30 % по отношению к цикловой порции даже при их компенсации увеличением активного хода плунжера приводит к снижению индикаторной экономичности на 8 %.

При восстановлении прецизионных изделий ТА модифицированием их рабочих поверхностей методом плакирования поверхности трения металлами можно добиться устранения падения показателей рабочего процесса, вызываемого износом элементов ТА [5].

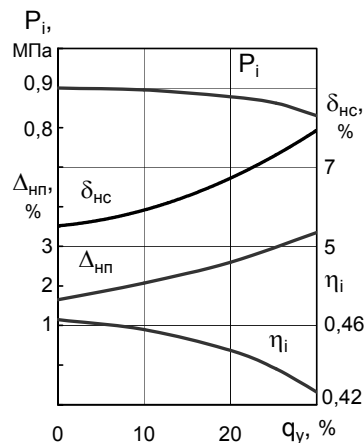


Рис. 5. Составляющие баланса теплоты в зависимости от суммарной утечки топлива ( $q_u = \text{const}$ ,  $\varphi_{нв} = \text{var}$ ,  $n = \text{const}$ )

### Заключение

Реализован расчетный метод, позволяющий исследовать влияние утечек топлива через зазоры в прецизионных деталях ТА на параметры впрыскивания, рабочего процесса и индикаторный КПД. Установлена количественная и качественная связь величины утечек в прецизионных элементах и параметров рабочего процесса дизеля, эффективности использования теплоты в цикле: наличие утечек вызывает снижение относительной скорости впрыскивания топлива, рост коэффициентов несвоевременности  $\delta_{нс}$  и неполноты  $\Delta_{нп}$  ввода теплоты, что определяет снижение индикаторного КПД  $\eta_i$  на 8 %. Предложено восстановление прецизионных изделий ТА модифицированием их рабочих поверхностей методом плакирования поверхности трения.

### Список литературы:

1. Подача и распыливание топлива в дизелях / [И. В. Астахов, В. И. Трусов, А. С. Хачиян и др.]. – М.: Машиностроение, 1972. – 359 с.
2. Топливная аппаратура дизелей / [Ю. Я. Фомин, Г. В. Никонов, В. Г. Ивановский]. – М.: Машиностроение, 1982. – 168 с.
3. Матиевский Д. Д. Метод анализа индикаторного КПД рабочего цикла двигателя / Д. Д. Матиевский // Двигателестроение. – 1984. – № 6. – С. 7–11.
4. Свистула А. Е. Метод анализа индикаторной экономичности рабочего цикла поршневого двигателя / А. Е. Свистула, Д. Д. Матиевский // Всероссийский семинар кафедр вузов по теплофизике и теплоэнергетике: сб. науч. тр. / Сибирский федеральный ун-т. – Новосибирск: изд-во ИТ СО РАН, 2009. – С. 66.
5. Приходько Е. Е. Применение металлоплакирующих составов в ДВС / Е. Е. Приходько, А. Е. Свистула, Д. Д. Матиевский // Совершенствование мощностных, экономических и экологических показателей ДВС: научн.-практ. семинар. – Владимир: изд-во Владим. гос. ун-та, 1997. – С. 30–31.

УДК 621.43.016.4

**В.В. Шпаковский, канд. техн. наук**

## ИЗМЕНЕНИЕ СКОРОСТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ДИЗЕЛЕЙ МАНЕВРОВЫХ ТЕПЛОВОЗОВ В ПРОЦЕССЕ ДЛИТЕЛЬНОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ

### Постановка проблемы

В процессе эксплуатации тепловозов происходит износ силовых установок и, как следствие, снижение реостатной мощности дизелей и увеличение расходов на ремонт и эксплуатацию. Своевременное проведение текущих ремонтов способствует улучшению эксплуатационных характеристик и повышению реостатной мощности но не восстанавливает их до первоначальных значений.

### Выделение нерешенных частей общей проблемы

Восстановление характеристик дизельных двигателей, после длительной эксплуатации, при проведении ТР-3 с заменой ЦПГ на новые является нерешенной частью общей проблемы.

### Способы решения проблемы

Одним из вариантов повышения реостатной мощности дизеля после длительной эксплуатации может служить установка в дизель поршней с корундовым поверхностным слоем при проведении плановых ремонтов [1,2].

### Цели и задачи исследований

Целью данного исследования является оценка влияния корундовых поршней, установленных в дизель тепловоза ЧМЭ-3, на повышение реостатной мощности после замены цилиндро-поршневой группы и сравнение с реостатной мощностью серийного дизеля после капитального ремонта с заменой цилиндро-поршневых групп. Для выполнения этой цели были поставлены задачи:

- подобрать 2 тепловоза одного года выпуска;
- в один из дизелей тепловоза установить «корундовые» поршни;
- исследовать изменение реостатной мощности дизелей после длительной эксплуатации, при проведении реостатных испытаний;
- оценить влияние «корундовых» поршней на величину снижения реостатной мощности.

### Обоснование научных и практических результатов

По решению НТС и экспертного совета №2 «Укрзалізниці» по повышению ресурса и уровня эксплуатационных характеристик дизельных двига-

телей за счёт внедрения поршней с керамическим рабочим слоем от 29.10.1992 г., дизель К6S310DR тепловоза ЧМЭ-3 №6830, выпуска 11.1989 г. в феврале 1993 г. был оснащен поршнями с корундовым поверхностным слоем. С 01.03.1993 г. проводятся эксплуатационные ресурсные испытания с измерением параметров дизель-генератора на режимах тепловозной характеристики при проведении реостатных испытаний, по согласованию со службами «Укрзалізниці».

Для сравнения реостатных характеристик был подобран серийный тепловоз ЧМЭ-3 №6835 выпуска 11.1989 г. Контрольные наблюдения эксплуатационных характеристик дизеля тепловоза ЧМЭ-3 №6835 осуществлялись при проведении реостатных испытаний 12.1995 г., 12.1999 г., 07.2002 г., 2005 г. и 11.2008 г., а тепловоза ЧМЭ-3 №6830, осуществлялись 11.1994 г., 03.1997 г., 11.1999 г., 09.2002 г., 09.2005 г. и 09.2008 г.

Реостатные испытания дизеля тепловоза ЧМЭ-3 №6835 с серийными поршнями после наработки 46512 моточасов, перед проведением ТР-3, закончились при работе двигателя на 5 позиции контроллера из-за выхода из строя турбокомпрессора. Двигатель выдержал реостатную нагрузку на 4 режиме 230 кВт (при работе на 4 позиции контроллера машиниста). Снижение реостатной мощности в процессе эксплуатации серийного и модернизированного дизелей можно объяснить износом деталей ЦПГ. Так износ гильз цилиндров, колец и цилиндрической части поршней приводит к прорыву газов в картер. Износ кольцевых перемычек и верхнего поршневого кольца приводит к снижению максимального давления в камере сгорания. Это все и вызывает снижение реостатной мощности дизеля. После проведения ТР-3 и замены всех гильз, поршней и верхних поршневых колец двигатель на 8 режиме развил реостатную мощность 633 кВт, а на 4 режиме 299 кВт (рис.1). Таким образом, реостатная мощность на 4 режиме после наработки 46512 моточасов до проведения ТР-3 на 69 кВт ниже, чем после капитального ремонта дизеля с заменой цилиндро-поршневых групп.

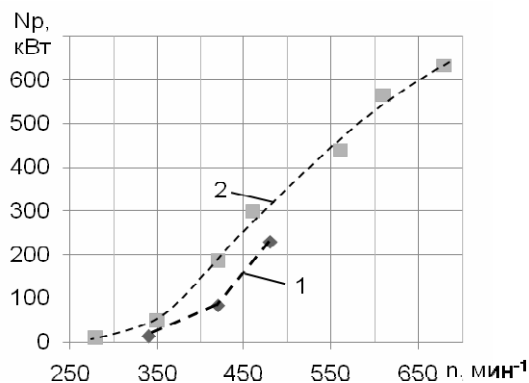


Рис.1. Тепловозные характеристики дизеля тепловоза ЧМЭ-3 №6835 с серийными поршнями

1 - после наработки 46512 моточасов до проведения ТР-3; 2 - после капитального ремонта и установки новых поршней

Рассмотрим тепловозные характеристики дизеля тепловоза ЧМЭ-3 с корундовыми поршнями. После установки корундовых поршней перед эксплуатационными испытаниями на 8 режиме была достигнута реостатная мощность 1040 кВт. Увеличение реостатной мощности модернизированного дизеля, по сравнению с серийным, объясняется, во первых, снижением механических потерь на трение между гильзой и поршнем, так как коэффициент трения корундового слоя по гильзе в 8 – 10 раз меньше, чем поршня из алюминиевого сплава по гильзе. Во вторых, теплоизолирующий корундовый слой на доньшке поршня способствует повышению эффективности сгорания топлива. Сокращение времени предпламенной подготовки топлива и его сгорания приводит к улучшению топливно-экономических показателей дизеля [3].

После наработки 93660 моточасов и проведения ТР-3 на 8 режиме получена реостатная мощность 680 кВт. После наработки 114676 моточасов перед проведением ТР-3, реостатные испытания тепловоза закончились при работе двигателя на 6 позиции контроллера, в связи со сбоем в работе регулятора числа оборотов. Двигатель выдержал реостатную нагрузку на 5 позиции контроллера машиниста 253 кВт. Из графика видно, что снижение реостатной мощности дизеля после наработки 93660 моточасов на 3,4,5,6 и 7 режимах составило от 100 до 200 кВт. Дальнейшая эксплуатация до наработки 114676 моточасов привела к снижению реостатной мощности на 4 режиме ещё на 50 кВт, а на 5 режиме на 100 кВт (рис.2).

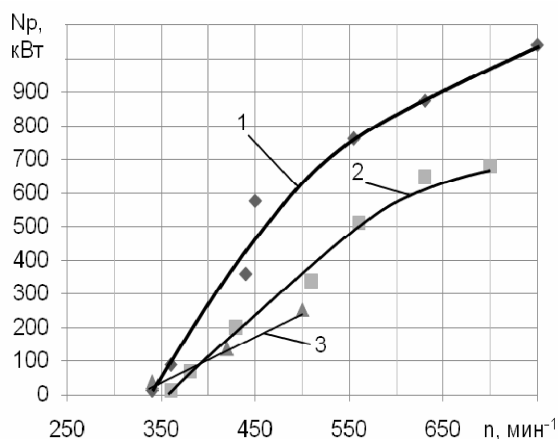


Рис.2. Тепловозные характеристики дизеля тепловоза ЧМЭ-3 №6830 с корундовыми поршнями

1 - 1.03.1993г. после установки новых корундовых поршней; 2 – 10.11.2005г. после наработки 93660 моточасов и проведения ТР-3; 3 – 28.09.2008г. после наработки 114676 моточасов до проведения ТР-3

Если сравнивать тепловозные характеристики опытного и серийного дизелей до проведения ТР-3, то графики реостатной мощности почти совпадают. Однако наработка опытного дизеля без замены деталей ЦПГ составила 114676 моточасов, а серийного 46512 моточасов (рис.3).

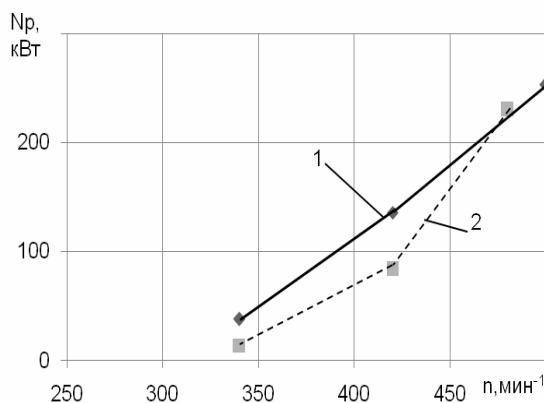


Рис.3. Тепловозные характеристики дизелей тепловозов: 1 - №6830 после наработки 114676 моточасов; 2 - №6835 после наработки 46512 моточасов

### Выводы

1. Установка новых поршней с корундовым поверхностным слоем в дизель тепловоза ЧМЭ-3 позволила увеличить его максимальную реостатную мощность по сравнению с максимальной реостатной мощностью дизеля с серийными поршнями более, чем на 20%.



2. Увеличение реостатной мощности опытного дизеля наблюдается на всех режимах по тепловозной характеристике.

3. Уровень снижения реостатной мощности опытного дизеля после наработки 114676 моточасов такой же как у серийного дизеля после наработки 46512 моточасов.

**Список литературы:**

1. Шпаковский В.В. Поршни с корундовой поверхностью/В.В. Шпаковский // Технологии ремонта машин и

механизмов» «РЕМОНТ-98»:международ. конф.– К.: Знание, 1998. – С.63-64. 2. Шпаковский В.В. Повышение ресурса цилиндра-поршневой группы тепловозного дизеля образованием корундового слоя на поверхности поршней / В.В. Шпаковский, А.П. Марченко, И.В. Парсаданов и др. // Локомотив информ. – 2007 – №1. – С. 28-30. 3. Шпаковский В.В. Оценка влияния корундового поверхностного слоя камеры сгорания поршня на ускорение предпламенной подготовки топлива / В.В. Шпаковский, А.П. Марченко, В.А. Пылёв, О.Ю. Линьков, В.В. Осейчук // Вестник Национального технического университета «ХПИ». – 2007. – Вып.29 – С.115-121.

УДК 621.436.038

*А.Н. Пойда, д-р техн. наук, Е.Ю. Зенкин, асп.*

**АНАЛИЗ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ НА ОСНОВЕ КОЛЕБАНИЙ ДАВЛЕНИЯ ТОПЛИВА В ГИДРОАККУМУЛЯТОРЕ**

**Характеристика проблемы и её связь с научно-практическими задачами**

Широкое распространение на автомобильном транспорте получили дизели с микропроцессорными системами управления (МПСУ) топливоподачей. Замена механических внутрисистемных связей, присутствующих в традиционных гидромеханических системах топливоподдачи, информационными связями, позволяет реализовать более гибкие законы управления, учесть большее количество влияющих факторов и получить при эксплуатации таких автомобилей более высокие экономические и экологические показатели.

Парк автомобилей с МПСУ, эксплуатируемых в Украине, включает модели выпуска от 1997 г до 2009 г, суммарный пробег их отличается в несколько раз, дизели и системы управления, в зависимости от стратегии управления и требований экологических норм, действовавших в момент их введения в эксплуатацию, оснащены различными наборами датчиков и исполнительных устройств.

В процессе эксплуатации состояние двигателей, датчиков и исполнительных устройств не остается неизменным и, соответственно, первоначально выбранные оптимальные значения управляющих воздействий не остаются таковыми или просто не воспроизводятся. В результате ухудшаются эффективные показатели дизелей и автомобилей.

Известно, что надежность машин в эксплуатации обеспечивается соответствующей системой тех-

нического обслуживания и ремонта (ТОР). Очевидно, что стабильность функционирования и эффективность эксплуатации дизелей определяется совершенством системы ТОР, составной частью которой является диагностика, способствующая своевременному выявлению и устранению неисправностей.

Общая проблема обеспечения стабильности функционирования дизелей в эксплуатации актуальна потому, что это связано с расходом энергоресурсов и загрязнением окружающей среды. Применительно к дизелям с аккумуляторными системами топливоподдачи она обусловлена тем, что наработанные в Украине методы и технические средства диагностирования дизелей с традиционными гидромеханическими системами топливоподдачи не применимы для дизелей с МПСУ, например, дизелей с аккумуляторными системами топливоподдачи. Эти системы сложнее гидромеханических, значительно отличаются по устройству и характеру протекания процессов топливоподдачи. Методы и технические средства диагностирования дизелей с аккумуляторными системами топливоподдачи еще недостаточно отработаны. Встроенные системы бортовой диагностики (ЕОВД) не позволяют детально оценивать гидравлические процессы, протекающие в линиях топливных систем. Проверка топливных насосов высокого давления (ТНВД) и электрогидравлических форсунок (ЭГФ) на специальных стендах требует значительных затрат времени и, следовательно, длительного простоя автомобиля в ремонте.

В контексте общей проблемы, касающейся обеспечения стабильности функционирования дизелей в эксплуатации, важной научно-практической задачей является разработка методов оценки технического состояния элементов топливной аппаратуры (ТА) аккумуляторного типа непосредственно на дизеле.

#### **Обзор публикаций и анализ нерешённых проблем**

Устройство и работа топливной аппаратуры аккумуляторного типа, получившей название Common Rail (CR), подробно описано в работах [1, 2, 3].

Применительно к дизелям с гидромеханическими системами топливоподачи были разработаны методы [4] диагностирования ТА по диаграммам давления топлива, записанным с помощью датчика, установленного в штуцере форсунки. При диагностировании топливной аппаратуры по осциллограммам процесса впрыскивания выделяют характерные участки, по которым оценивают работу нагнетательного клапана, иглы распылителя и других элементов.

В Украине дизели с системами типа CR находятся в стадии разработки, а в России подготовлен к производству дизель ЯМЗ 650, но пока серийно не выпускается. Поэтому большинство публикаций в отечественных изданиях и в изданиях России посвящено разработке систем CR, а не диагностированию уже имеющихся в эксплуатации.

Исследования зарубежных авторов в этой области касаются лишь оценки колебаний давления с точки зрения их негативного влияния на работу форсунок и искажения процессов впрыскивания. Например, в работе [5], посвященной диагностированию современных дизелей, вообще отмечается невозможность получения какой либо полезной диагностической информации из сигнала датчика давления. В ряде работ, например [8, 9], указывается на необходимость установки дополнительных датчиков на трубопроводах форсунок и ТНВД, что требует разгерметизации системы и в принципе возможно только в исследовательских целях, но не при диагностировании транспортных средств в условиях АТП или СТО.

#### **Цель и задачи исследования**

Целью данного исследования является разработка методов оценки технического состояния элементов ТА типа CR непосредственно на дизеле по

сигналам штатного датчика давления, установленного в гидроаккумуляторе.

Задачи исследования:

- оценка информативности сигнала штатного датчика давления в части воспроизводимых им колебаний давления;
- экспериментальное определение амплитуды и формы колебаний давления в гидроаккумуляторе при исправных и неисправных элементах системы;
- установление взаимосвязей между колебаниями давления в гидроаккумуляторе топливной системы CR и техническим состоянием её элементов;

#### **Решение задачи**

Исходим из того, что основные узлы системы CR – ТНВД, ЭГФ, регулятор давления топлива (РДТ) и датчик давления подключены к гидроаккумулятору, а управляет процессом топливоподачи контроллер, устанавливая вполне определенную величину давления в аккумуляторе для каждого режима работы дизеля в соответствии с программой, записанной в его памяти. При этом исполнительным звеном выступает РДТ, а датчик давления является информационным элементом в цепи обратной связи контроллера. Следовательно, процессы, происходящие в аккумуляторе, взаимосвязаны, а датчик давления в определенной форме воспроизводит результат действия каждого узла, в том числе и реакцию контроллера на его сигнал. Этот факт необходимо учитывать при использовании сигнала датчика давления для диагностирования CR. Если записать сигнал штатного датчика давления как функцию времени и, например, сигнал датчика фазы как синхросигнал для определения периода рабочего цикла. Затем по аналогии с методом диагностирования ТА гидромеханических систем [4], на осциллограмме давления выделить участки, соответствующие срабатыванию плунжеров ТНВД, ЭГФ и РДТ, то можно оценить техническое состояние каждого из перечисленных узлов. При этом для оценки технического состояния узлов CR в ряде случаев весьма важно для сравнения иметь эталонную осциллограмму, записанную для аналогичной исправной системы.

#### **Чувствительность штатного датчика давления и измерительной системы**

По данным [2] датчик давления топлива со встроенным усилителем обеспечивает относительную приведенную погрешность  $\pm 2\%$  и развивает на

выходе напряжение 4,5 В при максимальном давлении 150...160 МПа. Из этого следует, что абсолютная погрешность измерения давления составляет  $\pm 3...3,2$  МПа. Чувствительность датчика составляет 28...30 мВ/МПа. При использовании цифрового осциллографа с разрядностью в 12 бит в дифференциальном включении чувствительность канала регистрации составляет 78,125 кПа/бит. Уровень собственных шумов аналого-цифрового преобразователя (АЦП), составляющего основу цифрового осциллографа, обычно оценивают в 2...3 единицы младшего разряда. Таким образом, можно рассчитывать на то, что после фильтрации шумов, порожденных в усилителе датчика и в АЦП, на осциллограмме вполне реально различать колебания давления в аккумуляторе амплитудой 300...500 кПа.

