

ДВС ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Всеукраинский научно-технический журнал

2'2004

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

Госиздание

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

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

Главный редактор

А.П. Марченко, *д. т. н., проф.*

Заместители главного редактора

А.Ф. Шеховцов, *д. т. н., проф.*

Н.К. Рязанцев, *д. т. н., проф.*

Ответственный секретарь

А.А. Прохоренко, *к. т. н., доц.*

У.А. Абдулгазис, *д. т. н., проф.*

Ф.И. Абрамчук, *д. т. н., проф.*

А.В. Белогуб, *к. т. н., доц.*

Ю.С. Бородин, *к. т. н., доц.*

Ю.Ф. Гутаревич, *д. т. н., проф.*

К.Е. Долганов, *д. т. н., проф.*

В.Г. Дьяченко, *д. т. н., проф.*

Я.С. Егоров, *д. т. н., проф.*

С.В. Елифанов, *д. т. н., проф.*

С.А. Ерошечков, *д. т. н., проф.*

В.Н. Зайончковский, *д. т. н., проф.*

А.И. Крайнюк, *д. т. н., проф.*

А.П. Кудряш, *д. т. н., проф.*

А.С. Куценко, *д. т. н., проф.*

В.И. Мороз, *д. т. н., проф.*

И.В. Парсаданов, *д. т. н., доц.*

В.И. Пелепейченко, *д. т. н., проф.*

В.А. Пылев, *д. т. н., проф.*

Е.Л. Пиротти, *д. т. н., проф.*

А.Н. Пойда, *д. т. н., проф.*

М.Г. Сандомирский, *к. т. н., проф.*

А.П. Строков, *д. т. н., проф.*

И.И. Тимченко, *к. т. н., проф.*

АДРЕС РЕДКОЛЛЕГИИ

61002, г. Харьков, ул. Фрунзе, 21

Кафедра ДВС

Тел. (0572)400-848, 400-314

E-mail: dvs@kpi.kharkov.ua

СОДЕРЖАНИЕ

ОБЩИЕ ПРОБЛЕМЫ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ

А.П. Марченко

Термодинамическая оценка резервов повышения КПД двигателей внутреннего сгорания. 3

А.П. Кудряш, П.Я. Перерва, В.Н. Киреева, А.А. Потапченко

Экологическое совершенствование дизелей путем использования водотопливных эмульсий 6

В.Г. Некрасов

Двигатель для автомобиля малого класса 10

И.И. Неяченко, Ю.И. Ямоллов, В.А. Егоров

Применение компьютерного моделирования в технологии калибровочных работ по холодному пуску двигателей ВАЗ . . . 14

Н.А. Крестлинг, В.В. Попов

Пути использования сбросной теплоты на судах 19

Б.Г. Тимошевский

Эффективность стационарных электростанций на базе двигателей внутреннего сгорания 24

Г.А. Щербаков, С.Б. Сафонов, Н.А. Шевченко, А.М. Левтеров,

В.П. Мараховский, А.А. Кайдалов

Гидроуправляемая форсунка для газового двигателя с внутренним смесеобразованием 29

Е.Л. Меркиш, О.Р. Игнатов

Влияние особенностей конструкции цилиндропоршневой группы на расход масла в автомобильных двигателях 33

В.И. Истомин

Регенерируемый тканевый фильтр 36

В.А. Шкабура

Исследование возможности применения турбокомпрессора с общим рабочим колесом в газотурбинных двигателях. 39

Б.А. Абаджян, Е.В. Снижко, А.Б. Стефановский

Двигатель Стирлинга модели ДС-КАДИ-1: проблемы и перспективы разработки. 42

РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ В ДВС

Ю.К. Чернышев

Применение теории систем для алгоритмизации прямого математического моделирования течения газа 44

П.М. Канило, Н.И. Расюк, А.В. Тымчик, К.В. Костенко, В.Е. Костюк, А.Н. Коваленко

Отработка конструкции СВЧ-плазменной горелки на основе численного исследования течения пылеугольной аэрозоли . . 47

Д.Д. Матиевский, А.Е. Свистула

Влияние степени эффективного использования воздушного заряда цилиндра дизеля на сажевыделение и индикаторный КПД. 53