#### **Виды колебаний давления топлива в гидроаккумуляторе**

По своему замыслу система CR – система статического давления. Но практически на каждом режиме работы дизеля в гидроаккумуляторе поддерживается лишь постоянное среднее давление, относительно которого происходит колебание давления ввиду динамических процессов, обусловленных работой ТНВД, ЭГФ и РДТ. Весьма важно идентифицировать результат воздействия каждого узла на общее давление в гидроаккумуляторе, измеренное датчиком.

Условно все волновые процессы, происходящие в гидроаккумуляторе, в зависимости от их интенсивности и продолжительности можно разделить на три группы.

1) Колебания давления в аккумуляторе, возникающие вследствие подачи топлива секциями ТНВД;

2) Колебания давления в аккумуляторе, возникающие при срабатывании форсунок;

3) Аномальные колебания и длительные отклонения среднего давления от нормы. Такие процессы могут возникать вследствие зависания иглы распылителя форсунки, подклинивания штока регулятора давления топлива, значительных утечек топлива в узлах системы, износа или поломки подкачивающего насоса.

#### **Колебания давления в аккумуляторе, вызываемые работой ТНВД**

Как известно при подаче топлива каждой плунжерной парой в гидроаккумулятор возникает импульс давления [5]. Величина этого импульса за-

висит от скорости нагнетания топлива, от перепада давлений в надплунжерной полости и гидроаккумуляторе, от величины утечек в сопряжении плунжер – гильза. Если принять, что первые два фактора одновременно одинаково изменяются для всех плунжерных пар ТНВД, то можно сделать заключение, что на установившемся режиме работы дизеля только неравномерность износа плунжерных пар будет влиять на амплитуду импульсов давления в аккумуляторе. Этот факт можно использовать для определения технического состояния ТНВД. С другой стороны, во время работы двигателя в гидроаккумуляторе возникают волновые процессы от срабатывания форсунок, которые накладываются на результирующее давление и затрудняют анализ колебаний давления. Однако как показали дополнительные эксперименты, несмотря на вышесказанное возможны два варианта довольно эффективного поиска неисправностей в ТНВД. Сигнал можно достаточно адекватно оценивать следующим образом - когда форсунки отключены, а значит, и их влияние отсутствует, двигатель прокручивается стартером (150...300 мин<sup>-1</sup>). При этом вполне можно зафиксировать каждое отдельное срабатывание. Поскольку амплитуда колебаний зависит и от среднего давления в аккумуляторе, а её целью ставится определение разброса давлений по отдельным секциям, то путем принудительного задания скважности импульсов на регулятор давления можно отрегулировать наиболее четкую фиксацию осциллограммы.

На рис.1 представлены импульсы от срабатывания плунжерных пар ТНВД автомобиля Renault Master 2,5 TDCi, синхронизированные по сигналу датчика фазы.

Неравномерность износа плунжерных пар ТНВД можно оценить по амплитуде давления, создаваемого в аккумуляторе каждой секцией насоса. Весьма полезно воспользоваться воспроизведением процессов в относительных координатах, например в %, совместив диаграммы во времени. При этом можно видеть разницу в техническом состоянии каждой отдельной пары непосредственно в %. На рис.2 приведены совмещенные диаграммы импульсов давления в аккумуляторе от срабатывания плунжерных пар. Из рисунка видно, что разница между давлением, развиваемым первым и вторым плунжерными парами, составляет примерно 7%. Углы наклона передних фронтов импульсов давления к оси абсцисс характе-

ризуют величину утечек в зазорах прецизионных пар. Чем больше утечка, тем меньше угол наклона переднего фронта сигнала к оси абсцисс. Неисправности, возникающие в нагнетательных секциях ТНВД, можно разделить на две категории: увеличение зазоров в прецизионной паре, обусловленное износом плунжерных пар, и неисправности, вызванные поломкой клапанной группы.

Если постепенное снижение подачи топлива секцией ТНВД трудно отслеживать на рабочих режимах из-за наложения волновых процессов, вызванных срабатыванием форсунок, то поломка клапанной группы приводит к полной неработоспособности секции ТНВД и, соответственно, отсутствию импульса давления этой секции. На рис. 3 представлены осциллограммы давления в аккумуляторе, записанные по сигналу штатного датчика давления для исправного и неисправного ТНВД Mercedes Vito 108 CDI 2,2 л. Как видно из графика, разница в амплитудах давления столь велика, что срабатывание форсунок совсем не оказывает никакого влияния на обнаружение данной неисправности. Видно также, что при неисправности клапанной группы во 2-ой секции ТНВД, амплитуда колебаний давления в режиме холостого хода возросла от 0,5...1 МПа (сигнал А) до 3МПа (сигнал Б).



Рис.3. Импульсы давления при неисправности клапанной группы ТНВД

**Колебания давления в аккумуляторе, вызванные срабатыванием ЭГФ**

Одним из факторов, оказывающих негативное влияние на результаты анализа сигнала датчика давления с целью определить техническое состояние ЭГФ, является уровень помех. Амплитуды колебаний, вызываемых срабатыванием форсунок, малы и переменны в зависимости от режима работы дизеля. Применение цифровых осциллографов USBScopII и LCard-783 позволило по сигналу датчика давления зафиксировать на большинстве режимов срабатывание форсунок. Для работы ЭГФ требуется дополнительный (технологический) расход топлива. В тот момент, когда происходит впрыскивание, снижение давления зависит как от количества топлива, сбрасываемого в линии обратного слива форсунки и впрыскиваемого в цилиндр двигателя, так и от степени нарастания давления при нагнетании топлива в аккумулятор плунжерной парой. То есть, чем выше частота вращения и интенсивнее нагнетание, тем на меньшую величину снижается давление при той же длительности впрыскивания. Так как начало нагнетания топлива по углу поворота коленчатого вала двигателя не меняется, а угол опережения изменяется, то изменяется и давление впрыскивания. Это подтверждается формулой, по которой вычисляют цикловую подачу:

$$G_{ци} = \int_0^{\tau_{впр}} \mu f \cdot \sqrt{2\rho_m(P_a - P_y)} \cdot d\tau,$$

где  $\tau_{впр}$  - продолжительность впрыскивания,  $\mu f$  - эффективное проходное сечение распылителя форсунки,  $\rho_m$  - плотность топлива,  $P_a$  - давление топлива в аккумуляторе,  $P_y$  - давление рабочего тела в цилиндре.

На рис. 4 приведены результаты экспериментального исследования локальных снижений давления топлива в аккумуляторе при срабатывании ЭГФ на различных режимах работы дизеля.

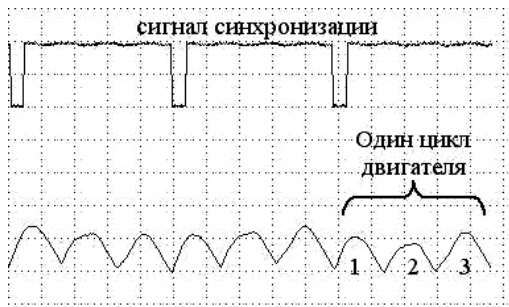


Рис.1. Импульсы давления при прокрутке двигателя стартером

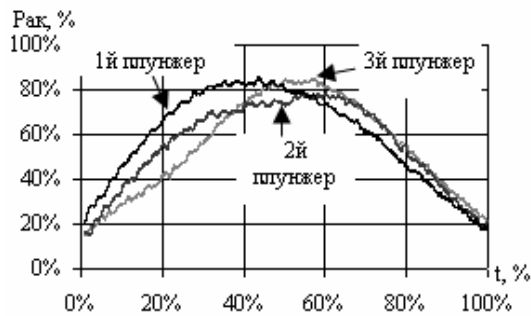


Рис.2. Наложение импульсов давления от срабатывания плунжерных пар



Рис. 4. Локальные снижения давления топлива в аккумуляторе при срабатывании ЭГФ на различных режимах работы дизеля

Приведенная формула учитывает лишь количество топлива, подаваемое форсункой в цилиндр. Но в системе CR существует ещё и технологический расход [6, 7], необходимый для работы ЭГФ. Поэтому результирующие колебания давления, вызванные срабатыванием форсунок, целесообразно использовать в качестве диагностического параметра для сравнительного анализа технического состояния форсунок между собой.

В ходе эксперимента было подтверждено, что при увеличении длительности впрыскивания амплитуда колебания давления (рис. 5) возрастает на 1...3 МПа.

Как видно из графиков рис.5 амплитуда колебаний давления при малых длительностях (400...600 мкс) изменяется пропорционально изменению длительности впрыскивания примерно в 2...2,5 раза. При длительности открытия форсунки 1000...1300 мкс изменение амплитуды не превышает 30%. Этим подтверждается, что при росте давления в топливном аккумуляторе амплитуды колебаний при впрыскивании начинают увеличиваться, поскольку возрастает скорость истечения топлива через форсунки.

**Колебания давления в аккумуляторе, вызываемые работой РДТ**

В отличие от колебаний давления топлива вызываемых ТНВД и форсунками, которые присутствуют на всех режимах и при возникновении неполадки лишь изменяют форму и амплитуду, колебания давления топлива при работе исправного РДТ должны отсутствовать. При возникновении подклинивания силы магнитного поля в катушке электромагнита регулятора становится уже не достаточно для задания необходимого уровня давления. МПСУ, изменяя скважность сигнала, увеличивает среднюю силу тока, протекающего в обмотке электромагнита. Когда сила электромагнита превосходит силу сопротивления движению, созданную в результате подклинивания якоря, он срывается, резко открывая отверстие слива, давление резко снижается. Контроллер уменьшает избыточную силу тока, пытаясь стабилизировать давление, как правило, якорь при этом снова попадает в зону подклинивания и процесс повторяется. Возникают автоколебания (рис. 6).

Из рис. 6 видно, что амплитуда колебаний может достигать 5-6 МПа, а продолжительность одной волны такова, что за её период происходит около 10 срабатываний насосных секций, то есть примерно 2-3 рабочих цикла двигателя.

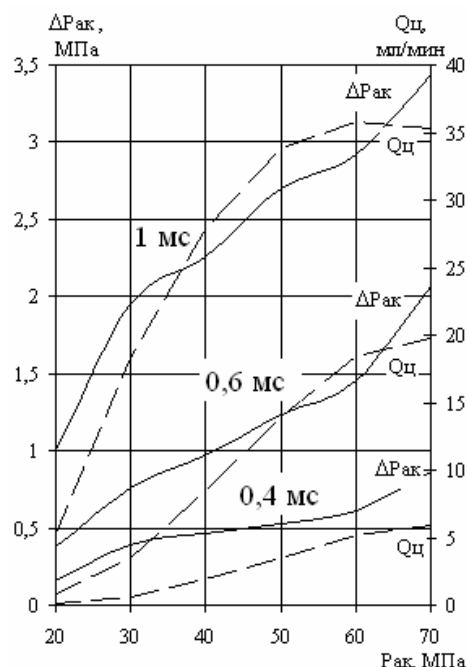


Рис.5. Изменение цикловой подачи и колебаний давления при различных давлениях и длительностях управляющего сигнала

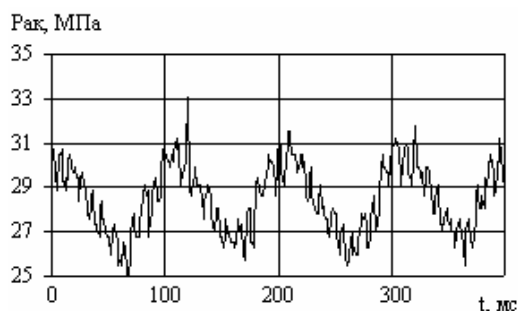


Рис.6. Колебания давления, вызванные неисправностью РДТ

### Косвенная оценка состояния ТА по скажности управляющего сигнала РДТ

Для повышения надежности транспортного средства в эксплуатации система управления при возникновении неисправностей способна вводить коррекцию топливоподачи таким образом, что требуемое значение давления топлива в аккумуляторе будет поддерживаться на уровне, необходимом для данного режима [1,2,5,6,9]. В большинстве систем обратная связь по давлению топлива включается лишь после выхода двигателя на режим холостого хода и далее на рабочие режимы. При этом скажность управляющих воздействий на РДТ имеет нелинейную зависимость от частоты вращения колен-

чатого вала двигателя. В нижнем диапазоне частоты вращения оно меньше, а по мере роста частоты вращения влияние скажности управляющего сигнала становится большим [2, 5]. В ходе эксперимента моделировалась неисправность одной плунжерной секции ТНВД на двигателе OM611.980, что в отсутствие коррекции привело бы к снижению производительности насоса и уменьшению давления на некоторых режимах. Но контроллер скомпенсировал неполадку путем увеличения длительности управляющего импульса регулятора давления и соответственно расход топлива через РДТ на слив. Как видно из рис.7 система управления двигателем увеличила скажность управляющего импульса до 65% для неисправного ТНВД, в то время, как в исправном варианте в этот момент времени эта же величина составила 32%, причем максимумы для сигнала с исправного и неисправного ТНВД не совпадают и максимум для исправного варианта составил 40%. При этом максимум давления в 119..120 МПа был достигнут в обоих случаях. Вдобавок к этому двухстадийное нарастание давления было заменено одностадийным, что привело к достижению максимума давления в неисправной системе даже раньше, чем в исправной.

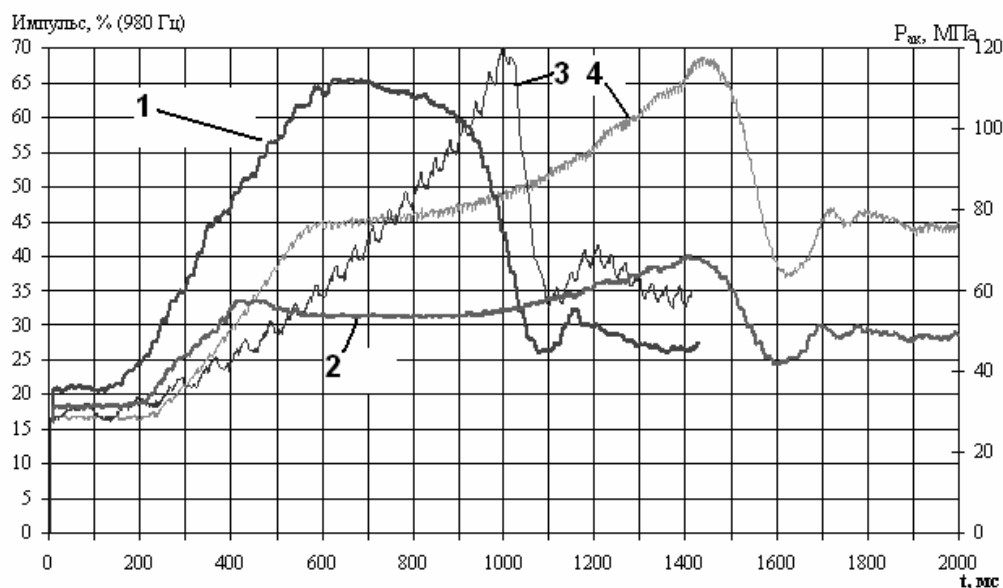


Рис.7. Осциллограммы давления топлива и сигнала управления РДТ при свободном ускорении двигателя MB Vito108CDI: скажность (1) управляющих импульсов и давление (3) в аккумуляторе при исправном ТНВД; скажность (2) и давление (4) при неисправном ТНВД

### Оценка состояния ТА по скорости нарастания давления при пуске двигателя

Среднее значение давления топлива в аккумуляторе также может использоваться как диагностический параметр, хотя обратная связь по давлению не способствует этому, особенно на установившихся

режимах. Поэтому измерения необходимо производить, например, при пуске двигателя, когда обратная связь отключена. При этом, вместо среднего значения давления можно применять скорость нарастания давления (МПа/с) или угол наклона  $\alpha$  усредняющей прямой к оси времени в переходном режиме, харак-

теризующие его динамику изменения. На рис.8 представлены кривые роста давления при пуске двигателя автомобиля Mercedes Vito. Разница в углах наклона усредненных линий давления для ТНВД с одной неработающей секцией (линия Б) и эталонной (линия А) составила 25%, что является достаточным для обнаружения неисправности.

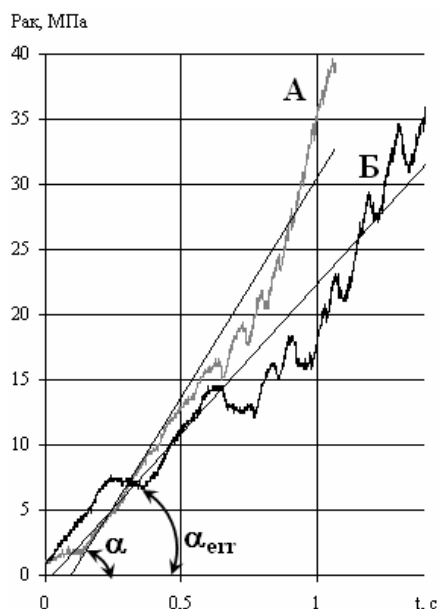


Рис.8. Нарастание давления при запуске Mercedes Vito 108 CDI

### Выводы

1. Подтверждено положение о том, что штатный датчик давления, установленный в топливной системе CR, обладает достаточной чувствительностью и быстродействием для воспроизведения волновых процессов в гидроаккумуляторе. Сигнал этого датчика содержит информацию, достаточную для анализа технического состояния ТНВД, ЭГФ и РДТ. При этом колебания давления, вызванные работой перечисленных узлов, могут использоваться:

- для ТНВД в абсолютных или относительных величинах на любом режиме работы двигателя; – для РДТ наличие колебаний однозначно свидетельствует о его неисправности;

- для форсунок колебания давлений на установившемся режиме целесообразно использовать в качестве диагностического параметра для сравнительного анализа технического состояния форсунок между собой.

2. Выдвинуто и подтверждено положение о возможности выявления неисправностей в CR по реакции контроллера в цепи обратной связи регулятора давления топлива со стороны блока управления.

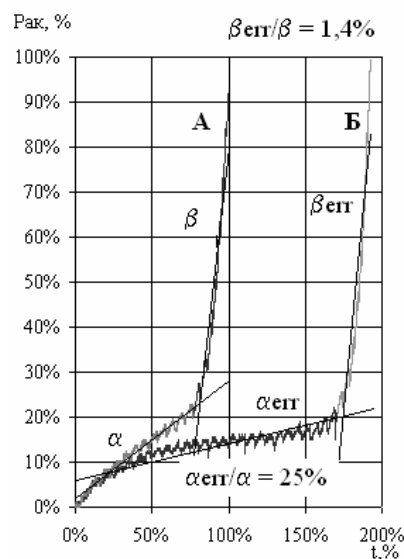


Рис.9. Нарастание давления при запуске Fiat Ducato 2,8 JTD

3. Техническое состояние ТНВД и линии низкого давления может дополнительно оцениваться по скорости нарастания давления топлива в гидроаккумуляторе при пуске дизеля.

### Список литературы:

1. Грехов Л.В. Топливная аппаратура и системы управления дизелей: [учебник для вузов] / Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. – М.: Легион – Автодата, 2005. – 344 с.
2. Губертус Гюнтер. Диагностика дизельных двигателей. Серия «автомеханик»./ Губертус Гюнтер.; пер.с нем. – М.: ЗАО «КЖИ За рулём», 2004. – 176 с.
3. Зенкин Е.Ю. Диагностирование неисправностей топливной аппаратуры системы Common Rail путём измерения расхода топлива в линиях слива / Е.Ю. Зенкин // Автомобильный транспорт. – 2005. – №17. – С. 52–54.
4. Пойда А.Н. Определение эксплуатационных показателей дизельной топливной аппаратуры по балансу расходов / А.Н. Пойда, А.Н. Врублевский, Е.Ю. Зенкин // Автомобильный транспорт. – 2009. – №23. – С. 135–139.
5. Грудский Ю.Г. Системы управления дизельными двигателями Bosch. Узлы и агрегаты / Ю.Г.Грудский, А.Г.Иванов: пер. с нем. // За рулём. – 2004. – 478 с. – (Первое русское издание).
6. Системы управления дизельными двигателями. Том 5. Модели выпуска 1996 – 2000гг / – М.: «Легион – Автодата», 1999г. – 640с.
7. Ahlin Kristina. Modeling of pressure waves in the Common Rail Diesel Injection System / Kristina Ahlin // Examensarbete utfört i Fordonssystem vid Tekniska Högskolan i Linköping av Reg nr: LiTH – ISY – EX – 3081 Linköping, Desember 11, 2000.
8. Baumann Julian Einspritzmengenkorrektur in Common – Rail – Systemen mit Hilfe magnetoelastischer Drucksensoren. Dissertation Ph.D., Universität Karlsruhe (TH) Fakultät für Elektrotechnik und Informationstechnik, 2006 Universitätsverlag Karlsruhe c/o Universitätsbibliothek Strafte am Forum 2 D – 76131 Karlsruhe
9. BOSCH Esi[tronic] 2008 v8.1.2.1 [Электронный ресурс] : 2 электроннооптических диска (DVD – Rom); 12см – Системные требования: Pentium IV / 2 ГГц ОЗУ: 512 Мб, место на жестком диске 20 Гб, DVD 12x, Дисплей: 17” 1024x768, Windows XP Professional Service Pack 2.

УДК 621.43:662.6

**В.Н. Бганцев, канд. техн. наук, В.П. Мараховский, инж., С.П. Хожжаинов, инж.**

## РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЙ ДИЗЕЛЯ НА СМЕСЯХ ДИЗЕЛЬНОГО ТОПЛИВА И БИОДОБАВКИ ИЗ ПОБОЧНЫХ ПРОДУКТОВ МАСЛОЖИРОВОГО И СПИРТОВОГО ПРОИЗВОДСТВ

### Введение

В связи с непрерывно растущим потреблением нефтяных топлив всё большее внимание уделяется использованию альтернативных топлив, в том числе топлив биологического происхождения (ТБП), получаемых из возобновляемого сырья. На сегодня – это распространённые в странах Европейского союза, Южной Америки, США и других биоэтанол и биодизельное топливо для наиболее масштабных их потребителей – транспорта с двигателями внутреннего сгорания (ДВС).

ТБП используют в основном в виде добавок к минеральному топливу, причём процентное содержание его в последнем из года в год увеличивается [1,2]. Однако это сопровождается расширением посевов соответствующих сельскохозяйственных культур, являющихся сырьём для получения ТБП, что незамедлительно вызывает рост цен на продовольствие из-за сокращения производства продовольственных культур. И этот фактор в настоящее время способствует некоторому сдерживанию в продвижении ТБП на топливный рынок. Одним из путей интенсификации этого процесса является поиск новых сырьевых источников для ТБП. В частности в качестве таковых могут служить побочные продукты, получаемые при переработке растительного и животного сырья. В ОАО УкрНИИ Химмаш (г. Харь-

ков) получено ТБП из побочных продуктов масложирового и спиртового производства, которое может быть использовано как самостоятельное топливо, так и в качестве биодобавки (БД) к минеральному дизельному топливу (ДТ). Несмотря на относительно небольшое количество побочных продуктов масложирового производства (около 9500 т в год по Украине), они могут рассматриваться как возможные сырьевые источники для получения ТБП.

БД получают методом переэтерификации из отходов, образующихся при рафинировании подсолнечного масла, и сивушных масел при производстве этилового спирта. Отходы первого вида содержат 30–50 % жиров, остальное – жирные кислоты, в основном смесь олеиновой и линолевой кислот. Смесь сивушных масел, кроме этилового спирта, включает также набор высокомолекулярных спиртов. Данная БД получена в ходе реакции переэтерификации со следующим соотношением исходных компонентов: масложировые отходы – 60,4 % об., сивушные масла – 37,7 % об., катализатор (серная кислота) – 1,9 % об. БД достаточно хорошо растворяется в ДТ, полученная при этом смесь в обычных условиях не расслаивается. Изменение свойств смесового топлива с 30 % содержанием БД в сравнении с дизельным можно оценить по результатам разгонки, приведенным в таблице 1.

Таблица 1. Результаты разгонки топлив (по данным УкрНИИ Химмаш)

Вид топлива	Плотность при 20 °С, г/см <sup>3</sup>	Температура при перегонке, °С				Цетановое число	Вязкость при 20 °С, мм <sup>2</sup> /с
		Начало кипения	10%	50%	90%		
ДТ	0,834	182	221	269	337	46	4,16
Смесь: 70 % об. ДТ + 30% об. БД	0,844	170	218	286	346	> 60	5,00

### Цель и постановка задачи

Цель данной работы – определение показателей работы тракторного дизеля при использовании смесовых топлив на основе дизельного топлива и БД в

различных пропорциях и поиск оптимального содержания БД в смесовом топливе.

### Экспериментальные исследования

Сравнительные испытания проводились на экспериментальном стенде с тракторным дизелем Д21А,



имеющим непосредственный впрыск топлива и воздушное охлаждение.

В ходе испытаний измеряли все параметры работы дизеля, а также токсичность его отработавших газов (ОГ). Концентрации CO, C<sub>n</sub>H<sub>m</sub>, NO<sub>x</sub> в ОГ опре-

деляли с помощью газоанализатора "Автотест – 02-03П" с погрешностью ± 5 %.

Дизель испытывался на смесях с различным соотношением ДТ и БД. Отдельные физико-химические свойства исследуемых топлив представлены в таблице 2.

Таблица 2. Физико-химические свойства смесевых биотоплив

Физико-химические свойства	Топливо						
	ДТ	БД	90% ДТ + 10% БД	80% ДТ + 20% БД	70% ДТ + 30% БД	50% ДТ + 50% БД	25% ДТ + 75% БД
Плотность при 20 °С, кг /м <sup>3</sup>	833	862	836	838	842	848	855
Вязкость кинематическая при 20 °С, мм <sup>2</sup> /с	4,16	8,56	4,46	4,72	5,0	5,75	6,79
Теплота сгорания низшая, МДж /кг	42,5	36,9	41,92	41,34	40,77	39,64	38,24
Количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг топлива, кг	14,35	12,72	14,18	14,02	13,85	13,52	13,12

Все топливные смеси тщательно готовились к испытаниям, отстаивались и фильтровались. При проведении испытаний на каждом виде топлива снимали нагрузочную и скоростную характеристики дизеля. Полученные результаты представлены на рис. 1 - 5. Как видно из рис. 1 увеличение содержания БД в смесевом топливе во всех случаях приводит к росту часового расхода топлива  $G_T$ . Этому способствуют два фактора. Во-первых, все смесевые топлива имеют большую в сравнении с ДТ плотность. Второй фактор обусловлен меньшей теплотой сгорания смесевых топлив по отношению к ДТ. Наибольшее относительное увеличение  $G_T$  на режиме максимальной мощности отмечено для 50 % содержания БД в смесевом топливе. Оно составило 8,2 %. При работе дизеля на 100 % БД этот показатель был равен 3,1 %.

Изменение  $G_T$  по внешней скоростной характеристике, представленное на рис. 2, неоднозначно и в определенной мере характеризует качество сгорания смесевых топлив с различным содержанием БД.

При содержании БД равном 50 % отмечен наибольший рост  $G_T$  по сравнению с работой на ДТ по всей скоростной характеристике. Меньшие значения прироста  $G_T$  отмечены для смесевых топлив с 10 %, 20 %, 75 % и 100 % содержанием БД.

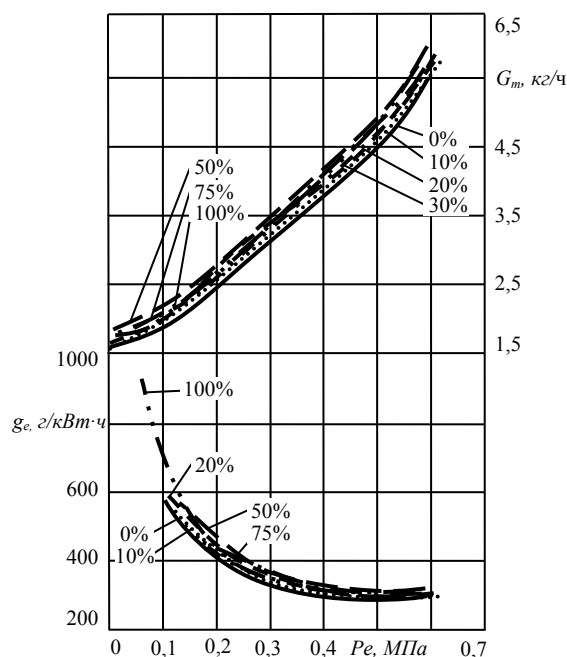


Рис. 1. Часовой и удельный эффективный расход топлива по нагрузочной характеристике

Отличается от прогнозируемого характер изменения мощности дизеля по внешней скоростной характеристике. При содержании БД 10 %, 20 % и 30 % была получена максимальная мощность дизеля большая, чем при работе на дизельном топливе.

Наибольший прирост – 3,4 % получен при 10 % содержании БД в смесевом топливе.

Меньшая в сравнении с ДТ теплота сгорания БД в основном способствовала росту удельного эффективного расхода смесевых топлив  $g_e$  при содержании БД выше 10 %, что видно из рис. 1. При 10 % содержании БД наблюдалось даже незначительное уменьшение  $g_e$  однако это снижение находилось в пределах погрешности измерений.

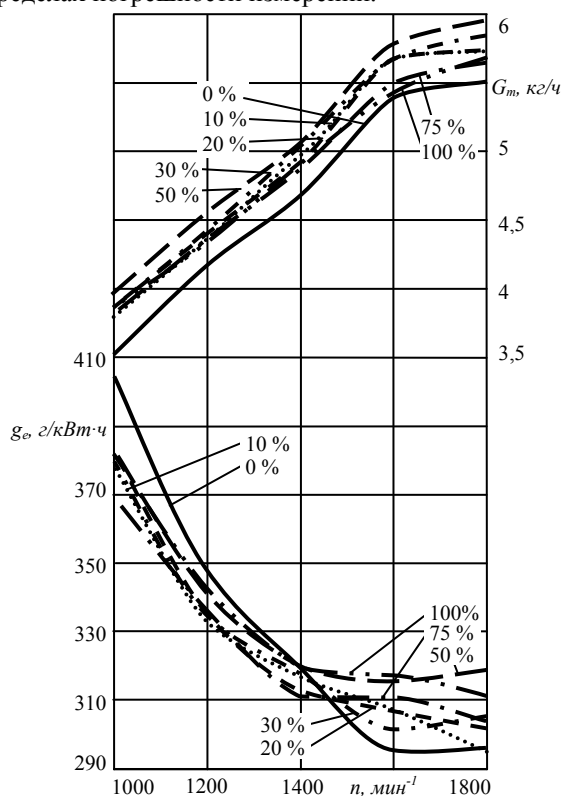


Рис. 2. Часовой и удельный эффективный расход топлива по внешней характеристике

Несколько необычный характер носит изменение  $g_e$  для испытуемых топлив по внешней скоростной характеристике. До частоты вращения  $\sim 1400 \text{ мин}^{-1}$   $g_e$  при работе на всех смесевых топливах был ниже в сравнении с ДТ. После перехода через зону максимального крутящего момента и до номинальной частоты вращения  $g_e$  при любых содержаниях БД оставался выше по отношению к работе дизеля на ДТ. Такой характер изменения кривых  $g_e$  на рис.2, видимо, объясняется более эффективным сгоранием смесевых топлив при низких значениях коэффициента избытка воздуха.

Лучшее качество сгорания в сравнении с ДТ подтверждается также более высокими значениями эффективного КПД  $\eta_e$  при работе на любом из сме-

совых топлив по внешней скоростной характеристике, представленной на рис. 3. Наибольшее значение  $\eta_e - 0,314$  отмечено для случая работы дизеля на 100 % БД, что было на 2,8 % выше, чем на ДТ.

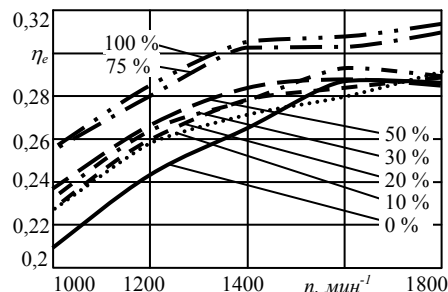


Рис. 3. Эффективный КПД по внешней скоростной характеристике

Присутствие БД в смесевом топливе оказывает заметное влияние на содержание основных токсических компонентов в отработавших газах (ОГ) дизеля. Это хорошо видно по изменению концентрации монооксида углерода  $\text{CO}$ , несгоревших углеводородов  $\text{C}_n\text{H}_m$  и оксидов азота  $\text{NO}_x$  по внешней скоростной характеристике на рис. 4. Здесь на основных режимах при работе с любым смесевым топливом наблюдается снижение эмиссии  $\text{CO}$  по сравнению с работой на ДТ. Для случая со 100 % БД отмечено более, чем 2-х кратное уменьшение содержания  $\text{CO}$  в ОГ. Изменение концентрации  $\text{C}_n\text{H}_m$  в ОГ при работе на смесевых топливах имеет более сложный характер. Можно отметить, что область минимальных концентраций  $\text{C}_n\text{H}_m$  с увеличением содержания БД в смесевом топливе смещается в зону больших частот вращения по внешней скоростной характеристике. В зоне максимального крутящего момента ( $1400 - 1600 \text{ мин}^{-1}$ ) концентрация  $\text{C}_n\text{H}_m$  в ОГ для всех смесевых топлив выше по сравнению с работой дизеля на ДТ.

На рис. 4 также представлено изменение концентрации  $\text{NO}_x$  в ОГ по внешней скоростной характеристике. Как видно минимальные значения для этих компонентов в ОГ отмечены для 30 % и 50 % содержания БД в смесевом топливе. Они более, чем в два раза ниже по сравнению с ДТ по всему полю характеристики.

Увеличение содержания БД в смесевом топливе выше 50 % привело к росту концентрации  $\text{NO}_x$ , причем на топливе с 75 % БД она стала выше, чем при работе на ДТ. На чистой БД уровень  $\text{NO}_x$  в ОГ по сравнению с ДТ несколько снизился.

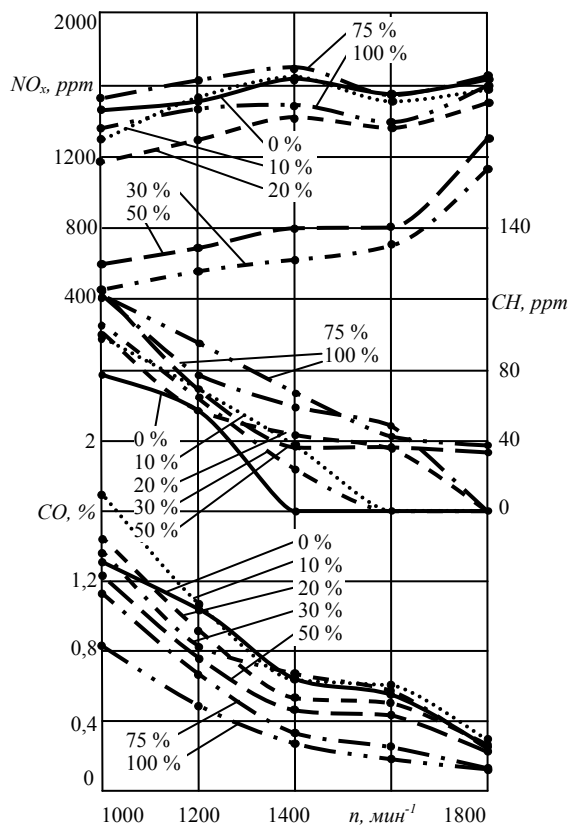


Рис. 4. Токсичность ОГ по внешней скоростной характеристике

Рост концентрации  $NO_x$  в ОГ при высоких содержаниях БД в смешанном топливе связан, в первую очередь, с ростом максимальных температур сгорания, что говорит о более высокой эффективности сгорания смешанных биотоплив.

Определенный интерес представляют результаты испытаний, полученные на мощности, соответствующей значению среднего эффективного давления  $p_e = 0,5$  МПа для всех исследуемых топлив. Здесь наибольшие значения такого важного показателя для транспортного дизеля как коэффициента приспособляемости  $K_n$  отмечены при содержании БД в смешанном топливе в пределах 25 – 35 %. Максимальное значение  $K_n = 1,101$  получено для 30 % содержания БД. В указанной выше области находятся также минимальные выбросы  $C_nH_m$ ,  $CO_2$  и  $NO_x$  и наблюдается некоторый рост эффективного КПД дизеля.

Вне выделенной области показатели работы дизеля ухудшаются при работе на всех смешанных биотопливах. Особенно это касается роста такого показателя токсичности как концентрация  $NO_x$  в ОГ.

В ходе испытаний с целью последующего проведения сравнительной оценки дымности дизеля на

разных топливах параллельно с измерениями токсичности ОГ проводились косвенные измерения уровня сажеобразования по методу фильтрования выхлопа [3].

Сущность данного метода состоит в сравнении фильтра, зачернённого сажевыми отложениями из ОГ, со стандартной тоновой шкалой. В промышленном дымомере степень зачернения бумажного фильтра оценивают путем измерения его оптической плотности с помощью фотоэлементов. В данном случае, в качестве тоновой шкалы использовалась шкала градаций серого, где граничными значениями являются степени черноты 0 и 100 %. В качестве сажевых фильтров при испытаниях использовались волокнистые фильтры марки АФА. Осредненные по всем режимам на каждом топливе степени черноты указанных фильтров приведены на рис.5.

Можно показать, что степень черноты каждого фильтра в определенной мере характеризует среднеинтегральную концентрацию сажи  $K_c$  в ОГ за все время испытаний дизеля на определенном виде топлива. Как видно из рис. 5 этот показатель ниже для всех смешанных топлив в сравнении с ДТ. Значение  $K_c$  при работе дизеля на чистой БД ниже на 33 % в сравнении с работой на ДТ. Значительное снижение дымности ОГ объясняется улучшением протекания процесса сгорания БД в первую очередь за счет наличия в её составе порядка 10 % кислорода, повышающего эффективность окисления БД. Однако, невзирая на снижение общего уровня сажеобразования при работе дизеля на смешанных биотопливах, во время разборки и осмотра деталей цилиндропоршневой группы после ~ 20 часов работы были обнаружены значительные количества нагара на стенках камеры сгорания и носике распылителя форсунки. Нагар оказался более легко удаляемым, чем нагар от ДТ.

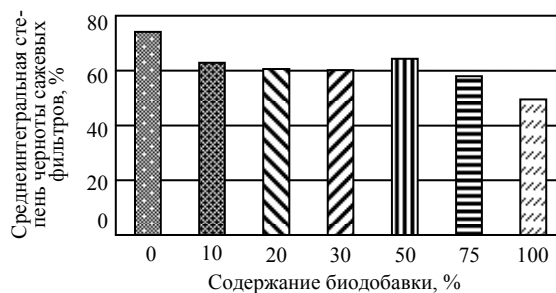


Рис. 5. Относительное среднеинтегральное содержание сажи в ОГ при работе на смешанных топливах

### Выводы

Использование смесевых биодизельных топлив на основе предложенной биодобавки способствует заметному улучшению показателей токсичности ОГ дизеля. В большей мере это касается выбросов оксидов азота. Однако снижение их в ОГ наблюдается только при содержании БД в смесевом топливе не выше 75 %. С ростом содержания БД увеличивается удельный эффективный расход топлива и снижается максимальная мощность, развиваемая дизелем.

Отрицательной стороной использования смесевых биодизельных топлив является повышенное нагарообразование на поверхностях камеры сгорания и закоксовывание отверстий распылителей форсунок через относительно непродолжительный промежуток работы дизеля.

Комплексный анализ результатов испытаний позволил выделить область содержаний БД в смесе-

вом топливе в пределах 25 – 35 %. В этом диапазоне наблюдаются наилучшие показатели работы дизеля по эффективному КПД, суммарной токсичности ОГ и характеристике изменения крутящего момента.