<i>Ю.И. Шеховцов, Л.С. Заиграев</i>	
Исследование термokatалитической регенерации сажевого фильтра дизелей	57
<i>В.В. Душко</i>	
Расчетный метод оценки периода задержки самовоспламенения топлива в цилиндре дизельного двигателя	60
<i>П.Е. Куницын, Н.А. Шевченко, А.Ф. Доровской, А.Г. Крушедольский</i>	
Пути улучшения экологических показателей работы двухтактного дизельного двигателя типа БТД с регулируемым давлением наддува	63
<i>Н.К. Рязанцев, Ю.А. Анимов</i>	
Учет эксплуатационного загрязнения центробежного компрессора наддува при согласовании его характеристик с расходными характеристиками быстроходного двухтактного транспортного дизеля	66
<i>В.А. Жуков</i>	
Задача многофакторной оптимизации режимов охлаждения комбинированных ДВС	71
<i>С.А. Алёхин, В.И. Пелепейченко, А.Ф. Доровской, П.Я. Перерва, Д.Ю. Бородин</i>	
Анализ влияния угла закрутки впускного окна на характер течения заряда в цилиндре тепловозного двухтактного дизеля БДН в период газообмена	74
<i>З.Х. Керимов</i>	
Особенности моделирования потока в щели клапана при математическом моделировании трехмерного потока газа в цилиндре поршневого двигателя	76
<i>В.Г. Солодов, Ю.В. Стародубцев, А.А. Хандримайло</i>	
Численная модель течения вблизи впускного клапана ДВС	81
<i>И.И. Петухов, А.В. Минячихин, В.П. Парафейник</i>	
Оценка эффективности процесса сжатия реального газа в неохлаждаемом компрессоре	85
<i>Д.Д. Матиевский, А.Е. Свистула, А.В. Еськов, А.В. Ключков</i>	
Экспериментальный стенд диагностики и контроля характеристик массопереноса распыленного топлива дизельной форсункой	90
<u>КОНСТРУКЦИЯ ДВС</u>	
<i>И.В. Парсаданов, С.И. Третьяков</i>	
Оценка влияния угла начала подачи топлива на показатели токсичности отработавших газов быстроходного дизеля	92
<i>Н.Г. Шульженко, П.П. Гонтаровский, Н.Г. Гармаш, Т.В. Протасова</i>	
Развитие расчетных моделей для исследования теплового и термонапряженного состояний составных поршней ДВС	95
<i>А.А. Жуков, Н.Н. Михайлов, В.А. Жуков, А.П. Навоев</i>	
Анализ напряженного состояния и повышение эксплуатационной долговечности зубчатых колес привода агрегатов двигателей ЯМЗ-84	99
<i>В.И. Ершов, З.Г. Ершова</i>	
О крутильных колебаниях коленчатых валов	104
<i>Н.Д. Чайнов, Л.Л. Мяжков, В.С. Руссинковский</i>	
Программный комплекс для расчета вибрации и структурного шума корпусных деталей автомобильного дизеля ..	105
<i>Г.А. Василенко, Ю.П. Манжос</i>	
Расчет устойчивости гидроцилиндра с двухсторонним штоком с учетом погрешностей его изготовления	110
<i>Н.А. Ходак, О.А. Вишневецкий, В.А. Шолопов</i>	
Модернизация оборудования и средств для исследования процессов абразивного изнашивания материалов и их моделирования	114
<i>В.О. Пильов, А.Ф. Шеховцов, В.Т. Турчин, В.С. Вікторов, О.В. Просьяник</i>	
Підвищення ефективності метода конструктивної оптимізації поршня ДВЗ за сукупністю критеріїв його термонапруженості	122
<u>ТЕХНОЛОГИЯ ПРОИЗВОДСТВА ДВС</u>	
<i>Л.П. Клименко, Л.М. Дыхта, В.И. Андреев, О.Ф. Прищепов</i>	
Центробежная отливка гильз цилиндров ДВС с обратным градиентом твердости по сечению	126
<i>В.А. Матюхин, И.А. Жданов, С.К. Колтун</i>	
Математическое моделирование кинематики процесса течения металла при вальцевании пера компрессорных лопаток	131
<u>ЭКСПЛУАТАЦИЯ ДВС</u>	
<i>В.П. Мараховский</i>	
Низкотемпературный пуск форсированных дизельных двигателей	135
<i>В.Г. Ивановский, Р.А. Варбанец</i>	
Мониторинг рабочего процесса судовых дизелей в эксплуатации	138
РЕФЕРАТЫ ОПУБЛИКОВАННЫХ СТАТЕЙ	142

Двигатели внутреннего сгорания // Научно-технический журнал. Харьков: НТУ "ХПИ". – 2004, №2(5). – с. 156.