### Список литературы:

1. *Biofuel for Transportation: Adapt the motors to the fuel // Sustainable Energy News. – 1994. – № 6. – P 10-11.*
2. Желєзна Т.А. Стан розвитку та перспективи виробництва і застосування рідких палив з біомаси / Т.А. Желєзна // *Екотехнології и ресурсосбережение. – 2004. – Ч.2, № 3. – С. 3–8.*
3. Варшавский И.Л. Токсичность дизельной сажи и измерение сажеобразования дизельного выхлопа / И.Л. Варшавский, Ф.Ф. Мачульский // *Сборник трудов ЛАНЭ. – 1969. – С. 120–157.*

УДК 629.5.03-08:621.431.36

*В.М. Горбов, канд. техн. наук, В.С. Мітєнкова, асп.*

## КОМПЛЕКСНИЙ КРИТЕРІЙ ЕФЕКТИВНОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ АЛЬТЕРНАТИВНИХ ПАЛИВ В СЕУ

### Вступ

При коливанні вартості нафтових палив, при загостренні проблемі раціонального використання природних ресурсів і захисту навколишнього середовища від забруднення перед судновою енергетикою виникають проблеми пошуку, впровадження і ефективного використання альтернативних палив (АП). Застосування АП має значні перспективи, особливо якщо врахувати наявний досвід експлуатації суднових енергетичних установок (СЕУ) різних типів суден [1]. При порівнянні різних варіантів СЕУ оцінку та остаточний вибір слід проводити вже на стадії концептуального (передескізного) проектування. В зв'язку із впровадженням на судах АП постає задача вибору типу палива для СЕУ.

Аналіз публікацій показав, що для порівняння різних варіантів СЕУ використовуються різні методи оцінки та критерії. В загальному випадку вибір кращих варіантів рекомендується проводити на основі співставлення величин витрат та корисного ефекту, оцінки економічної ефективності СЕУ [2]. В інших випадках оцінка ведеться з урахуванням основних показників енергетичної установки [3]. Оскільки АП

застосовуються на судах порівняно недавно і не досить широко, не завжди можливо здійснити повну математичну формалізацію задач оцінки ефективності їх використання.

**Метою дослідження** є розробка структури комплексного критерію ефективності (ККЕ) використання палив в СЕУ на стадії концептуального проектування з урахуванням існуючих методів системного аналізу та порівняння складних технічних систем; визначення особливостей застосування ККЕ стосовно зрідженого природного газу (ЗПГ) та біодизельного палива (БД).

**Розробка загальної структури ККЕ застосування АП в СЕУ**

Для вирішення задачі порівняння різних варіантів СЕУ, до якої можна віднести і вибір типу палива, доцільно використовувати метод комплексної оцінки. Даний метод ґрунтується на обчисленні узагальнованої оцінки (з урахуванням оцінок за всіма критеріями) [4]. При визначенні ККЕ насамперед потрібно визначити, які показники СЕУ та яким чином будуть змінюватися при заміні нафтових палив АП. Тип обраного палива впливає переважно на такі показни-

ки СЕУ: потужності, енергетичної ефективності, масові, габаритні, надійності, живучості, автономності, маневреності, вартісні, екологічні, у меншій мірі – технологічні, патентно-правові, естетичні тощо. Досить детально ці показники описано в роботах [2, 3].

Авторами була запропоновано методику визначення ККЕ, розроблену з урахуванням аналізу результатів впливу АП на показники СЕУ, та існуючого досвіду експлуатації суден. На рис. 1 наведена структурна схема методики визначення ККЕ застосування АП на суднах. Безпосередньо значення критерію визначається наступним чином [4]:

1. Знаходяться ваги критеріїв, що представляють собою числові оцінки їх важливості ( $V_i$ ).

2. Оцінки об'єктів за критеріями приводяться до безрозмірного вигляду.

3. Визначаються ваги критеріїв, що відображують розкид оцінок:

3.1. середні оцінки за кожним критерієм:

$$P_i = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N P_{ij}, \quad i = 1, \dots, M, \quad (1)$$

де  $M$  – кількість критеріїв;  $N$  – кількість об'єктів;  $P_{ij}$  – безрозмірні оцінки.

3.2. Величини розкиду за кожним критерієм:

$$R_i = \frac{1}{N \cdot P_i} \sum_{j=1}^N |P_{ij} - P_i|, \quad i = 1, \dots, M. \quad (2)$$

3.3. Сума величин розкиду:

$$R = \sum_{i=1}^M R_i. \quad (3)$$

3.4. Ваги критеріїв, що відображують розкид оцінок:

$$Z_i = \frac{R_i}{R}, \quad i = 1, \dots, M. \quad (4)$$

4. Визначаються узагальнені ваги критеріїв:

$$W_i = \frac{V_i + Z_i}{2}, \quad i = 1, \dots, M. \quad (5)$$

5. Визначаються середньозважені оцінки:

$$E_{ij} = P_{ij} \cdot W_i, \quad i = 1, \dots, M, \quad j = 1, \dots, N. \quad (6)$$

6. Визначаються комплексні оцінки:

$$E_j = \sum_{i=1}^M E_{ij}, \quad j = 1, \dots, N. \quad (7)$$

Узагальнені ваги критеріїв (5) можна визначати також лише за розкидом значень або за результатами ранжування.



Рис. 1. Структурна схема методики визначення ККЕ застосування АП в СЕУ

Розглянемо більш докладніше етапи методики визначення ККЕ для випадків застосування БД та ЗПГ на суднах.

#### Особливості методики визначення ККЕ при використанні біодизельних палив

1. Біодизельні палива можна розглядати як альтернативу легким нафтовим паливам, причому для тих випадків, коли дизельне паливо (ДП) є основним типом палива. Перспективним сегментом флоту для використання БД та його сумішей є невеликі судна прибережного та внутрішнього районів плавання із середнь- (СОД) або високооборотними двигунами (ВОД).

2. Застосування БД не потребує кардинальної зміни СЕУ. Можливі такі варіанти при використанні БД порівняно із ДП: змінюється модель двигуна, на таку, виробники якої рекомендують застосовувати біодизельні палива (Caterpillar, John Deere, Cummins та інші); на судні передбачається одна універсальна паливна система (ПС), придатна для обох палив, або дві системи зі взаємним резервуванням основного обладнання та можливістю приготування паливних сумішей на борту судна; двигун працює на 100% БД (B100) протягом рейсу увесь час або частково, використовуються суміші із різним вмістом БД; наявність

або відсутність додаткового обладнання для очищення вихідних газів двигунів; використовуються БД з різної сировини з фізико-хімічними характеристиками та вартістю, що відрізняються.

3. Визначення ККЕ при використанні біодизельних палив включає наступні етапи. Визначаються, які параметри СЕУ та окремого основного обладнання, які зміняться при використанні В100 та його сумішей. Необхідно враховувати зміну метало- та енергоємності паливної системи (ПС), що пов'язано із наявністю додаткового обладнання, зміну енерговитрат на перекачування та підігрів палив, погіршенням надійності системи через ускладнення схем ПС тощо.

4. Основними вхідними параметрами для розрахунків є характеристики суден (габаритні розміри, дедвейт, призначення судна, тривалість та протяжність рейсу, швидкість, тип двигунів і передачі) та палив. Потужність двигуна визначається розрахунками ходовості або задається наявними аналітичними залежностями за відомим дедвейтом судна. Інші параметри визначаються аналітично в залежності від його потужності або обираються для даної моделі. Задаються характеристики основного обладнання та принципові схеми паливних систем, необхідні коефіцієнти (значення ККД різних елементів, коефіцієнти змінення викидів різних шкідливих речовин тощо). Формуються масиви даних: «Характеристики БД та їх сумішей», «СОД та ВОД», «Варіанти схем та комплектації паливних систем СЕУ», «Характеристики основного обладнання паливних систем БД». Замість деяких масивів можна використовувати відповідні аналітичні залежності. Насамперед оцінюються показники, які можна безпосередньо визначити розрахунковим шляхом із отриманням числових значень.

5. Розраховуються показники потужності, заздалегідь задається умова, чи коригується витрата палива та переналагоджується паливна апаратура, щоб забезпечити однакову потужність двигуна при роботі на всіх паливах, що розглядаються. Потім визначаються показники енергетичної ефективності, питома витрата палива, якщо вона невідома, перераховується відповідно із нижчою теплоотою згоряння. Розраховуються ефективний та пропульсивний ККД, витрата палива на одиницю пройденого шляху. Визначається необхідна маса та об'єм запасів палива. Розраховуються параметри основного обладнання

ПС СЕУ. Визначається питома та відносна маса та габарити двигунів. При відомій витраті кожного палива за рейс розраховуються викиди основних компонентів емісії. Визначаються витрати на паливо за рейс. Інші показники також можна розрахувати або оцінити непрямо.

6. Всі показники для кожного з розрахованих варіантів приводяться до безрозмірного вигляду в інтервалі від 0 до 1, формується масив даних. При розгляданні значної кількості варіантів вже на цьому етапі деякі з них можна виключити як явно непридатні. Для цього потрібно визначити множину Парето.

7. Хоча ранжування є звичайно одним із етапів багатокритеріального вибору альтернатив, виділення його в окремих етап пов'язано з декількома причинами. По-перше, в багатьох випадках ранжування відбувається з використанням методів експертних оцінок, а це досить трудомістка процедура, яка складається з багатьох етапів. По-друге, міра важливості того чи іншого показника залежить від багатьох факторів. Для одного і того ж судна вагомість параметрів може істотно змінюватися. На цьому етапі можна запропонувати декілька варіантів ранжування одиниць показників для так званих «сценаріїв», тобто можливих специфічних випадків експлуатації. Вже на стадії концептуального проектування це дасть змогу оцінити ефективність цих варіантів для декількох більш ймовірних умов експлуатації. Наприклад, часто найголовнішим критерієм виступає економічна ефективність, експлуатаційні витрати, де вагому частину складає вартість палива. Але при експлуатації судна в районах з жорсткими екологічними обмеженнями на перший план можуть виходити екологічні параметри.

8. Визначається та порівнюються значення комплексних критеріїв ефективності варіантів, що увійшли до множини Парето. Можна визначити значення цих критеріїв ще і для різних умов експлуатації, і порівняти значення ККЕ для одного варіанту, але при різних «сценаріях». При зміні міри вагомості показників більш раціональними можуть бути різні варіанти.

9. Аналізуються отримані результати, формується висновок та рекомендації. Даний етап передуює розробленню детального технічного завдання для варіанту, який був визначений як раціональний за даних умов. На цьому етапі можливо повернення до попередніх етапів з метою розглядання нових варіан-

тів, «сценаріїв», зміни та корегування вхідних даних тощо.

В табл. 1 наведено приклад розрахунку ККЕ для лоцманського боту «Tiger». Визначається ефективність використання ДП, В100 та В20 (20% БД, 80% ДП). Представлено відповідно до розробленої методики значення показників СЕУ у безрозмірному

виді та вагові коефіцієнти. Для оцінки значущості показників проводилося їх ранжування шляхом вибору більш та менш важливих в залежності від класу суден та умов їх експлуатації відповідно до рекомендацій, наведених в спеціальній літературі, наприклад [2, 3]. Кожному показнику виставлялися бали прямо пропорційно їх значущості за убунанням.

Таблица 1. Визначення ККЕ при використанні на судні ДП, В100 та їх суміші

Показники СЕУ	Вагові коефіцієнти показників першого і другого рівнів ( $\Sigma = 1$ )	Варіанти палив		
		ДП	В100	В20
<b>Потужності</b>	<b>0,102</b>			
– потужність ДВЗ	0,102	1	0,7	0,9
<b>Енергетичної ефективності</b>	<b>0,123</b>			
– ефективний ККД	0,123	1	0,859	0,973
<b>Масові</b>	<b>0,058</b>			
– маса запасів палива, кг	0,058	1	0,859	0,972
<b>Габаритні</b>	<b>0,08</b>			
– об'єм запасів палива	0,08	1	0,914	0,984
<b>Автономності</b>	<b>0,044</b>			
– температура спалаху	0,04	0,61	1	0,69
– температура самозаймання	0,04	0,8	1	0,9
<b>Маневрові</b>	<b>0,138</b>			
– підготовка двигуна до пуску	0,138	1	0,5	0,7
<b>Економічні</b>	<b>0,145</b>			
– витрати на паливо на рейс	0,145	1	0,483	0,841
<b>Екологічні</b>	<b>0,123</b>			
– швидкість розкладання (за 8 днів), %	0,01156	0,5125	1	0,6125
– рівень РАН (поліциклічні ароматичні вуглеводні)	0,0139	0,14	1	0,28
– рівень СО (монооксид вуглецю)	0,0139	0,65	1	0,783
– рівень ТНС (загальний рівень вуглеводнів)	0,0139	0,63	1	0,606
– рівень CO <sub>2</sub> (діоксид вуглецю)	0,01624	0,983	0,993	1
– рівень NO <sub>x</sub> (оксиди азоту)	0,01857	1	0,905	0,955
– рівень SO <sub>2</sub> (діоксид сірки)	0,01857	0,05	1	0,0595
– рівень РМ (тверді частки або сажа)	0,01624	0,18	1	0,277
<b>Надійність</b>	<b>0,109</b>			
– мастильні властивості	0,0545	0,5	1	0,9
– сумісність із елементами СЕУ	0,0545	1	0,8	0,95
Значення ККЕ, %		100	87	94

При використанні методу комплексної оцінки для визначення ККЕ вагові коефіцієнти визначалися з використанням ранжування без урахування розкиду значень окремих показників. Значення критерію, розраховані саме цим методом, найбільш близькі до значень економічної ефективності, яка була прийнята в якості критерію перевірки отриманих значень, як більш розповсюджений засіб оцінювання якості технічного рішення.

Наведемо коментарі щодо обґрунтування вибору значень та вагових коефіцієнтів деяких показників. Хоча представлені показники енергетичної ефективності пов'язані з економічними, їх виділяють у окрему групу оскільки вони дають змогу оцінити

ККД суднової енергетичної установки в цілому (тобто корисно використану теплоту та її втрати), розробити заходи щодо зменшення існуючих втрат теплоти [2].

Хоча масогабаритні показники та автономність також пов'язані, стосовно суднових умов їх розглядають окремо. Маса запасів палива входить до загальної маси енергетичного комплексу судна, тому цей показник виділено як окремий. Об'єм паливних запасів безпосередньо пов'язаний із об'ємом та протяжністю приміщень, які займає СЕУ, а також нормативними вимогами щодо відстані та місця розташування окремих елементів в цих приміщеннях. При проектуванні СЕУ слід по можливості зменшувати її

масогабаритні показники при збереженні дефайту судна.

Окрім впливу на показники СЕУ при виборі АП слід враховувати їх специфічні властивості, які можуть обмежити область їх використання. Так, наприклад БД має більш високе значення температури застигання, ніж ДП, що утруднює використання його взимку, біодизельне паливо є нестабільним схильним до окиснення (за різними джерелами В100 можна зберігати 3-8 місяців при дотриманні певних умов). Але вплив цих та деяких інших недоліків можна компенсувати різними методами: додаванням спеціальних присадок, використанням БД високої якості, підігрівом в паливних системах тощо.

#### **Особливості методики визначення ККЕ при використанні ЗПГ**

1. ЗПГ – це альтернатива як ДП, так і ВП. Його можна використовувати і в головних двигунах і в дизель-генераторах. Перспективний сегмент флоту для використання ЗПГ – це відносно невеликі судна з рейсовими лініями переважно в районах із жорсткими екологічними обмеженнями, де є можливість буксерування ЗПГ (пороми, круїзні та пасажирські судна, судна обслуговування газодобувних платформ тощо). Обмеження щодо розмірів пов'язані із відносно невеликою максимальною встановленою потужністю газодизельних двигунів (ГДД) порівняно із дизельними малооборотними (МОД).

2. Використання ЗПГ потребує кардинальних змін ПС, заміни двигуна, іноді типу пропульсивної установки. При формуванні варіантів слід враховувати, що ГДД сьогодні використовуються переважно у складі дизель-електричних установок, і лише на одному судні газодизелі працюють в складі дизель-механічної СЕУ. При використанні ЗПГ як палива для головних двигунів можуть порівнюватися МОД та СОД у складі пропульсивних установок різних типів на ВП та ДП. Для дизель-генераторів можливо два варіанти: дизельний СОД на ДП та ГДД на ЗПГ.

3. Визначаються, які параметри СЕУ та окремого основного обладнання зміняться при використанні

ЗПГ. Обов'язково потрібно розраховувати окрім маси та об'єму палива масогабаритні показники вмістищ для ЗПГ.

4. Основними вхідними параметрами для розрахунків є характеристики суден та палив. Для зрідженого природного газу важливим показником є тиск зберігання, який визначає ряд інших теплофізичних властивостей палива, що впливають на характеристики вмістищ. Порядок визначення вхідних параметрів такий самий, як і для БД з урахуванням специфічних особливостей ЗПГ. Етапи 5-9 аналогічні методиці оцінювання ефективності застосування біодизельних палив на суднах.

#### **Висновки**

Методика визначення ККЕ використання АП враховує вплив на основні показники СЕУ типу палива та умов експлуатації конкретного судна.

При відносно невеликому програті у сумарній ефективності додатковим аргументом на користь використання АП є наявність в багатьох країнах світу відповідної законодавчої бази щодо збільшення обсягів споживання альтернативних відновлюваних палив, в тому числі, вимоги обов'язкового додавання до ДП біодизелю в кількості від 1% до 10% (до 20% в Малайзії).

Подальші дослідження в цьому напрямку будуть спрямовані на створення нових та уточнення існуючих методик розрахунку ККЕ для різних типів АП та на розроблення методик проектування СЕУ при використанні альтернативних палив.

#### **Список літератури:**

1. Горбов В. М. Альтернативные топлива для судовых энергетических установок / В. М. Горбов, В. С. Митенкова // Судостроение. – 2007. – № 3 (128). – С. 54–55.
2. Голубев Н. В. Проектирование энергетических установок морских судов: учеб. пособие / Голубев Н. В. – Л.: Судостроение, 1980. – 312 с.
3. Горбов В. М. Выбор показателей энергетической установки, характеристик СЭУ и судна на начальных стадиях проектирования судов транспортного флота: учеб. пособие / В. М. Горбов, Ю. А. Шаповалов, Г. Г. Курчев. – Николаев: УГМТУ, 1997. – 141 с.
4. Гудков П. А. Методы сравнительного анализа: учеб. пособие / Гудков П. А. – Пенза: Изд-во Пенз. гос. ун-та, 2008. – 81 с.



УДК. 621.43: 62-66: 62-62

*Е.В. Белоусов, канд. техн. наук*

## ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕМПЕРАТУРНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ОПТОВОЛОКОННЫХ ДАТЧИКОВ ДЛЯ ИНДИЦИРОВАНИЯ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

### Актуальность проблемы

Одним из важнейших направлений на пути совершенствования системы эксплуатации двигателей внутреннего сгорания (ДВС) является разработка методов объективного контроля за характером протекания рабочего процесса в рабочем цилиндре. До недавнего времени, индицирование рабочего процесса, применялось только для исследовательских целей, в виду сложности используемого оборудования и трудностей, связанных с расшифровкой полученных индикаторных диаграмм. С развитием микропроцессорных технологий, процесс обработки информации значительно упростился, что позволяет уже сегодня на судовых двигателях устанавливать встроенную систему индицирования рабочего процесса. Более широкому внедрению систем контроля за характером протекания рабочего процесса препятствует отсутствие достаточно дешевых индикаторных датчиков, способных надежно работать в течение длительного времени без изменения своих характеристик.

### Анализ литературных источников

В настоящее время в измерительных комплексах для индицирования рабочих процессов ДВС доминирующее положение продолжают занимать электронные измерительные технологии, которые предполагают преобразование измеряемого параметра в электрический сигнал с последующим его усилением и обработкой. Для исследования различных процессов в ДВС наибольшее распространение получили диафрагменные датчики, применяющиеся при измерениях как статических, так и динамических давлений. Теоретическая база этих датчиков достаточно хорошо разработана [1, 2]. Для преобразования измерительного сигнала в электрический традиционно используются тензометрические, индуктивные, емкостные и пьезоэлектрические преобразователи [2]. Однако развитие оптоволоконных технологий, в течение последних десятилетий, привело к созданию целого класса датчиков, в которых измеряемый параметр преобразуется сначала в оптический, а за тем в электрический сигнал [3, 4]. Эти датчики отличаются высокой стабильностью, помехоустойчиво-

стью, высокой амплитудой сигнала. Некоторые иностранные фирмы приступили к выпуску оптоволоконных датчиков для индицирования ДВС, однако стоимость этих приборов остается высокой, а их использование требует сложной аппаратуры для обработки сигнала [5]. Наиболее простую конструкцию имеют амплитудные датчики, в которых перемещение диафрагмы модулирует интенсивность отраженной световой волны [3].