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

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

© Национальный технический университет "Харьковский Политехнический Институт", 2004.

УДК 621.43

*А.П. Марченко, д-р техн. наук***ТЕРМОДИНАМИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА РЕЗЕРВОВ ПОВЫШЕНИЯ КПД ДВИГАТЕЛЕЙ
ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ**

На протяжении почти полувековой истории двигателей внутреннего сгорания повышение коэффициента полезного действия является доминирующей тенденцией их совершенствования. К сегодняшнему дню усилиями многих поколений ученых и практиков индикаторный КПД (η_i) ДВС вырос практически в 10 раз от примерно 5% у двигателя Ленуара до 45...50% у большинства современных дизелей. Каждый из этих процентов роста η_i достигнут благодаря серьезным интеллектуальным усилиям и финансовым затратам.

С другой стороны, на всех исторических этапах развития ДВС, в том числе и сегодня, звучат предложения по такому изменению конструкции и рабочего процесса, которое обеспечит рост η_i от достигнутого уровня на 10...20%, а то и на более значительную величину. В этой связи примером может служить статья [1], автор которой предлагает новый способ работы теплового двигателя. В статье для дизеля Д70 (16ЧН25/27) обосновывается возможность увеличения η_i от 46,6% до 73,2%. При этом автор статьи обращает внимание читателей на тот факт, что новое значение η_i на 5,5% выше термического КПД цикла Тринклера-Сабатэ и на 2,2% выше КПД цикла Карно, вычисленных по параметрам дизеля Д70. К сожалению, подобные предположения по достижению $\eta_i = 70...80\%$ не являются единичными. Они постоянно звучат на различных научных семинарах, конференциях и конгрессах, посвященных проблемам двигателестроения. Именно эти обстоятельства и побудили автора к очередному ежегодному IX Конгрессу двигателестроителей приурочить данную статью. По замыслу статья должна ответить на вопрос о максимально возможном теоретическом коэффициенте полезного действия теплового двигателя (η_{\max}), разница между которым и индикаторным КПД определяет максимальные теоретические резервы повышения η_i .

Вопрос относительно η_{\max} не является новым. Часто η_{\max} определяют как КПД цикла Карно, реализованного в диапазоне максимальной и минимальной температур реального цикла теплового двигателя. В связи с этим возник термин «карнотизация циклов», под которым подразумевают совершенствование действительных циклов с целью повышения их термодинамической эффективности. Причем, одни исследователи [2] карнотизацию понимают как приближение действительного цикла к прямоугольному в $T-s$ координатах. Другие же [3] отстаивают противоположную точку зрения: карнотизация – это не приближение действительного цикла к двум изотермам и двум адиабатам. Это методология повышения КПД теплового двигателя за счет приближения средних температур на участке теплоподвода к максимальным и средних температур на участке теплоотвода – к минимальным, что, очевидно, для анализа циклов поршневых ДВС является более предпочтительным. Воспользуемся этим подходом.

Рассмотрим именно цикл Тринклера-Сабатэ (рис. 1) и модернизируем его таким образом, чтобы значение работы было максимально возможным (впервые такие модернизированные циклы были исследованы лет 15 назад и результаты исследования представлены в [4, 5]).

От традиционного модернизированный цикл отличается тем, что адиабата расширения 4-5 продлена до точки 7, которая одновременно соответствует изотерме 1-7. Теплота Q_1 , как и в цикле Тринклера-Сабатэ, подводится в изохорном и изобарном процессах на участках 2-3 и 3-4. Отвод же теплоты Q_2 осуществляется в изотермическом процессе 7-1 при минимально возможной температуре, равной температуре окружающей среды T_0 .

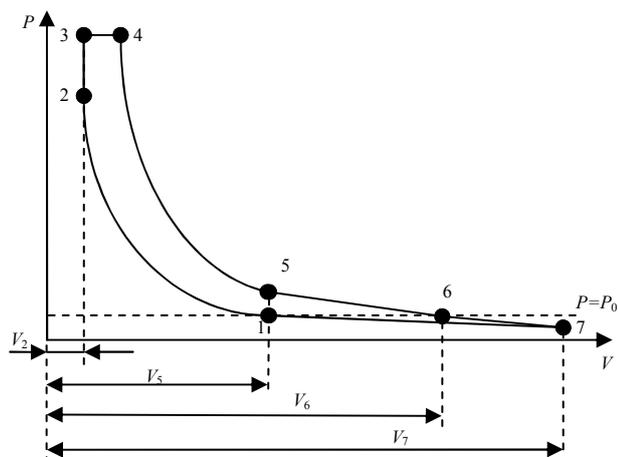


Рис. 1. Модернизированный цикл Тринклера-Сабатэ

Для представленных на рис.1 циклов Тринклера-Сабатэ, а также новых с отводом теплоты Q_2 по изобаре 6-1 (цикл 1-2-3-4-5-6-1) и изотерме 7-1 (цикл 1-2-3-4-5-6-7-1) выполним расчетные исследования, исходные данные и результаты которого представлены в табл.1–табл.3.

Таблица 1. Исходные данные

Наименование параметра	Значение параметра
Диаметр цилиндра теплового двигателя, м	0,12
Ход поршня для традиционного теплового двигателя, м	0,14
Показатель адиабаты	1,4
Мольные теплоемкости, кДж/(кмоль·К)	
mC_V	20,785
mC_p	29,099
Температура окружающей среды, К	300
Давление окружающей среды, МПа	0,1
Степень сжатия $\varepsilon = \frac{V_1}{V_2}$	18
Степень повышения давления при сгорании $\lambda = \frac{p_3}{p_2}$	1,8
Степень предварительного расширения $\rho = \frac{V_4}{V_3}$	1,2

Таблица 2. Параметры рабочего тела в характерных точках цикла

Точка цикла	T , К	p , МПа	V , м ³
1	300	0,1	$1,667 \cdot 10^{-3}$
2	953,3	5,72	$9,314 \cdot 10^{-5}$
3	1715,9	10,3	$9,314 \cdot 10^{-5}$
4	2059	10,3	$1,118 \cdot 10^{-4}$
5	697	$2,324 \cdot 10^{-1}$	$1,667 \cdot 10^{-3}$
6	547,9	0,1	$3,062 \cdot 10^{-3}$
7	300	$1,215 \cdot 10^{-2}$	$1,38 \cdot 10^{-2}$

Таблица 3. Энергетические параметры процессов модернизированного цикла

Процесс	Теплота, кДж	Эксергия теплоты, кДж	Анергия теплоты, кДж	Работа, кДж
1-2	0,0	0,0	0,0	$9,127 \cdot 10^{-1}$
2-3	1,065	$8,191 \cdot 10^{-1}$	$2,464 \cdot 10^{-1}$	0,0

3-4	$6,713 \cdot 10^{-1}$	$5,643 \cdot 10^{-1}$	$1,07 \cdot 10^{-1}$	$1,918 \cdot 10^{-1}$
2-3-4	1,737	1,3834	$3,534 \cdot 10^{-1}$	$1,918 \cdot 10^{-1}$
4-5	0,0	0,0	0,0	1,903
4-6	0,0	0,0	0,0	2,111
4-7	0,0	0,0	0,0	2,458
5-1	$5,548 \cdot 10^{-1}$	$2,015 \cdot 10^{-1}$	$3,534 \cdot 10^{-1}$	0,0
6-1	$4,848 \cdot 10^{-1}$	$1,315 \cdot 10^{-1}$	$3,534 \cdot 10^{-1}$	$1,383 \cdot 10^{-1}$
7-1	$3,534 \cdot 10^{-1}$	0,0	$3,534 \cdot 10^{-1}$	$3,534 \cdot 10^{-1}$

В случае продления адиабаты расширения 4-5 только до точки 6, соответствующей изобаре с давлением окружающей среды p_0 , получим цикл 1-2-3-4-5-6-1 с отводом теплоты Q_2 в изобарном процессе на участке 6-1. В этом случае отвод теплоты будет осуществлен при температуре более высокой, чем окружающая среда, что, естественно, отразится как на значении КПД цикла 1-2-3-4-5-6-1, так и на величине полезной работы.