До настоящего времени остается не выясненным, как высокие температуры в месте крепления датчика влияют на его выходные параметры. Исследованию температурных характеристик оптоволоконных датчиков амплитудного типа посвящена данная работа.

### Решение проблемы

На основе принципа амплитудной модуляции оптического сигнала в лаборатории ДВС Херсонского факультета ХНАДУ был разработан оптоволоконный датчик для индицирования рабочего процесса. [6, 7]. Характеристики этого датчика приведены в таблице 1, общий вид датчика показан на рисунке 1.

Таблица 1. Характеристики амплитудного оптоволоконного датчика лаборатории ХФ ХНАДУ

Характеристики датчика	Парам.
Тип сигнала	аналоговый
Стабилизация температуры	Вод. охл.
Материал мембраны	сталь 18 ХГСА
Диам. незаземленной части мембраны, мм	12
Толщина мембраны, мм	0,39
Тип светоизлучателя и фотоприемника	
светодиод красного свечения	TLCR5100
фототранзистор	ФТ-3
Количество оптических волокон	
Частота собственных колебаний, кГц	>100
светоподводящих, шт.	30
светоотводящих, шт.	30
Диапазон измеряемого давления, МПа	0...12
Максимальная температура мембраны, °С	250
Температура в месте установки, °С	100
Нелинейность и гистерезис, %	±1...2,5
Температурный коэф. чувств. (40...60°С), %/°С	0,64

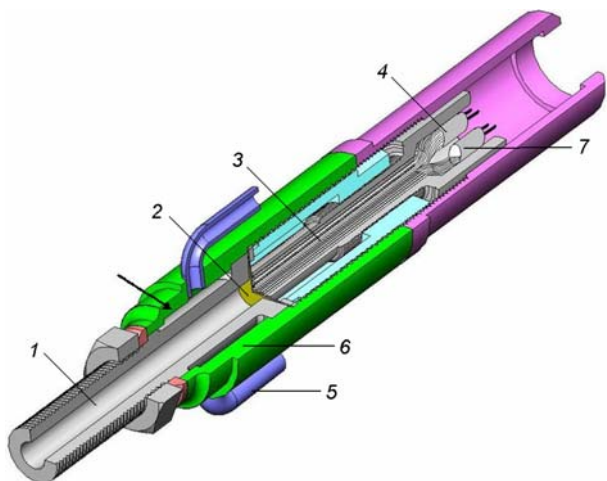


Рис. 1. Трехмерная модель датчика для индицирования ДВС лаборатории ХФ ХНАДУ

1 – соединительный канал; 2 – диафрагма; 3 – оптоволоконный жгут; 4 – светоизлучатель полупроводниковый; 5 – штуцер подвода охлаждающей жидкости; 6 – корпус датчика; 7 – фототранзистор

Особенностью датчиков данного типа является то, что в качестве излучателя, оптического приемника и усилителя в них использованы полупроводниковые приборы, которые изначально обладают низкой температурной стабильностью. Совершенно не выясненным является вопрос и температурной стабильности оптического волокна, во всяком случае, каких либо результатов исследований этого вопроса автору обнаружить не удалось. Более исследованным является влияние высоких локальных температур на характеристики диафрагмы, однако и в этом случае рассмотрены лишь некоторые частные случаи [1, 2]. Следует ожидать, что при изменении температуры характеристики различных элементов датчика будут накладываться друг на друга, создавая сложную температурную характеристику датчика в целом.

Изначально полагая, что потребуется стабилизация температурного режима датчика, в его конструкции была предусмотрена полость для циркуляции охлаждающей воды, показанная на рис. 1 стрелкой. Для исследования влияния температуры на выходные характеристики датчика был создан стенд, в котором через корпус датчика циркулировала вода, температура которой поддерживалась с помощью электрического подогревателя, включенного через термореле. В качестве чувствительного элемента термореле использовался контактный термометр. Ртутная колба термометра омывалась потоком жидкости сливаемой из корпуса датчика. Таким образом,

удалось свести к минимуму погрешности связанные с тепловыми потерями в подводящем и отводящем канале. Сам датчик был установлен на гидравлическое прессовое устройство позволяющее изменять давление на диафрагму в диапазоне 0...12 МПа. Общий объем воды в циркуляционной системе составлял 1 дм<sup>3</sup>, циркуляция обеспечивалась электрическим радиально-осевым центробежным насосом, скорость циркуляции составляла 0,5 дм<sup>3</sup>/мин.

Для каждого температурного диапазона делалось пять прогонов давления в интервале 0...12 МПа, с шагом 1 МПа, далее результаты обрабатывались. После очередного повышения температуры выдерживался интервал времени не менее 20 минут для выравнивания температур в элементах конструкции датчика. В качестве выходного параметра фиксировалось напряжение на усилителе сигнала встроенного в корпус датчика. Результаты исследования представлены на рис. 2. На рис. 3 представлены отдельные зависимости напряжения выходного сигнала от давления для температур 303, 333, 363 К.

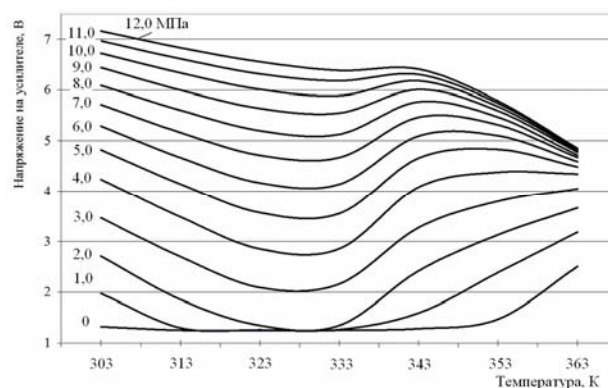


Рис. 2. Влияние температуры датчика на его выходную характеристику

Из представленных графиков видно, что при повышении температуры датчика свыше 303 К, происходит снижение его чувствительности в области низких давлений. В интервале температур 323...333 К, датчик практически не реагирует на изменения давления в интервале 0...2 МПа. В других диапазонах изменение выходного сигнала практически линейно температуре до 323 К. Если интерес представляет диапазон высоких давлений, связанных с концом сжатия и сгоранием топлива, давления в диапазоне температур 303...328К°С вполне могут быть

пересчитаны через температурные коэффициенты. При повышении температуры свыше 333 К, значительно падает чувствительность датчика

в области высоких давлений от 4,0...12,0 МПа, а также сокращается амплитуда выходного сигнала.

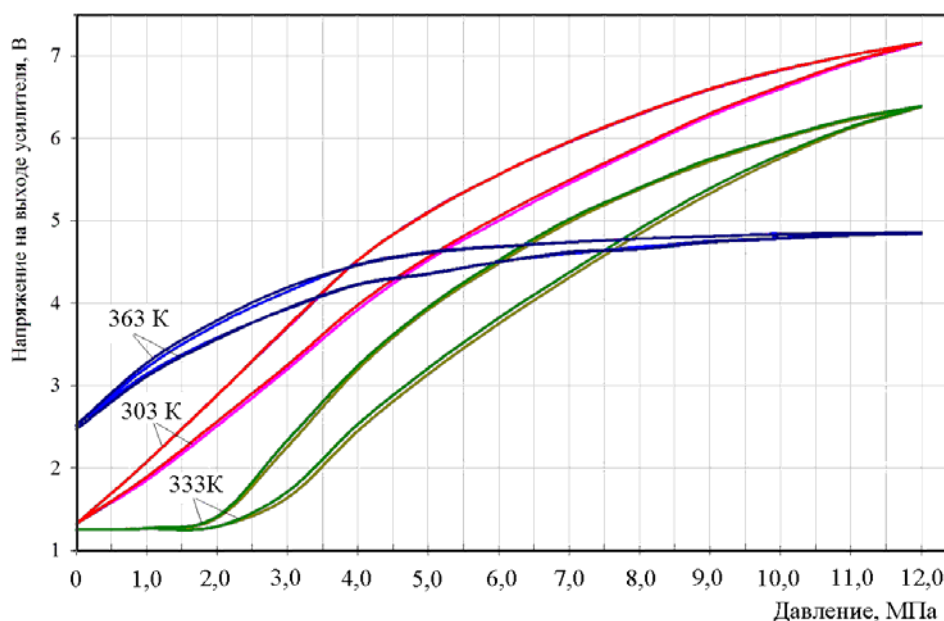


Рис. 3. Характер изменения выходного сигнала для температур 303, 333, 363 К

#### Выводы

Исходя из результатов исследования можно сделать следующие выводы:

- чтобы обеспечить достоверность индицирования рабочего процесса необходимо поддерживать температуру воды на выходе датчика не выше 303К.

- для диагностических целей, когда интерес представляет только область высоких давлений, так называемая гребенка, максимальная температура датчика может быть повышена до 323...333°С. Это позволит использовать для охлаждения датчика жидкость из циркуляционной системы охлаждения двигателя, предварительно понизив ее температуру в дополнительном теплообменнике.

#### Список литературы:

1. Розенблит Г.Б. Датчики с проволочными преобразователями для исследования двигателей внутреннего сгорания / Розенблит Г.Б., Виленский П.И., Горелик Я.И. – М.: «Машиностроение», 1966. – С. 30-38.

2. Стефановский Б.С. Испытание двигателей внутреннего сгорания / Стефановский Б.С., Доколин Ю.М., Сорокин В.П. – М.: «Машиностроение», 1972. – 357 с.

3. Overview of Fiber Optic Sensors. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: [www.bluer.com/papers/Overview\\_of\\_FOS2.pdf](http://www.bluer.com/papers/Overview_of_FOS2.pdf)

4. Соколов А.Н. Волоконно-оптические датчики и системы: принципы построения, возможности и перспективы / А.Н. Соколов, В.А. Яцеев // LIGHTWAVE Russian Edition. – 2006. – №4 – С. 42-44.

5. Sensor Packages Options. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: [www.optrand.com](http://www.optrand.com)

6. Белоусов Е.В. Опыт создания оптоволоконных датчиков для индицирования рабочего процесса двигателей внутреннего сгорания / Е.В.Белоусов, В.П.Савчук, А.Д.Штанько // Сборник научных трудов по материалам международной конференции «Двигатель 2007», посвященной 100-летию школы двигателестроения МГТУ им. Н.Э. Баумана. – 2007. – С. 131-135.

7. Белоусов Е.В. Опыт создания оптоволоконных датчиков для индицирования рабочего процесса двигателей / Е.В.Белоусов, В.П.Савчук, А.Д.Штанько // Грузовик & Строительно-дорожные машины, автобус, троллейбус, трамвай. – 2007. – №12. – С. 87-91.

УДК 621.43.052

**Марченко А.П. Оценка эффективности различных способов внутреннего регулирования турбины ТКР тракторного дизеля / А.П. Марченко, В.А. Петросянц, А.А. Прохоренко, Д.Е. Самойленко, Д.В. Мешков // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. – № 1. – С. 3-7.**

В статье проведена сравнительная оценка 2-х способов регулирования турбонаддува: традиционного – соплового и нового – путем изменения площади проходного сечения конца разгонного участка безлопаточного направляющего аппарата (БНА) улитки турбины. Сравнение проводилось по 2-м параметрам: исходя из максимально достижимой глубины регулирования и по углу наклона кривой, описывающей алгоритм регулирования турбины ТКР. Исходя из величины угла наклона прямой, описывающей алгоритм регулирования показано, что сопловое регулирование имеет незначительное преимущество в сравнении с регулированием БНА. Ил. 3. Библиогр. 5 назв.

УДК 621.43.068.4

**Канило П.М. Анализ эффективности использования альтернативных топлив в двигателях внутреннего сгорания / П.М. Канило, И.В. Парсаданов // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. – № 1. – С. 8-14.**

Рассмотрена современная топливно-экологическая проблема двигателей внутреннего сгорания и перспективы замещения нефтяных топлив альтернативными энергоносителями. Приведены результаты исследований двигателей легковых автомобилей по Европейскому ездовому циклу при использовании различных топлив и дан комплексный анализ экологических показателей двигателей с учетом суммарной канцерогенности отработавших газов. Показано, что наиболее эффективными заменителями нефтяных моторных топлив на транспорте, как с экономической, так и экологической точек зрения, являются: природный газ, а в ближайшей перспективе – синтетические, в том числе спиртовые, топлива, биотоплива и водород. Табл. 4. Ил. 6. Библиогр. 13 назв.

УДК 621.432

**Сериков С.А. Идентификация математической модели двигателя внутреннего сгорания с использованием системы нечеткого вывода / С.А. Сериков, А.А. Дзюбенко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. – № 1. – С. 14-18.**

Предложен метод идентификации математической модели двигателя внутреннего сгорания с использованием системы нечеткого вывода. Рассмотрена двухэтапная процедура идентификации, которая позволяет, опираясь на слабо формализованные эмпирические знания экспертного сообщества о конкретном типе двигателя, получить его грубую модель с последующей точной настройкой по экспериментальным данным. Ил. 5. Библиогр. 5 назв.

УДК 621.43.01

**Сериков Е.Н. Метод оценки индикаторных показателей двигателей внутреннего сгорания / Е.Н. Сериков, С.Ю. Белик, В.Г. Дьяченко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. – № 1. – С. 19-24.**

Предложен метод определения удельного индикаторного расхода топлива по изменению эффективной мощности и часового расхода топлива при работе двигателя по нагрузочной характеристике. По удельному индикаторному расходу топлива определяются индикаторная

работа газов за цикл, индикаторная мощность, механический КПД, среднее давление механических потерь. Метод может быть использован при доводке рабочих процессов двигателя и для оценки технического состояния двигателя в эксплуатации. Ил. 5. Библиогр. 4 назв.

УДК 621.436.1

**Грицюк А.В. Выбор формы камеры сгорания для высокооборотного малолитражного дизеля / А.В. Грицюк, И.В. Парсаданов // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. – № 1. – С. 24-28.**

Представлены результаты исследований по выбору формы камеры сгорания, проведенных на одноцилиндровом отсеке высокооборотного малолитражного дизеля многоцелевого назначения серии ДТА. Эффективность вариантов исследований оценивалась по изменению эффективных и индикаторных показателей, температуре, токсичности и дымности отработавших газов. Табл. 1. Ил. 6. Библиогр. 8 назв.

УДК 621.43.018.76: 621.435.8

**Пелепейченко В. И. Показатели теоретического цикла ДВС с «химическим» наддувом / В.И. Пелепейченко, А.А. Каграманян // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. – № 1. – С. 28-34.**

Предложен способ увеличения работы базового цикла ДВС путем химического наддува – подачи в цилиндр дополнительного рабочего тела, полученного из моноотоплива или азотного топлива. Определены условия, при которых можно увеличить работу базового теоретического цикла без увеличения максимального давления в цилиндре и температуры рабочего тела в процессе расширения. Получены формулы для определения основных показателей циклов с химическим наддувом. Ил. 4. Библиогр. 4 назв.

УДК 621.43.003.

**Ерощенко С.А. Определение теплофизических свойств рабочего тела на такте сжатия для двухтактного двигателя / С.А. Ерощенко, В.А. Корогодский, О.В. Василенко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. – № 1. – С. 35-37.**

Определены значения коэффициента остаточных газов ( $\gamma$ ) для двухтактного двигателя ДН-4 при работе по нагрузочной характеристике при  $n=3000$  мин<sup>-1</sup>. Определена истинная массовая изобарная теплоемкость рабочего тела на такте сжатия и в момент закрытия окон. Полученные значения истинной массовой изобарной теплоемкости представлены в виде интерполяционных зависимостей от температуры. Ил. 2. Библиогр. 7 назв.

УДК 612.43.013

**Солодов В.Г. Численная модель сжимаемого вязкого турбулентного течения во впускных каналах и цилиндрах поршневых двигателей. Часть I. Численный метод / В.Г. Солодов, А.А. Хандримайлов // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. – № 1. – С. 37-41.**

Представлена численная модель расчета сжимаемых вязких турбулентных течений газа в областях с подвижными границами применительно к элементам впускных систем, цилиндрам и камерам сгорания поршневых двигателей на основе развития авторского программного обеспечения МТФС. Вычислительный метод конечных объемов построен на основе алгоритма приближенной факторизации при аппроксимации решения со вторым порядком

точности по времени. В алгоритм встроена коррекция сжимаемости для низкоскоростных течений и *ENO* реконструкция параметров в ячейке. Тестирование солвера на данных ЛДА эксперимента проводится в части II. Библиогр. 9 назв.

**УДК 621.43.013**

**Воропаев Е.П. Выбор рациональных параметров газоздушного тракта авиационного поршневого двигателя / Е.П. Воропаев // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. – № 1. – С.42-47.**

Трехмерная газодинамическая модель применена для выбора рациональных параметров газоздушного тракта авиационного поршневого двигателя. Рассмотрены два варианта газоздушного тракта: исходный и улучшенный. Для каждого из этих вариантов выполнен расчет трех режимов внешней скоростной характеристики. На режимах с частотой вращения коленчатого вала 5500 и 5800 мин<sup>-1</sup> улучшенный газоздушный тракт обеспечил увеличение мощности на 13 % и 16 % соответственно. Достигнуты коэффициенты наполнения и остаточных газов 1,12 и 0,028 соответственно. Представлены сравнительные диаграммы газообмена рассмотренных режимов. Полученные результаты проанализированы. Табл. 2. Ил. 9. Библиогр. 7 назв.

**УДК 621.43.016**

**Марченко А.П. Особенности математического моделирования температурной волны в поршне двигателя внутреннего сгорания / А.П. Марченко, В.А. Пылев, В.В. Шпаковский, В.В. Пылев // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. – № 1. – С.48-53.**

Для моделирования высокочастотных колебаний температуры в поверхностном низкотеплопроводном слое поршня двигателя внутреннего сгорания предложена форма записи граничных условий третьего рода, учитывающая удельную объемную теплоемкость материала стенки. Разработаны рекомендации по использованию этой записи. С целью получения достоверных результатов при минимальных затратах машинного времени предложено комбинированное использование математических моделей. Ил. 3. Библиогр. 12 назв.

**УДК 621.431**

**Мошенцев Ю.Л. Выбор параметров самодействующих клапанов поршневого компрессора, интегрированного в систему наддува бесшатунного дизельного двигателя / Ю.Л. Мошенцев, Д.С. Минчев, А.Ф. Вуль // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. – № 1. – С.53-57.**

Представлена методика и результаты выбора физических и геометрических параметров самодействующих сферических клапанов тарельчатого типа, которые применяются для организации процессов газообмена в приводном поршневом компрессоре. Поршневой компрессор интегрирован в систему комбинированного наддува транспортно-дизельного двигателя с бесшатунным силовым механизмом в качестве второй ступени наддува. Показано, что эффективность работы двигателя с комбинированной системой наддува значительно зависит от параметров самодействующих клапанов поршневого компрессора. Полученные параметры самодействующих клапанов обеспечивают максимальную среднеэксплуатационную эффективность работы двигателя на режимах. Ил. 3. Библиогр. 7 назв.

**УДК 621.436**

**Тырловой С. И. Амплитудно-фазовые характеристики регуляторов высокооборотных автомобильных дизелей / С.И. Тырловой // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. – № 1. – С.57-61.**

Для выработки стратегии ремонтно-восстановительных работ топливной аппаратуры высокооборотных автомобильных дизелей зарубежного производства выполнен анализ частотных характеристик регулятора. Для учета больших градиентов кинетической энергии элементов регулятора в модели применено уравнение Лагранжа 2-го рода, включающее частную производную кинетической энергии по координате перемещения муфты измерителя. Этот учет, который в известных моделях не производился, позволил существенно уточнить результаты расчета автоколебаний (разница до 20%). Анализ полученных частотных характеристик показал, что полоса пропускания исправного регулятора составляет 32 Гц, опасные амплитуды наблюдаются в диапазоне 1...5 Гц, это соответствует режимам трогания автомобиля с места и холостого хода. Ил. 8. Библиогр. 7 назв.