Данные табл. 3 позволяют определить работу и КПД исследуемых циклов. Так, для цикла 1-2-3-4-5-1

$$L_{iv} = L_{4-5} + L_{3-4} - L_{1-2} = 1,182 \text{ кДж},$$

$$\eta_{iv} = \frac{L_{iv}}{Q_1} \cdot 100\% = 68,1\%,$$

для цикла 1-2-3-4-5-6-1

$$L_{ip} = L_{4-6} + L_{3-4} - L_{1-2} - L_{6-1} = 1,252 \text{ кДж},$$

$$\eta_{ip} = \frac{L_{ip}}{Q_1} \cdot 100\% = 72,1\%,$$

и, наконец, для цикла 1-2-3-4-5-6-7-1

$$L_{ii} = L_{4-7} + L_{3-4} - L_{1-2} - L_{7-1} = 1,383 \text{ кДж},$$

$$\eta_{ii} = \frac{L_{ii}}{Q_1} \cdot 100\% = 79,7\%.$$

В соответствии с теорией, теплота может быть представлена в виде суммы

$$Q = E_Q + A_Q,$$

где E_Q – эксергия теплоты, равная максимально возможной работе при переходе рабочего тела в обратимом процессе из заданного состояния до состояния равновесия с окружающей средой;

A_Q – анергия теплоты, которая определяет ее неработоспособную часть.

Данные табл. 2 позволяют вычислить эксергию и анергию теплоты на участке ее подвода и отвода, значения которых приведено в табл.3.

В расчетном исследовании получили, что работа модернизированного теоретического цикла 1-2-3-4-5-6-7-1 численно равна эксергии теплоты Q_1 , а следовательно, она является максимально возможной ($L_{ii} = L_{\max}$) для принятых начальных условий. При этом теплота Q_2 численно равна анергии подведенной теплоты A_{Q_1} . Следовательно, внешние потери работоспособной энергии в рассматриваемом цикле отсутствуют. Отсутствуют и внутренние потери эксергии, что и определяет равенство $L_{ii} = L_{\max} = E_{Q_1}$.

В общем случае

$$L_i = E_{Q_i} - \sum_{i=1}^n \Delta E_i - \sum_{j=1}^k D_j,$$

где $\sum_{i=1}^n \Delta E_i$ – сумма внешних потерь эксергии;

$\sum_{j=1}^k D_j$ – сумма внутренних потерь эксергии.

Чем больше величина отмеченных выше потерь, тем больше разница между величинами L_{\max} и L_i .

Максимально возможным для принятых условий цикла 1-2-3-4-5-6-7-1 является и теоретический КПД ($\eta_{tt} = \eta_{\max}$).

Можно показать, что для такого теоретического цикла

$$\eta_{\max} = \frac{E_{Q_1}}{Q_1} = 1 - \frac{\ln(\lambda \rho^k)}{\varepsilon^{k-1} [(\lambda - 1) + k\lambda(\rho - 1)]},$$

а максимальная степень расширения

$$\delta_{\max} = \frac{V_7}{V_1} = \varepsilon(\rho\lambda)^{\frac{1}{k-1}}.$$

Переход к циклу 1-2-3-4-5-6-1 с отводом теплоты Q_2 по изобаре 6-1 приводит к возникновению внешних потерь эксергии $E_{Q_2} = 0,1315$ кДж. На эту величину уменьшается работа цикла. Еще большие внешние потери эксергии E_{Q_2} в цикле 1-2-3-4-5-1 с отводом теплоты Q_2 по изохоре. Согласно табл. 3 они численно равны 0,2015 кДж. В конечном итоге эти внешние потери эксергии приводят к уменьшению КПД теоретических циклов – $\eta_{ip} = 72,1\%$, $\eta_{iv} = 68,1\%$.

Выше изложенное позволяет сделать вывод о том, что значения L_{\max} и η_{\max} являются предельными для принятых условий, достичь значения которых в реальном цикле невозможно из-за обязательных внутренних и внешних потерь эксергии (потерь работоспособности энергии), а также естественных проблем по техническому обеспечению расширения рабочего тела до температуры окружающей среды. Вместе с тем, величины L_{\max} и η_{\max} могут служить точкой отсчета при определении максимальных теоретических резервов повышения индикаторного КПД η_i и индикаторной работы L_i : $\Delta L_i = L_{\max} - L_i$, $\Delta \eta_i = \eta_{\max} - \eta_i$.