**УДК 620.9**

**Аврамов К.В. Численное моделирование автоколебаний роторов в подшипниках скольжения / К.В. Аврамов // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. – № 1. – С. 62-67.**

В статье получена модель автоколебаний роторов в подшипниках скольжения. Эта модель сводится к системе четырех нелинейных обыкновенных дифференциальных уравнений второго порядка. Давление в масляном слое описывается уравнением Рейнольдса. Для исследования автоколебаний в полученной системе применяется прямое численное интегрирование. Ил. 2. Библиогр. 8 назв.

**УДК 621.43**

**Крайнюк А.И. Двухступенчатый компрессор каскадного обмена давлением / А.И. Крайнюк, С.В. Алексеев, С.А. Столяров // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. – № 1. – С.67-71.**

Раскрыты особенности нового способа организации рабочего цикла устройства прямого преобразования теплоты в располагаемую работу сжатия воздуха, основанного на принципе каскадного обмена давлением. Приведены результаты предварительного выбора основных размерных и конструктивных параметров теплового компрессора каскадного обмена давлением, рассмотрена специфика его рабочего процесса. Показаны основные направления совершенствования рабочего цикла тепловых компрессоров каскадного обмена давлением. Ил. 5. Библиогр: 3 назв.

**УДК 621.431**

**Жуков В.А. Расчетно-экспериментальные исследования гидравлического сопротивления в полостях охлаждения ДВС / В.А. Жуков, Е.Н. Николенко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. – № 1. – С. 71-75.**

Представлены модель для численного моделирования и описание экспериментальной установки для исследования потерь давления в полостях жидкостных систем охлаждения ДВС. Приведены результаты расчетных и экспериментальных исследований гидравлических сопротивлений в зарубашечном пространстве ДВС, свидетельствующие о влиянии состава жидкости и ее свойств на величину гидравлических потерь. Показано, что введение ком-

плексных многофункциональных присадок способствует снижению гидравлических потерь и уменьшению затрат мощности на привод циркуляционных насосов жидкостных систем охлаждения ДВС, приведены объяснения полученного эффекта. Табл. 2. Ил. 4. Библиогр. 6 назв.

**УДК 621.436.038**

**Врублевский А.Н.** Исследование влияния утечек топлива в электрогидравлической форсунке на параметры впрыскивания / А.Н. Врублевский // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. – №1. – С. 75-79.

В статье обоснована необходимость уточнения математической модели связанная с учетом утечек топлива по прецизионным зазорам электрогидравлической форсунки. Выявлены зависимости параметров впрыскивания от величины прецизионных зазоров. Табл. 1. Ил. 6. Библиогр. 5 назв.

**УДК 621.43.056**

**Мищенко М.І.** Розрахунково-експериментальні дослідження механізму зміни ступеня стиску для бензинового чотиритактного двигуна / М.І. Мищенко, В.І. Супрун, В.С. Шляхов // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. – № 1. – С. 80-82.

Описано принципову схему механізму зміни ступеня стиску (МЗСС), безмоторну установку, а також результати розрахунково-експериментальних досліджень механізму. Обміряно й проаналізовано час спрацьовування МЗСС при різних значеннях прикладеної до нього сумарної сили та температури масла в порожнинах механізму. Отримані дані характеризують зміну ступеня стиску у двигуні в часі. В експериментах, проведених на безмоторній установці, зафіксована наявність двох границь, що зв'язують час спрацьовування МЗСС із температурою масла і сумарною силою. Гранична величина сумарної сили дорівнює приблизно 105 Н, а температури масла 45°C. При збільшенні як сили, так і температури понад зазначених граничних значень час спрацьовування механізму повільно зменшується. Ил. 4. Библиогр. 13 назв

**УДК 629.5:621.436**

**Тимошевский Б.Г.** Моторные свойства альтернативных топлив, полученных из отходов полимеров / Б.Г. Тимошевский, М.Р. Ткач // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. – № 1. – С. 83-89.

Рассмотрены основные моторные свойства альтернативных топлив, полученных путем переработки отходов термопластичных полимеров. Установлено, что путем выбора рациональной схемы технологического процесса переработки и его параметров можно получать бензиновые, дизельные и тяжелые сорта топлив, техникохимические свойства которых позволяют использовать эти топлива в тепловых двигателях. Приведена принципиальная технологическая схема процесса получения альтернативных топлив из отходов полимерных материалов, основные моторные свойства, а также выход товарных топлив. Показано, что свойства таких альтернативных топлив, при соответствующих параметрах процесса, могут быть весьма близкими к стандартным топливам. Приведены индикаторные диаграммы для двигателя 6ЧН12/14 при эксплуатации его на стандартном и альтернативном дизельном топливах. Табл. 4. Ил. 9. Библиогр. 10 назв.

**УДК 621.436.03**

**Ивашенко Н.А.** Технология питания автомобильного дизеля смесями с использованием диметилового эфира / Н.А. Ивашенко, Л.В. Грехов, А.А. Жердев // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. – № 1. – С. 89-92.

Рассмотрены мотивы и проблемы использования диметилового эфира в качестве экологически безопасного моторного топлива для городского дизельного автотранспорта. Обоснована концепция его применения в составе смеси с дизельным топливом. Описана система топливоподачи и способы ее доводки. Описано применение дизеля на смесевом топливе в составе автомобиля-рефрижератора. Переоборудованные автомобили находились в эксплуатации в автотракторном предприятии. Удалось значительно снизить содержание вредных веществ в отработавших газах. Ил. 4. Библиогр. 2 назв.

**УДК 621.1.018**

**Поливянчук А.П.** Определение и анализ выбросов твердых частиц с отработавшими газами автомобильного дизеля на установившихся режимах работы / А.П. Поливянчук, И.В. Парсаданов, И.В. Рыкова // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. – № 1. – С. 92-96.

Проведены экспериментальные исследования выбросов твердых частиц с отработавшими газами автотракторного дизеля на установившихся режимах испытаний с учетом условий его эксплуатации. Построены и проанализированы эмпирические зависимости массового, удельного выбросов и концентрации твердых частиц от числа оборотов вала двигателя и крутящего момента. Табл. 3. Ил. 2. Библиогр. 5 назв.

**УДК 621.43:62-192**

**Кравченко С.А.** Повышение надёжности деталей двигателей методом дискретного упрочнения Рассмотрены методы упрочнения чугунных коленчатых валов двигателей транспортных средств / С.А. Кравченко, В.Г. Гончаров // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. – № 1. – С. 97-99.

Обоснована целесообразность замены процесса закалки ТВЧ коренных и шатунных шеек чугунных коленчатых валов на альтернативный метод повышения триботехнических характеристик пар трения в основе которого лежит принцип дискретного упрочнения, что повышает их работоспособность и ремонтпригодность. Ил. 3. Библиогр. 7 назв.

**УДК 621.436: 551.321.8**

**Белогуб А.В.** Разработка экономической модели эксплуатации тракторного дизеля в системе прогнозирования ресурсной прочности деталей камеры сгорания / А.В. Белогуб, В.Т. Турчин, В.А. Пылёв, Н.В. Прокопенко, С.Н. Бакланов, С.В. Силенок // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. – № 1. – С. 100-103.

Выполнен анализ известных моделей эксплуатации тракторных дизелей. Для массива представительных полигонов эксплуатации проведен комплекс численных экспериментов по определению температурного состояния поршня. С целью повышения экономичности метода прогнозирования ресурсной прочности поршня и других деталей камеры сгорания предложено объединение представительных полигонов детализированной модели эксплуатации дизеля по характерной определенной температуре. Ил. 1. Библиогр. 7 назв.

УДК 621.436:621.43.016.7

**Крушедольский А.Г. Корректировка тепловозной характеристики форсированного дизеля магистрального тепловоза / А.Г. Крушедольский, Е.В. Гришина // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. – № 1. – С. 103-106.**

В результате проведенного исследования выяснено, что отечественный дизель 4Д80 (12ЧН26/27) обеспечивает достижение необходимой гаммы мощностей при эксплуатации тепловоза 2ТЭ116. Дизель 4Д80 по расходу топлива на 5% экономичнее дизеля 1Д80 и на 19% - дизеля 5Д49. При использовании скорректированной тепловозной характеристики, на которой максимальная температура выпускных газов (528оС) достигается только на кратковременном по нагрузке в эксплуатации режиме номинальной мощности, можно гарантировать надежную работу дизеля 4Д80 в качестве теплосилового установок тепловоза 2ТЭ116. Ил. 2. Библиогр. 4 назв.

УДК 621.436

**Свистула А.Е. Влияние утечек в прецизионных сопряжениях топливной аппаратуры дизеля на индикаторный КПД / А.Е. Свистула, Д.Д. Матиевский // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. – № 1. – С. 106-109.**

Предложен метод оценки влияния утечек топлива в прецизионных сопряжениях плунжерной пары топливного насоса и форсунки на индикаторный КПД и коэффициенты неиспользования теплоты. Показано влияние на утечки топлива зазоров в прецизионных сопряжениях, геометрических размеров деталей, режима работы двигателя. Установлена количественная и качественная связь величины утечек в прецизионных сопряжениях и параметров впрыскивания топлива, рабочего процесса дизеля, эффективности использования теплоты в цикле. Дан анализ причин снижения индикаторного КПД при наличии утечек топлива в прецизионных сопряжениях. Ил. 5. Библиогр. 5 назв.

УДК 621.43.016.4

**Шпаковский В.В. Изменение скоростных характеристик дизелей маневровых тепловозов в процессе длительной эксплуатации / В.В. Шпаковский // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. – № 1. – С. 110-112.**

Снижение реостатной мощности дизелей маневровых тепловозов ЧМЭ-3 в процессе эксплуатации приводит к увеличению расходов на эксплуатацию и на ремонт дизелей. Продление сроков между переборками дизелей позволит снизить эти расходы. Поэтому повышение реостатной мощности дизелей за счёт установки в дизель поршней с корундовым поверхностным слоем является важной и актуальной проблемой. Проведенные реостатные испытания тепловозов показали, что реостатная мощность дизеля с «корундовыми» поршнями значительно выше мощности серийного дизеля по всей тепловозной характеристике. Ил. 3. Библиогр. 3 назв.

УДК 621.436.038

**Пойда А.Н. Анализ технического состояния топливной аппаратуры на основе колебаний давления топлива в гидроаккумуляторе / А.Н. Пойда, Е.Ю. Зенкин // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. – № 1 – С. 112-118.**

Предложена методика диагностирования по сигналу датчика давления топлива в гидроаккумуляторе. Приведен анализ изменения колебаний давления топлива, вызывае-

мых ЭФ,ТНВД и РДТ при наличии неисправности. Рассмотрена возможность косвенной оценки технического состояния топливной аппаратуры по скорости нарастания давления топлива и скважности импульсов в цепи обратной связи системы управления РДТ. Ил. 8. Библиогр. 9 назв.

УДК 621.43: 662.6

**Бганцев В.Н. Результаты испытаний дизеля на смесях дизельного топлива и биодобавки из побочных продуктов масложирового и спиртового производств / В.Н. Бганцев, В.П. Мараховский, С.П. Хожаннов // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. – № . – С. 119-123.**

Приведены результаты сравнительных стендовых испытаний тракторного дизеля Д21А на смесевых биодизельных топливах. Биодобавка представляла собой смесь эфиров жирных кислот, которая образовалась в результате реакции переэтерификации побочных продуктов масложирового и спиртового производств. Получены и проанализированы нагрузочные и внешние скоростные характеристики. Табл. 2. Ил. 5. Библиогр. 3 назв.

УДК 629.5.03-08:621.431.36

**Горбов В.М. Комплексный критерий эффективности застосування альтернативних палив в СЕУ / В.М. Горбов, В.С. Митенкова // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. – № 1. – С. 123-127.**

Разработана общая структура определения комплексного критерия эффективности использования альтернативных топлив в судовых энергетических установках на стадии концептуального проектирования. Для решения задачи сравнения вариантов СЭУ при использовании разных типов топлив предложено использовать метод комплексной оценки. Обоснована необходимая начальная информация для расчетов и разработаны методики определения комплексных критериев эффективности при использовании на судах биодизельных топлив и их смесей, сжиженного природного газа. Приведен пример расчета комплексного критерия эффективности использования на малом судне биодизельного и дизельного топлив и их смеси. Табл. 1. Ил. 1. Библиогр. 4 назв.

УДК. 621.43: 62-66: 62-62

**Белоусов Е.В. Исследование температурных характеристик оптоволоконных датчиков для индицирования рабочего процесса двигателей внутреннего сгорания / Е.В. Белоусов // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. – № 1. – С. 128-130.**

В статье приводятся результаты экспериментального исследования влияния различных температурных режимов на характеристики оптоволоконного безинерционного датчика давления используемого для индицирования рабочего процесса поршневых двигателей внутреннего сгорания. Установлено, что на характер получаемого сигнала значительное влияние оказывают нелинейности тепловых характеристик излучателя и фотоприемника, в качестве которых используются полупроводниковые приборы, фотодиод и фототранзистор, а также тепловая нелинейность встроенного повторителя выполненного на полевом транзисторе и размещенного в корпусе самого датчика. Табл. 1. Ил. 3. Библиогр. 7 назв.

УДК 621.43.052

**Марченко А.П.** Оцінка ефективності різних способів внутрішнього регулювання турбіни ТКР автотракторного дизеля / А.П. Марченко, В.А. Петросянц, А.О. Прохоренко, Д.Є. Самойленко, Д.В. Мешков // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2009. – № 1. – С. 3-7.

У статті проведена порівняльна оцінка 2-х способів регулювання турбонаддуву: традиційного – соплового і нового – шляхом зміни площі прохідного перетину кінця розгінної ділянки безлопаткового направляючого апарату (БНА) улітки турбіни. Порівняння проводилося по 2-м параметрах: виходячи з максимально досяжної глибини регулювання і по куту нахилу кривої, що описує алгоритм регулювання турбіни ТКР. Виходячи з величини кута нахилу прямої, що описує алгоритм регулювання показано, що соплове регулювання має незначну перевагу у порівнянні з регулюванням БНА. Іл. 3. Бібліогр. 5 назв.

УДК 621.43.068.4

**Канило, П.М.** Аналіз ефективності використання альтернативних палив у двигунах внутрішнього згоряння / П.М. Канило, І.В. Парсаданов // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2009. – № 1. – С. 8-14.

Розглянуто сучасну паливно-екологічну проблему двигунів внутрішнього згоряння і перспективи заміщення нафтових палив альтернативними енергоносіями. Наведено результати досліджень двигунів легкових автомобілів за Європейським їздовим циклом при використанні різних палив і даний комплексний аналіз екологічних показників двигунів з урахуванням сумарної канцерогенності відпрацьованих газів. Показано, що найбільш ефективними заміниками нафтових моторних палив на транспорті, як з економічної, так і екологічної точок зору, є: природний газ, а в найближчій перспективі – синтетичні, у тому числі спиртові палива, біопалива і водень. Табл. 4. Іл. 6. Бібліогр. 13 назв.

УДК 621.432

**Серіков С.А.** Ідентифікація математичної моделі двигуна внутрішнього згоряння з використанням системи нечіткого виводу / С.А. Серіков, О.А. Дзюбенко // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2009. – № 1. – С. 14-18.

Запропоновано метод ідентифікації математичної моделі двигуна внутрішнього згоряння з використанням системи нечіткого виводу. Розглянуто двохетапну процедуру ідентифікації, що дозволяє, опираючись на слабо формалізовані емпіричні знання експертної спільноти по конкретному типу двигуна, отримати його грубу модель з подальшою точною настройкою за експериментальними даними. Іл. 5. Бібліогр. 5 назв.

УДК 621.43.01

**Серіков Є.М.** Метод оцінки індикаторних показників двигунів внутрішнього згоряння / Є.М. Серіков, С.Ю. Белік, В.Г. Дяченко // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2009. – №1. – С. 19-24.

Запропоновано метод визначення питомої індикаторної витрати палива по зміні ефективної потужності і годинній витраті палива на режимах навантажувальної характеристики. По питомій індикаторній витраті палива визначається індикаторна робота газів за цикл, індикаторна потужність, механічний ККД, середній тиск механічних витрат. Метод може бути використаний при удосконаленні

робочих процесів двигуна і для оцінки технічного стану двигуна в експлуатації. Іл. 5. Бібліогр. 4 назв.

УДК 621.436.1

**Грицюк О.В.** Вибір форми камери згоряння для високообертового малолітражного дизеля / О.В. Грицюк, І.В. Парсаданов // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2009. – №1. – С. 24-28.

Представлено результати досліджень по вибору форми камери згоряння, проведених на одноциліндровому відсіку високообертового малолітражного дизеля багатоциліндрового призначення серії ДТА. Ефективність варіантів досліджень оцінювалася по зміні ефективних і індикаторних показників, температурі, токсичності та димності газів, що відпрацювали. Табл. 2. Іл. 4. Бібліогр. 10 назв.

УДК 621.43.018.76: 621.435.8

**Пелепейченко В.І.** Показники теоретичного циклу ДВЗ з «хімічним» наддувом / В.І. Пелепейченко, А.О. Каграманян // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2009. – № 1. – С. 28-34.

Запропоновано спосіб збільшення роботи базового циклу ДВЗ шляхом хімічне наддування – подачі до циліндра додаткового робочого тіла, отриманого із монопалива або азотного палива. Визначені умови, за яких можна збільшити роботу базового теоретичного циклу без збільшення максимального тиску у циліндрі та температури робочого тіла в процесі розширення. Отримані формули для визначення основних показників циклів з хімічним наддувом. Іл. 4. Бібліогр. 4 назв.

УДК 621.43.003

**Єрошенко С.А.** Визначення теплофізичних властивостей робочого тіла на такті стиску для двотактного двигуна / С.А. Єрошенко, В.А. Корогодський, О.В. Василенко // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2009. – №1. – С. 35-37.

Визначені значення коефіцієнта залишкових газів ( $\gamma$ ) для двотактного двигуна ДН-4 при роботі з навантажувальної характеристики при  $n=3000 \text{ хв}^{-1}$ . Визначена дійсна масова ізобарна теплоємність робочого тіла на такті стиску та у момент закриття вікон. Отримані значення істинної масової ізобарної теплоємності представлені у вигляді інтерполяційних залежностей від температури. Іл. 2. Бібліогр. 7 назв.

УДК 612.43.013

**Солодов В.Г.** Чисельна модель стисливої вязкої турбулентної течії у впускних каналах і циліндрах поршневих двигунів. Часина 1. Чисельний метод / В.Г. Солодов, А.О. Хандримайлов // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2009. – №1. – С. 37-41.

Представлена чисельна модель для розрахунку стисливих в'язких турбулентних течій газу в областях з рухомими межами стосовно до елементів впускних систем, циліндрів і камер згоряння поршневих двигунів на основі розвитку авторського програмного забезпечення **MTFS**. Обчислювальний метод скінчених об'ємів побудовано на основі алгоритму наближеної факторизації при апроксимації рішення з другим порядком точності за часом. В алгоритм вбудовано корекцію стисливості для повільних течій. Реконструкція параметрів в комірни здійснюється на основі **ENO** апроксимації. Тестування солвера на даних



ЛДА експерименту проводиться в частині II. Бібліогр. 9 назв.

**УДК 621.43.013**

**Воропаєв Е.П. Вибір раціональних параметрів газоповітряного тракта авіаційного поршневого двигуна / Е.П. Воропаєв // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2009. – №1. – С. 42-47.**

Тривимірною газодинамічною моделлю використана для визначення параметрів газоповітряного тракта авіаційного поршневого двигуна. Розглянуто два варіанти газоповітряного тракту: початковий і удосконалений. Для цих варіантів виконаний порівняльний розрахунок трьох режимів зовнішньої швидкісної характеристики. На режимах - 5500 і 5800 хв<sup>-1</sup> – потужність зросла на 13 % і 16 % відповідно. Достигнуті коефіцієнти наповнення і залишкових газів – 1,12 і 0,028 відповідно. Отримані результати проаналізовані. Табл. 2. Іл. 9. Бібліогр. 7 назв.

**УДК 621.43.016**

**Марченко А.П. Особливості математичного моделювання температурної хвилі в поршні з двигуна внутрішнього згоряння / А.П. Марченко, В.О. Пильов, В.В. Шпаковський, В.В. Пильов // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2009. – №1. – С. 48-53.**

Для моделювання високочастотних коливань температури в поверхневому низькотеплопровідному шарі поршня двигуна внутрішнього згоряння запропонована нова форма запису граничних умов третього роду, яка враховує питому об'ємну теплоємність матеріалу стінки. Розроблені рекомендації по використанню цього запису. З метою отримання достовірних результатів при мінімальних витратах машинного часу запропоновано комбіноване використання математичних моделей. Іл. 3. Бібліогр. 12 назв.

**УДК 621.431**

**Мошенцев Ю.Л. Вибір параметрів автоматичних клапанів поршневого компресора інтегрованого в систему наддува безштанного дизельного двигуна / Ю.Л. Мошенцев, Д.С. Мінчев, О.Ф. Вуль // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2009. – №1. – С. 53-57.**

Представлена методика та результати вибору фізичних та геометричних параметрів автоматичних сферичних клапанів тарілчастого типу, які застосовуються для організації процесів газообміну в привідному поршневому компресорі. Поршневий компресор інтегрований в систему комбінованого наддува транспортного дизельного двигуна з безштанним силовим механізмом в якості другої ступені наддуву. Показано, що ефективність роботи двигуна з комбінованою системою наддува суттєво залежить від параметрів автоматичних клапанів поршневого компресора. Визначені оптимальні параметри автоматичних клапанів забезпечують максимальну середньоексплуатаційну економічність двигуна. Іл. 3. Бібліогр. 7 назв.

**УДК 621.436**

**Тирловий С.І. Амплітудно-фазові характеристики регуляторів високооберткових автомобільних дизелів / С.І. Тирловий // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2009. – №1. – С. 57-61.**

Для вироблення стратегії ремонтно-відновлювальних робіт паливної апаратури високооберткових автомобільних дизелів закордонного виробництва виконаний аналіз частотних характеристик регулятора. З метою обліку великих

градієнтів кінетичної енергії елементів регулятора в моделі застосоване рівняння Лагранжа 2-го роду, що включає частинну похідну кінетичної енергії по координаті переміщення муфти вимірника. Цей облік, що у відомих моделях не виконувався, дозволив істотно уточнити результати розрахунку автоколивань (різниця до 20%). Аналіз отриманих частотних характеристик показав, що смуга пропускання справного регулятора складає 32 Гц, небезпечні амплітуди спостерігаються в діапазоні 1...5 Гц, це відповідає режимам зрушення автомобіля з місця і холостого ходу. Іл. 8. Бібліогр. 7 назв.

**УДК 620.9**

**Аврамов К.В. Чисельне моделювання автоколивань роторів у підшипниках ковзання / К.В. Аврамов // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2009. – №1. – С. 62-67.**

У статті отримано модель автоколивань роторів у підшипниках ковзання. Ця модель зводиться до системи чотирьох нелінійних звичайних диференціальних рівнянь другого порядку. Тиск у масляному шарі моделюється рівнянням Рейнольдса. Для дослідження автоколивань в отриманій системі використовується пряме чисельне інтегрування. Іл. 2. Бібліогр. 8 назв.

**УДК 621.43**

**Крайнюк О.І. Двохступінчастий компресор каскадного обміну тиском / О.І. Крайнюк, С.В. Алексєєв, С.А. Столярів // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2009. – №1. – С. 67-71.**

Розкрито новий спосіб організації робочого циклу пристрою прямого перетворення теплоти в розташовувану роботу стиску повітря, заснованого на принципі каскадного обміну тиском. Наведено результати попереднього вибору основних розмірних і конструктивних параметрів теплового компресора каскадного обміну тиском, розглянуті деякі особливості його робочого процесу. Показані основні напрямки вдосконалення робочого циклу теплових компресорів каскадного обміну тиску.

**УДК 621.431**

**Жуков В.А. Розрахунково-експериментальні дослідження гідравлічного опору в порожнинах систем охолодження ДВЗ / В.А. Жуков, Е.М. Ніколенко // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2009. – №1. – С. 71-75.**

Представлено модель для чисельного моделювання і опис експериментальної установки для дослідження втрат тиску в порожнинах рідинних систем охолодження ДВЗ. Наведені результати розрахункових і експериментальних досліджень гідравлічних опорів в зарубашечному просторі ДВЗ, які свідчать про вплив складу рідини та її властивостей на величину гідравлічних втрат. Показано, що введення комплексних, багатфункціональних присадок сприяє зниженню гідравлічних втрат і зменшенню затрат потужності на привід циркуляційних насосів рідинних систем охолодження ДВЗ, наведено пояснення отриманого ефекту. Табл. 2. Бібліогр. 4 назв.

**УДК 621.436.038**

**Врублевський О.М. Дослідження впливу витоків палива в електрогідравлічній форсунці на параметри упрскування / О.М. Врублевський // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2009. – №1. – С. 75-79.**

У статті обґрунтована необхідність уточнення математичної моделі зв'язана з урахуванням витоків палива по

прецизійних зазорах електрогідравлічної форсунки. Виявлено залежності параметрів упорскування від величини прецизійних зазорів. Табл. 1. Іл. 6. Бібліогр. 5 назв.

**УДК 621.43.056**

**Міщенко М.І. Розрахунково-експериментальні дослідження механізму зміни ступеня стиску для бензинового чотиритактного двигуна / М.І. Міщенко, В.Л. Супрун, В.С. Шляхов // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2009. – №1. – С. 80-82**

Описано принципову схему механізму зміни ступеня стиску (МЗСС), безмоторну установку, а також результати розрахунково-експериментальних досліджень механізму. Обміряно й проаналізовано час спрацьовування МЗСС при різних значеннях прикладеної до нього сумарної сили та температури масла в порожнинах механізму. Отримані дані характеризують зміну ступеня стиску у двигуні в часі. В експериментах, проведених на безмоторній установці, зафіксована наявність двох границь, що зв'язують час спрацьовування МЗСС із температурою масла і сумарною силою. Гранична величина сумарної сили дорівнює приблизно 105 Н, а температури масла 45°C. При збільшенні як сили, так і температури понад зазначених граничних значень час спрацьовування механізму повільно зменшується. Іл. 4. Бібліогр. 13 назв.

**УДК 629.5:621.436**

**Тимошевський Б.Г. Моторні властивості альтернативних палив / Б.Г. Тимошевський, М.Р. Ткач // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2009. – №1. – С. 83-89.**

Розглянуті основні моторні властивості альтернативних палив, які отримані шляхом переробки відходів термопластичних полімерів. Встановлено, що шляхом вибору раціональної схеми технологічного процесу переробки та його параметрів можна отримати бензинові, дизельні і важкі сорти палив, технохімічні властивості яких дозволяють використовувати ці палива у теплових двигунах. Наведена принципова технологічна схема процесу отримання альтернативних палив з відходів полімерних матеріалів, основні моторні властивості, а також вихід товарних палив. Показано, що властивості таких альтернативних палив, при відповідних параметрах процесу, можуть бути суттєво близькими до стандартних палив. Наведені індикаторні діаграми для двигуна 6ЧН12/14 при експлуатації його на стандартному та альтернативному дизельному паливах. Табл. 4. Іл. 9. Бібліогр. 10 назв.

**УДК 621.436.03**

**Івашенко Н.А. Технологія живлення автомобільного дизеля сумішами з використанням диметилового ефіру / Н.А. Івашенко, Л.В. Грехов, А.А. Жердев // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2009. – №1. – С. 89-92.**

Розглянуто мотиви й проблеми використання диметилового ефіру в якості екологічно безпечного моторного палива для міського дизельного автотранспорту. Обґрунтовано концепцію його застосування в складі суміші з дизельним паливом. Описано систему паливопостачання й способи її доведення. Описано застосування дизеля на сумішевому паливі в складі автомобіля-рефрижератора. Переустатковані автомобілі перебували в експлуатації в автотракторному підприємстві. Удалося значно знизити зміст шкідливих речовин у газах, що відпрацювали. Іл. 4. Бібліогр. 2 назв.

**УДК 621.1.018**

**Полив'яничук А.П. Визначення та аналіз викидів твердих часток з відпрацьованими газами автомобільного дизеля на сталих режимах роботи / А.П. Полив'яничук, І.В. Парсаданов, І.В. Рикова // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2009. – №1 – С. 92-96.**

Проведено експериментальні дослідження викидів твердих часток з відпрацьованими газами автотракторного дизеля на сталих режимах випробувань із урахуванням умов його експлуатації. Побудовано і проаналізовані емпіричні залежності масового, питомого викидів і концентрації твердих часток від числа обертів вала двигуна і крутного моменту. Табл. 3. Іл. 2. Бібліогр. 5 назв.

**УДК 621.43:62-192**

**Кравченко С.О. Підвищення надійності деталей двигунів методом дискретного зміцнення / С.О. Кравченко, В.Г. Гончаров // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2009. – №1 – С. 97-99.**

Розглянуті методи зміцнення чавунних колінчастих валів двигунів транспортних засобів.

Обґрунтована доцільність заміни процесу загартування ТВЧ корінних та шатунних шийок чавунних колінчастих валів на альтернативний метод підвищення трибо-технічних характеристик пар тертя, в основі якого закладено принцип дискретного зміцнення, що підвищує їх працездатність та ремонтпридатність. Іл. 3. Бібліогр.7 назв.

**621.436: 551.321.8**

**Білогуб О.В. Розробка економічної моделі експлуатації тракторного дизеля в системі прогнозування ресурсної міцності деталей камери згоряння / О.В. Білогуб, В.Т. Турчин, В.О. Пильов, М.В. Прокопенко, С.М. Бакланов, С.В. Силенок // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2009. – №1. – С. 100-103.**

Виконано аналіз відомих моделей експлуатації тракторних дизелів. Для масиву представницьких полігонів експлуатації проведено комплекс чисельних експериментів по визначенню температурного стану поршня. З метою підвищення економічності методу прогнозування ресурсної міцності поршня та інших деталей камери згоряння запропоновано об'єднання представницьких полігонів деталізованої моделі експлуатації дизеля за характерною визначеною температурою деталі. Іл. 1. Бібліогр.7 назв.

**УДК 621.436:621.43.016.7**

**Крушедольський О.Г. Коректування тепловозної характеристики форсованого дизеля магістрального тепловоза / О.Г. Крушедольський, О.В. Гришина // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2009. – №1. – С. 103-106.**

У результаті проведеного дослідження з'ясовано, що вітчизняний дизель 4Д80 (12ЧН26/27) забезпечує досягнення необхідної гами потужностей при експлуатації тепловоза 2ТЕ116. Дизель 4Д80 по витраті палива на 5% економічніший дизеля 1Д80 і на 19% - дизеля 5Д49. При використанні скоректованої тепловозної характеристики, на якій максимальна температура випускних газів (528оС) досягається тільки на короткочасному по навантаженню в експлуатації режимі номінальної потужності, можна гарантувати надійну роботу дизеля 4Д80 як теплосилової установки тепловоза 2ТЕ116. Іл. 2. Бібліогр.4 назв.

УДК 621.436

**Свистула А.Е.** Вплив витоків у прецизійних сполученнях паливної апаратури дизеля на індикаторний ККД / А.Е. Свистула, Д.Д. Матієвський // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2009. – №1. – С. 106-109.

Запропоновано метод оцінки впливу витоків палива в прецизійних сполученнях плунжерної пари паливного насоса і форсунки на індикаторний ККД і коефіцієнти невикористання теплоти. Показано вплив на витoki палива зазорів у прецизійних сполученнях, геометричних розмірів деталей, режиму роботи двигуна. Встановлено кількісний і якісний зв'язок величини витоків у прецизійних сполученнях і параметрів вприскування палива, робочого процесу дизеля, ефективності використання теплоти в циклі. Дано аналіз причин зниження індикаторного ККД за наявності витоків палива в прецизійних сполученнях. Іл. 5. Бібліогр. 5 назв.

УДК 621.43.016.4

**Шпаковський В.В.** Зміна швидкісних характеристик дизелів маневрових тепловозів у процесі тривалої експлуатації / В.В. Шпаковський // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2009. – №1. – С. 110-112.

Зниження реостатної потужності дизелів маневрових тепловозів ЧМЕ-3 у процесі експлуатації приводить до збільшення витрат на експлуатацію й на ремонт дизелів. Подовження строків між перебираннями дизелів дозволить знизити ці витрати. Тому підвищення реостатної потужності дизелів за рахунок установки в дизель поршнів з корундовим поверхневим шаром є важливою й актуальною проблемою. Проведені реостатні випробування тепловозів показали, що реостатна потужність дизеля з «корундовими» поршнями значно вище потужності серійного дизеля по всій тепловозній характеристиці. Іл. 3. Бібліогр. 3 назв.

УДК 621.436.038

**Пойда А.М.** Аналіз технічного стану паливної апаратури на основі коливань тиску палива в гідроаккумуляторі / А.М. Пойда, Є.Ю. Зенкін // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2009. – №1. – С. 112-118.

Запропоновано методику діагностування на основі сигналу датчика тиску палива в гідроаккумуляторі. Представлено аналіз зміни коливань тиску палива, що були викликані ЄФ,ПНВТ і РТП при наявності несправності. Розглянуто можливість непрямої оцінки технічного стану паливної апаратури по швидкості наростання тиску палива та величині зворотного зв'язку по керуванню РТП. Іл. 8. Бібліогр. 9 назв.

УДК 621.43: 662.6

**Бганцев В.М.** Результати випробувань дизеля на сумішах дизельного палива і біодомішки з побічних продуктів олієжирового та спиртового виробництв / В.М.

**Бганцев, В.П. Мараховський, С.П. Хожайнов** // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2009. – № 1. – С. 119-123.

Наведено результати порівняльних стендових випробувань тракторного дизеля Д21А на сумішевих біодизельних паливах. Біодомішка являла собою суміш ефірів жирних кислот, яка утворилась в результаті реакції переестерифікації супутніх продуктів олієжирового та спиртового виробництв. Одержано та проаналізовано навантажувальні і зовнішні швидкісні характеристики. Табл. 2. Іл. 5. Бібліогр. 3 назв.

УДК 629.5.03-08:621.431.36

**Горбов В.М.** Комплексний критерій ефективності застосування альтернативних палив в СЕУ / В.М. Горбов, В.С. Мітєнкова // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2009. – № 1. – С. 123-127.

Розроблено загальну структуру комплексного критерію для визначення ефективності використання альтернативних палив в суднових енергетичних установках на стадії концептуального проектування. Для вирішення задачі порівняння варіантів СЕУ при застосуванні різних типів палив запропоновано використовувати метод комплексної оцінки. Обґрунтовано необхідну початкову інформацію для розрахунків та розроблено методики визначення комплексних критеріїв ефективності при використанні на судах біодизельних палив та їх сумішей, зрідженого природного газу. Наведено приклад розрахунку комплексного критерію ефективності застосування на малому судні біодизельного та дизельного палив та їх сумішей. Табл. 1. Іл. 1. Бібліогр. 4 назв.

УДК. 621.43: 62-66: 62-62

**Білоусов Є.В.** Дослідження температурних характеристик оптоволоконних датчиків для індицирування робочого процесу двигунів внутрішнього згоряння / Є.В. Білоусов // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2009. – № 1. – С. 128-130.

У статті наводиться результаті експериментального дослідження впливу різних температурних режимів на характеристики оптоволоконного безінерційного датчика тиску, що використовується для індицирування робочого процесу поршневих двигунів внутрішнього згоряння. Встановлено, що на характер отримуюмого сигналу значний вплив має нелінійність теплових характеристик випромінювача та фотоприймача, у якості яких використовуються напівпровідникові прибори, фотодіод та фото транзистор, а також теплова нелінійність вбудованого повторювача, виконаного на польовому транзисторі, та розміщеного у корпусі датчика. Табл. 1. Іл. 3. Бібліогр. 7 назв.

**UDC 621.43.052**

**Marchenko A.P. Evaluating the efficiency of different modes of internal control of a turbine in motor-&-tractor diesel turbocharger/ A.P. Marchenko, V.A. Petrosanz, A.A. Prokhorenko, D.E. Samoilenko, D.V. Meshkov // Internal combustion engines. – 2009. – № 1. – P. 3-7.**

This paper gives comparative evaluation of two modes of turbo-supercharging control, in particular, the traditional nozzle one and the new one that envisages variation of the open flow area in the starting section of the vaneless turbine distributor (VTD). The comparison was made taking into consideration two parameters, in particular, proceeding from maximally attainable control depth and slope of curve, describing the turbine supercharging control algorithm. Proceeding from the inclination of line, describing the control algorithm it has been shown that the jet control has insignificant advantage in comparison with VTD control. Table. 2. Il. 2. Bibliogr. 6 names.

**UDC 621.43.068.4**

**Kanilo P.M. The analysis of efficiency of the use of alternative fuels for internal combustion engines / P.M. Kanilo, I.V. Parsadanov // Internal combustion engines. – 2009. – № 1. – P. 8-14.**

The modern fuel-&-environment-related problems caused by internal combustion engines and prospects of substituting oil fuel by alternative energy carriers have been studied. The results of research done for the passenger car engines meeting the European driving cycle while using various fuels have been given and the complex analysis of ecological indicators of engines taking into account total carcinogenicity of the discharged gas was performed. It is shown, that the most efficient substitutes for motor oil fuel used by transport both from standpoint of economy and ecology are considered to be natural gas and in the near-term outlook the synthetic gas, including the alky gas, biofuel and hydrogen. Table. 4. Il. 6. Bibliogr. 13 names.

**UDC 621.432**

**Serikov S. , Dzubenko A. Identification of a mathematical model of internal combustion engine using a fuzzy inference system / S. Serikov, A. Dzubenko // Internal combustion engines. – 2009. – № 1. – P. 14-18.**

A method of identification of a mathematical model of internal combustion engine using a fuzzy inference system has been offered. A two-step identification procedure which allows us to construct a rough engine model with further fine adjustment using the experimental data based on weakly formalized empirical expert community knowledge of an engine of a concrete type has been offered. Il. 5. Bibliogr. 5 names.

**UDC 621.43.01**

**Serikov E.N. A method of evaluating the indicated parameters of internal combustion engines/ E.N. Serikov, S.U. Belik, V.G. Diachenko // Internal combustion engines. – 2009. – № 1. – P. 19-24.**

A method of evaluating the indicated specific fuel rate while changing effective power and fuel consumption –per-hour at running engine with regard to a load characteristic has been offered. The indicated specific fuel rate can be used for calculating the indicated work per cycle, indicated power, mechanical efficiency and average pressure of mechanical losses. This method can be used for refining the engine operation processes and evaluating the technical condition of an operated

engine. Il. 5. Bibliogr. 4 names.

**UDC 621.436.1**

**Grytsyuk A.V. Choosing the combustion chamber of a proper form for a high-speed low-capacity diesel engine / Grytsyuk A.V., Parsadanov I.V. // Internal combustion engines. – 2009. – № 1. – P. 24-28.**

The results of research done to choose the proper combustion chamber form using a single-cylinder compartment of a high-speed low-capacity multi-purpose diesel engine of DTA series are presented. The efficiency of studied options was evaluated by a change in effective and indicating parameters, temperature, toxicity and discharge gas opacity. Table. 1. Il. 6. Bibliogr. 8 names.

**UDC 621.43.018.76: 621.435.8**

**Pelepeichenko V.I. Parameters of theoretical ICE cycle with "chemical" pressurization / V.I. Pelepeychenko, A.A. Kagramanian // Internal combustion engines. – 2009. – № 1. – P. 28-34.**

The method of increasing the efficiency of ICE basic cycle by chemical pressurization, in particular, by feeding into a cylinder the additional working medium produced from the mono-fuel or nitric fuel has been offered. The conditions under which the efficiency of the basic theoretical cycle can be increased without increasing the maximum cylinder pressure and working medium temperature during expansion have been defined. The formulas for determination of the basic parameters of chemically pressurized cycles have been derived. Il. 4. Bibliography. 4 names.