Возвращаясь к проблеме «предложений» по обеспечению $\eta_i = 70 \dots 80\%$, следует сказать, что в этом случае значения предлагаемых η_i становятся соизмеримыми с η_{\max} , что, как показано в статье, противоречит теории, а следовательно, не может быть осуществлено на практике.

Список литературы:

1. Захребётков Ю.В. Эффективность нового способа работы теплового двигателя // Двигателестроение. – 2001. – № 2. – С. 34-36.
2. Маравский А.В., Файн М.А. Огонь в упряжке, или как изобретают тепловые двигатели. – М.: Знание, 1990. – 192 с.
3. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей / Д.Н. Вырубов, Н.А. Иващенко, В.И. Ивин и др. / Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – М.: Машиностроение, 1983. – 372 с.
4. Процессы в перспективных дизелях / Ф.И. Абрамчук, В.И. Крутов, А.П. Марченко и др. / Под ред. А.Ф. Шеховцова. – Х.: Изд-во «Основа», 1992. – 352 с.
5. Шокотов Н.К., Марченко А.П., Глушко А.В. Эксергия теплоты и образцовые циклы двигателей внутреннего сгорания // Двигатели внутреннего сгорания. – 1993. – Вып. 54. – С. 45 – 54.

УДК 621.436

*А.П. Кудряш, д-р техн. наук, П.Я. Перерва, канд. техн. наук, В.Н. Киреева, инж.,
А.А. Потапенко, инж.*

ЭКОЛОГИЧЕСКОЕ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ДИЗЕЛЕЙ ПУТЕМ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ВОДОТОПЛИВНЫХ ЭМУЛЬСИЙ

- Вопросы экономии и рационального использования топливно-энергетических ресурсов не теряют своей актуальности. Сложная ситуация с экологической обстановкой в промышленно развитых регионах в перспективе приведет к увеличению доли альтернативных топлив при эксплуатации тепловых двигателей и котельных установок.

- Одним из важнейших направлений борьбы за сохранение чистоты воздушного бассейна является поиск более «чистого» топлива, а также изыскание различных присадок и примесей к обычному углеводородному топливу, которые могли бы снизить токсичность продуктов сгорания [1].

- С недавних пор большой интерес проявляется к применению в качестве альтернативных топлив водотопливных эмульсий (ВТЭ). Исследования эффективности использования ВТЭ в качестве топлив для дизелей проводятся довольно широко. Однако определение оптимального состава ВТЭ по содержанию воды и степень ее воздействия на эффективные и экологические по-

казатели дизеля неоднозначны. Большинство авторов считают оптимальным содержание воды в ВТЭ 10-20 %. Исследования других авторов [2] свидетельствуют, что оптимальным является содержание воды в ВТЭ до 50 %. Существенные различия в оценке оптимальной концентрации водной фазы зависят не только от типа двигателя и марки применяемого топлива, а также и от режима эксплуатации (нагрузки) двигателя.

- При общих положительных результатах выявлены некоторые общие тенденции и особенности [2].

- Для каждого типа двигателя существует свой оптимум по содержанию массовой доли воды (C_w), определяемый максимальной экономией топлива. Причем оптимум имеет узкий диапазон изменения C_w (2-4 %). Температура отработавшего газа (ОГ) стабильно снижается по мере увеличения C_w , что является своего рода резервом к форсировке дизеля.

- В процессе работы двигателя на дизельном топливе (ДТ) детали камеры сгорания (КС)

покрываются прочным нагаром, клапаны имеют обширные зоны лаковых отложений, а на распылителях образуются коксовые отложения.

- Перевод двигателя на ВТЭ не только улучшает показатели рабочего процесса (уменьшается удельный эффективный расход топлива v_e) и снижает теплонпряженность деталей КС, но и существенно уменьшаются и теряют прочность нагароотложения, исчезают лаковые зоны на клапанах и коксовые отложения на форсунках.

- Раскоксовывание сопел распылителей форсунок с помощью ВТЭ – этот эффект проявляется даже при кратковременном переводе двигателя на ВТЭ и имеет особо важное значение для эксплуатации ДВС.