**UDC 621.43.003**

**Eroshchenkov S.A. Determining the thermophysical properties of a working medium at compression stroke for two-stroke engine / S.A. Eroshchenkov, V.A. Korogodsky, O.V. Vasilenko // Internal combustion engines. – 2009. – № 1. – P. 35-37.**

The residual gas coefficient values ( $\gamma$ ) for two-stroke DN-4 engine during operation have been determined using the loading characteristic at  $n=3000 \text{ min}^{-1}$ . The actual mass isobar heat capacity of a working medium at compression stroke and at the moment of closing the engine cylinder wall windows has been defined. The obtained values of actual mass isobar heat capacity are given in the form of interpolation dependences on temperature. Il. 2. Bibliogr. 7 names.

**UDC 612.43.013**

**Solodov V.G. Numerical model of compressible viscous turbulent flow in the intake channels and piston cylinder engines. Part I. Numerical method / V.G. Solodov, A.A. Khandrimailov // Internal combustion engines. – 2009. – № 1. – P. 37-41.**

The numerical model for calculating the compressible viscous turbulent gas flow in the moving boundaries domains with regard to the intake system elements, cylinders, and combustion chambers of internal combustion engines using the developed author's MTFs software has been presented. The final volume calculation method has been developed based on approximate factorization algorithm at approximating a solution of the 2<sup>nd</sup> order of time accuracy. The compressibility correction technique has been embedded into this algorithm for low speed flows with ENO reconstruction of cell parameters. The LDA data-based solver testing is given in part II. Bibliogr. 9 names.

**UDC 621.43.013**

**Voropaev E.P. Selecting the rational parameters for the gas-air flow duct in the aircraft reciprocating engine / E.P. Voropaev // Internal combustion engines. – 2009. – № 1. – P. 42-47.**

A three-dimensional gas-dynamic model was used for selecting rational parameters for the gas-air flow duct in the aircraft reciprocating engine. The gas-air flow duct of two types has been examined, i.e. the original one and its optimized option as well. The comparative calculation of three full-load curve modes has been performed for these two duct options. In the modes with the crankshaft speed of 5500 and 5800 RPM the improved gas-air flow duct provided power increase by 13 % and 16 %, respectively. The reached delivery and residual gas ratios were 1,12 and 0,028, respectively. The comparative diagrams of gas exchange in the examined full-load curve modes have been given. The obtained results have been analyzed. Table. 2. Il. 9. Bibliogr. 7 names.

**UDC 621.43.016**

**Marchenko A.P. Peculiarities of mathematical modeling of a temperature wave in the piston of internal combustion engine/ A.P. Marchenko, V.O. Pylyov, V.V. Shpakovsky, V.V. Pylyov // Internal combustion engines. – 2009. – № 1. – P. 48-53.**

A form for recording the boundary conditions of the third kind taking into account a specific volumetric heat capacity of a wall material is proposed for simulation of high frequency temperature variations in the surface low heat-conducting layer of a cylinder piston in internal combustion engines. The guidelines on how to use this recording form have been provided. The combined use of these mathematical models has been offered to provide authentic results at minimum expenditure of computing time. Il. 3. Bibliogr. 12 names.

**UDC 621.431**

**Moshentsev U.L. Selecting the parameters for the self-acting valves of a piston compressor integrated into the charging system of a conrod-free diesel engine / U.L. Moshentsev, D.S. Minchev, O.F. Vool // Internal combustion engines. – 2009. – №1. – P. 53-57.**

The methods and results of selecting the physical and geometrical parameters for the self-acting disc ball-valves that control gas exchange processes in the piston compressor have been presented. The piston compressor has been integrated into a combined charging system of vehicular conrod-free diesel engine as the second charging stage. It is shown that the efficiency of engine, equipped with a combined charging system depends substantially on the parameters of self-acting valves of a piston engine. The obtained parameters of self-acting valves provide maximum average operational efficiency of the engine in the given modes. Il. 3. Bibliogr. 7 names.

**UDC 621.436**

**Tyrlovoy S.I. Amplitude-phase characteristics of regulators of high -speed automobile diesels / S.I. Tyrlovoy // Internal combustion engines. – 2009. – №1. – P. 57-61.**

The regulator frequency response has been analyzed to work out a strategy for repairing and renewal of fuel equipment used by foreign high-speed automobile diesels. For taking into consideration the heavy gradients of kinetic energy of the regulator elements the Lagrange equation of the second kind that includes the partial derivative of kinetic energy along the axis

of motion of a gauge clutch was used. Such a record, which was not kept for the known models, allowed for considerable clarification of computational results for self-excited oscillations (difference up to 20%). The analysis of the obtained frequency responses showed that the bandwidth of an operative regulator is 32 Hz and the dangerous amplitudes are observed in the range of 1 to 5 Hz; it corresponds to the start from rest and idle running modes. Il. 8. Bibliogr. 7 names.

**UDC 620.9**

**Avramov K.V. Numerical simulation of rotor self vibrations in the journal bearings / K.V. Avramov // Internal combustion engines. – 2009. – № 1. – P. 62-67.**

This paper describes a model constructed for self-excited rotor vibrations in two journal bearings. This model is reduced to the system of four nonlinear ordinary differential equations of the second order. The oil layer pressure is determined using the Reynolds' equation. The direct numerical integration is used for determining the self-excited vibrations in the obtained system. Il. 2. Bibliogr. 8 names.

**UDC 621.43**

**Krainiuk A.I. A two-stage cascade pressure exchange compressor / A.I. Krainiuk, S.V. Alekseev, S.A. Stolyarov // Internal combustion engines. – 2009. – №1. – P. 67-71.**

A new method of organizing the working cycle of a device for direct conversion of heat into the available air compression work based on principle of a cascade pressure exchange has been offered. The results of the preliminary selection of basic dimensional and structural parameters for thermal compressor with cascade-type pressure exchange have been given; some special features of operation have been considered; the main steps of improving the working cycle of thermal compressors with cascade-type pressure exchange have been described. Il. 5. Bibliogr. 3 names.

**UDC 621.431**

**Zhukov V.A. Experimental and computational investigation of hydraulic resistance in cooling cavities of internal combustion engines / V.A. Zhukov, E.N. Nikolenko // Internal combustion engines. – 2009. – № 1. – P. 71-75.**

The model for computational modeling with description of an experimental plant used for investigation of pressure losses in the ICE liquid cooling system cavities has been presented. The results of computational and experimental investigations of hydraulic resistance in the out of jacket space of internal combustion engine that prove the impact of liquid composition and its properties on the value of hydraulic losses have been given. It is shown that the introduction of composite multifunctional additives contributes to the decrease of hydraulic losses and power consumption required to drive the circulating pumps of the liquid ICE cooling systems. The explanation of the yielded effect has been given. Table. 2. Il. 4. Bibliogr. 6 names.

**UDC 621.436.038**

**Vrublevsky A.N. Studying the impact produced by fuel leakages in the electrohydraulic injectors on injection parameters / A.N. Vrublevsky // Internal combustion engines. – 2009. – № 1. – P. 75-79.**

This paper substantiates the necessity of refinement of a mathematical model to take into consideration the fuel leakages in precision clearances of electrohydraulic injector. The dependence of injection parameters on size of precision clear-

ances has been established. Table. 1. Il. 6. Bibliography. 5 names.

#### UDC 621.43.056

**Mishchenko N.I.** The experimental and computational investigation of a mechanism of change of compression ratio for the gasoline four-stroke engine / N.I. Mishchenko, V.L. Suprun, V.S. Shliahov // Internal combustion engines. – 2009. – № 1. – P. 80-82.

The schematic diagram of a mechanism of change of compression ratio (MCCR), the engineless plant and the results of experimental and computational investigation of this mechanism have been given. The MCCR operating time at different values of the total force applied to it and the oil temperature in the mechanism pockets have been measured and analyzed. The obtained data characterize the engine compression ratio variation in time. The experiments carried out on engineless plant showed the availability of two boundaries that correlate MCCR operating time with oil temperature and total force. The boundary value of total force is equal approximately to 105 N, and the oil temperature is 45°C. If the force and oil temperature override the specified boundary values the operating time of a mechanism gradually decreases. Il. 4. Bibliogr. 13 names.

#### UDC 629.5:621.436

**Tymoshevskyy B.G.** The motor properties of alternative fuels obtained from the polymer waste / B.G. Tymoshevskyy, M.R. Tkach // Internal combustion engines. – 2009. – № 1. – P. 83-89.

The basic motor properties of alternative fuels produced due to the processing of thermoplastic waste have been studied. It is established, that the choice of the rational process flow diagram for processing and appropriate parameters allows for production of gasoline, diesel fuel and heavy fuel, whose technochemical properties permit to use these fuels for the heat engines. The basic process flow diagram for producing the alternative fuels from the polymer material waste alongside with the basic motor properties and commercial fuel output has been given. It is shown that the properties of these alternative fuels at the appropriate process parameters can be very similar to those of standard fuels. The indicator diagrams for the 6ChN12/14 engine using the conventional and alternative diesel fuels have been given. Table. 4. Il. 9. Bibliogr. 10 names.

#### UDC 621.436.03

**Ivashenko N.A.** Technology of feeding the automobile diesel engine with dimethyl ether-containing mixtures / N.A. Ivashenko, L.V. Grekhov, A.A. Zherdev // Internal combustion engines. – 2009. – № 1. – P. 89-92.

The causes and problems of the use of dimethyl ether as an ecologically friendly fuel for the municipal diesel motor transport have been studied. A conception of using the dimethyl ether in combination with diesel fuel mixture has been substantiated. The fuel supply system and the methods of its improvement have been described. The operation of diesel engine in refrigerator truck using the fuel mixture has been described. The reequipped trucks were operated by automotive company. As a result the content of harmful substances in discharged gases was considerably reduced. Il. 4. Bibliogr. 2 names.

#### UDK 621.1.018

**Polivianchuk A.P.** Determining and analyzing the waste gases solid particles exhausts of automobile diesel engines in the steady-state mode of operation / A.P. Polivianchuk, I.V. Parsadanov, I.V. Rykova // Internal combustion engines. – 2009. № 1. – P. 92-96.

The experimental studies of exhausts of solid particles contained in waste gases of automobile and tractor diesel engines in the steady-state modes of tests taking into consideration conditions of their operation have been carried out. The empirical dependences of mass exhaust, specific exhaust and solid particles concentration on the engine shaft speed and torque moment have been constructed. Table 3. Il. 2. Bibliog. 5 names.

#### UDC 621.43:62-192

**Kravchenko S.** Increasing the engine components reliability using the method of discrete hardening / S. Kravchenko, V. Goncharov // Internal combustion engines. – 2009. – № 1. – P. 97-99.

The methods of hardening the iron crankshafts in vehicular engines have been considered. The expediency of replacing the method of high frequency current hardening of the main journals and rod journals for the iron crankshafts by alternative method of improving the technical characteristics of friction pairs, which is based on the principle of discrete hardening and facilitates their working capacity and reparability, has been substantiated. Il. 3. Bibliogr. 7 names.

#### UDC 621.436: 551.321.8

**Belogub A.V.** Developing the economical model of operation of the tractor diesel engine within the system of forecasting the resource durability for combustion chamber components / A.V. Belogub, V.T. Turchin, V.A. Pylyov, N.V. Prokopenko, S.N. Baklanov, S.V. Silenok // Internal combustion engines. – 2009. – № 1. – P. 100-103.

The known models of operation of the tractor diesel engines have been analyzed. A series of numerical experiments was carried out for an array of representative operation polygons to determine the piston temperature conditions. For the purpose of increasing the efficiency of the method used for forecasting the resource durability of a piston and other combustion chamber components the developers offered to unify the representative polygons of detailed model of the diesel engine operation based on the characteristic definite temperature. Il. 1. Bibliogr. 7 names.

#### UDC 621.436:621.43.016.7

**Krushedolskiy A.G.** Updating the diesel characteristics of the high-powered engine used by the main-line diesel locomotive / A.G. Krushedolskiy, E.V. Grishina // Internal combustion engines. – 2009. – № 1. – P. 103-106.

The research results showed that the domestic diesel engine of 4D80 (12ChN26/27) type allows for reaching the required power ranges while driving the diesel locomotive of 2TE116 type. As for the fuel consumption the efficiency of 4D80 diesel engine is by 5 % higher in comparison with that of 1D80 diesel engine and by 19 % higher in comparison with 5D49 diesel engines. The use of the corrected diesel characteristic at which the maximum temperature of discharge gases (528°C) is reached only in the mode of momentary rated power allows us to guarantee a reliable work of 4D80 diesel engine as a thermal power plant used by diesel locomotive of 2TE116

type. Il. 2. Bibliogr. 4 names.

**UDC 621.436**

**Svistula A.E. Impact produced on the indicated efficiency by leakages occurring in the precision conjugations of the diesel fuel equipment / A.E. Svistula, D.D. Matievsky // Internal combustion engines. – 2009. – № 1. – P. 106-109.**

The method of evaluating the impact produced by fuel leakages occurring in precision conjugations of a plunger pair of the fuel pump and injector on indicated efficiency and lost heat factors has been offered. The influence produced by gaps in precision conjugations as well as by geometrical dimensions of components and engine operating conditions on fuel leakages has been demonstrated. The quantitative and qualitative interrelation of a leakage value in the precision conjugations with the fuel injection parameters, diesel engine operation and cycle heat utilization efficiency has been established. The causes accounting for the decrease in indicated efficiency due to fuel leakages in precision conjugations have been analyzed. Il. 5. Bibliogr. 5 names.

**UDC 621.436: 551.321.8**

**Shpakovsky V.V. Changing the speed performances of shunting diesel locomotives during their continuous service / V.V. Shpakovsky // Internal combustion engines. – 2009. – № 1. – P. 110-112.**

The rheostatic power loss in the CHME- 3 shunting diesel locomotives during their operation results in the increased operating costs and diesel engine repair costs. The extended diesel overhaul-to-overhaul period will allow for the reduction of these costs. Therefore modernizing the diesel engines of the shunting diesel locomotives by equipping them with corundum coated pistons is a very important and vital problem. The rheostat locomotive tests showed that the rheostatic power of the diesel engine with “corundum” pistons is considerably higher than that of a serial engine over the entire diesel locomotive characteristic. Il. 3. Bibliogr. 3 names.

**UDC 621.436.038**

**Poyda A.N. Analyzing the operating conditions of fuel equipment on the basis of pressure fluctuations in hydraulic accumulator / A.N. Poyda, E.U. Zenkin // Internal combustion engines. – 2009. – № 1. – P. 112-118.**

The methods of diagnosing based on the use of a signal sent by a fuel pressure sensor installed in hydraulic accumulator have been offered. The fuel pressure fluctuations caused by injector, high pressure fuel pump (HPFP) and diesel fuel rate (DFR) in case of fault conditions have been analyzed. The chances for indirect evaluation of a technical condition of fuel equipment using the rate of fuel pressure rise and pulse ratio in the feed-

back chain of DFR control system have been studied. Il. 8. Bibliogr. 9 names.

**UDC 621.43 : 662.6**

**Bgantsev V.N. The results of testing the diesel engines operating on diesel fuel mixtures and bioadditives from by-products of fat-and-oil industry and distilleries / V.N. Bgantsev, V.P. Marakhovsky, S.P. Hozhainov // Internal combustion engines. – 2009. – №1. – P. 119-123.**

The results of comparative bench tests of D21A tractor diesel engine operating on biodiesel fuel mixtures have been given. A bioadditive was a mixture of fat acid ethers, which was formed as a result of interesterification reaction of by-products of fat-and-oil industry and distilleries. The loading and external rate characteristics were obtained and analyzed. Table 2. Il. 5. Bibliogr. 3 names.

**UDC 629.5.03-08:621.431.36**

**Gorbov V.M., Mitenkova V.S. Integrated criterion of efficiency of using the alternative fuels for ship power plants (SPP) / V.M. Gorbov, V.S. Mitenkova // Internal combustion engines. – 2009. – № 1. – P. 123-127.**

The general structure for determining the integrated criterion of efficiency of using the alternative fuels for the ship power plants at its conceptual design stage has been developed. To solve the problem of comparison of SPP options while using fuels of a different type the method of integrated assessment was offered. The initial information required for calculations has been substantiated and the methods of determining the integrated criterion of efficiency for the biodiesel fuels, their mixtures and liquefied natural gas have been developed. An example of computing the integrated efficiency criterion for small-size vessels run on biodiesel fuel and diesel fuel or their mixtures has been given. Table. 1. Il. 1. Bibliogr. 4 names.

**UDC 621.43: 62-66: 62-62**

**Belousov E.V. Studying the temperature characteristics of optical fiber sensors used for indicating the operation of internal combustion engines. / E.V. Belousov // Internal combustion engines. – 2009. – № 1. – P. 128-130.**

This paper gives the results of experimental investigation of impact produced by different temperature conditions on optical fiber inertia-free pressure sensors used for indicating the piston-type ICE operation procedure. It is established, that the character of a received signal is greatly influenced by nonlinearities of thermal characteristics of an emitter and photodetector presented by semiconducting devices, photodiode and phototransistor as well as by thermal nonlinearity of the built-in FET-based repeater arranged in sensor housing. Table. 1. Il. 3. Bibliogr. 7 names.

Научно-технический журнал "Двигатели внутреннего сгорания" имеет периодичность выхода - 2 раза в год. Основная цель издания - дать возможность опубликовать научные труды и статьи преподавателям, научным сотрудникам, аспирантам и соискателям ученых степеней, а также расширить возможности для обмена научно-технической информацией в Украине и за ее пределами.

К опубликованию принимаются статьи на украинском, русском, английском, немецком языках по следующим научным направлениям:

- **Общие проблемы двигателестроения;**
- **Конструкция ДВС;**
- **Рабочие процессы ДВС;**
- **Технология производства ДВС;**
- **Эксплуатация ДВС;**
- **Экологизация ДВС;**
- **Гипотезы, предложения;**
- **Содержание высшего образования по специальности "ДВС".**

Материал (статья) подается в 2-х экземплярах. К материалам должна прилагаться дискета (CD-диск) со статьей, набранной в текстовом редакторе MS Word.

#### ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ СТАТЬИ:

размер бумаги А4 (210x297 мм);

- левое, правое, верхнее и нижнее поля - 25 мм;
- шрифт Times New Roman, 10 кегль;
- межстрочный интервал – 1,2;
- рисунки, схемы и графики выполняются в черно-белом варианте внедренными в текст статьи;
- список литературы оформляется в соответствии с требованиями ДСТУ.

#### СТАТЬЯ ДОЛЖНА ВКЛЮЧАТЬ:

- УДК статьи;
- инициалы, фамилии и научные степени (квалификацию) авторов;
- название статьи;
- аннотации на украинском, русском и английском языках (приводятся в конце статьи).

К статье прилагаются:

- рецензия,
- акт экспертизы о возможности опубликования.

**СТАТЬИ, ОФОРМЛЕНИЕ КОТОРЫХ НЕ СООТВЕТСТВУЕТ ПРИВЕДЕННЫМ ТРЕБОВАНИЯМ, РЕДКОЛЛЕГИЕЙ НЕ РАССМАТРИВАЮТСЯ**

#### УСЛОВИЯ ОПУБЛИКОВАНИЯ:

Оформленная в соответствии с настоящими требованиями статья направляется авторами в редколлегию по адресу: 61002. Харьков-2, ул. Фрунзе, 21. НТУ "ХПИ". Кафедра ДВС. Редакционная коллегия журнала "Двигатели внутреннего сгорания". Ответственному секретарю редколлегии. Тел. (057)707-60-89, E-mail:rykova@kpi.kharkov.ua.

После принятия решения об опубликовании автор информируется об этом редколлегией. Рукописи и дискеты авторам не возвращаются.



Наукове видання

Двигуни внутрішнього згоряння  
Всеукраїнський науково-технічний журнал

Відповідальна за випуск І.В. Рикова

Підп. до друку 25.08.09 Формат 60x84 1/8. Папір офсетний.  
Гарнітура Times.Різо-друк. Ум. друк. арк. 8,21 Обл.-вид. арк.10.  
арк. Наклад. 300 прим. Зам. № 18/08 Ціна договірна

Віддруковано ФОП Лисенко І.Б.  
61070, Харків – 70, вул. Чкалова, 17, моторний корпус, к. 147, т. 707-44-76  
Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи до державного реєстру видавців,  
виготівників і розповсюджувачів видавничої продукції ДК №2607 від 11.09.06 р.