- Применене эмульгированного водой топлива существенно «облагораживает» работу дизелей, однако четкого механизма, объясняющего все обнаруженные положительные эффекты, исследователями не предложено.

- Одни считают [4], что наибольшую положительную роль в рабочем процессе дизеля играют микровзрывы и увеличение местных значений коэффициента избытка воздуха. Микровзрывы разбивают капли топлива крупных размеров и асфальтовые включения, разрушают коксовые

отложения на распылителях форсунок.

- Другие авторы [5] считают, что процесс испарения капель ВТЭ значительно сложнее. Существенное значение имеют два фактора. Один из них – размер частиц водной фазы. Авторы приводят данные визуальных наблюдений, согласно которым горение капель мазута М-60 со средним диаметром частиц воды $3,7 \times 10^{-6}$ м не сопровождается явлением микровзрыва, а напоминает горение мазута, но без коптящего пламени, чем и объясняется снижение дымности при работе двигателя на ВТЭ.

- Второй фактор, оказывающий существенное влияние на микровзрыв капель ВТЭ – давление среды. По данным авторов [6] микровзрыв водной фазы в каплях ВТЭ имеет место при относительно низких (до 1 мПа) давлениях. Причина микровзрыва капли ВТЭ – резкое увеличение объема воды при переходе из жидкой фазы в газообразную.

- При более высоком давлении, которое наблюдается в КС дизелей, капля ВТЭ не взрывается, а происходит хаотичный выброс микроструй паров водной фазы. Это происходит потому, что при возрастании давления внешней среды объем воды при переходе жидкость-пар уменьшается по экспоненте [7]. Это и приводит

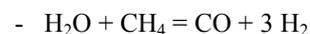
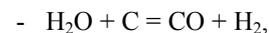
к перерастанию взрывного характера процесса испарения воды в более спокойный процесс истечения микроструй. По-видимому, в реальных условиях существует несколько различных механизмов процесса разрушения капель ВТЭ. Существенное влияние на эти процессы оказывают вид топлива, размер частиц, давление среды, распределение температурного поля в КС.

- Некоторые авторы [8] считают, что значительную роль в улучшении экологических показателей при сжигании углеводородного топлива на основе ВТЭ играют пары воды, которые могут действовать как катализатор химических реакций окисления и газификации углерода.

- Ряд авторов [9] существенное улучшение полноты сгорания топлива при работе на ВТЭ объясняют непосредственным участием паров воды, идеально перемешанных с парами углеводородного топлива, в протекании окислительных процессов при высоких температурах.

- Считается, что вода очень устойчивое вещество. Это заключение основано на его высокой термической устойчивости. Так, при 1000 °С его степень диссоциации (распад на H_2 и O_2) составляет $3 \times 10^{-5} \%$, а при 2000 °С - 0,588 % [10]. Однако в то же самое время вода достаточно реак-

ционноспособное вещество и при 1000-1100 °С она реагирует с углем и углеводородами [11]:



- Со многими другими органическими соединениями реакции происходят при относительно низких температурах. Так, реакция

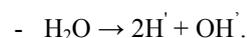


- происходит уже при 250 °С [11].

- «Облагораживающее» действие воды авторы [4, 8] объясняют гипотезой каталитического влияния воды на механизм воспламенения и горения топлива. Показано, что высокая температура в КС может вызвать не только термическую диссоциацию перегретого пара



- но и диссоциацию на радикалы водорода и гидроксила



- На стадии догорания повышенная концентрация активных радикалов способствует доокислению осколков молекул углеводородов, т.е. снижению токсичности ОГ.

- В пользу этой теории свидетельствуют исследования авторов [9]. Масспектрометрический анализ продуктов сгора-

ния двигателя 1ЧН 18/20, работавшего на 40 % ВТЭ, которая содержала помеченную изотопом O^{18} воду, показал, что 60 % кислорода воды, входящей в состав ВТЭ, непосредственно участвует в окислении углеводородов топлива.

- Кроме всего вышеизложенного, сжигание ВТЭ приводит к перераспределению температурного поля в зоне горения и снижению уровня температур в области образования оксидов азота, что приводит к уменьшению их концентрации в ОГ двигателя.

- В ИПМаш НАН Украины коллективом авторов [12] были получены и испытаны обратные ВТЭ с содержанием 10,20 и 30 % воды.

- Для приготовления эмульсий использовалась обычная (водопроводная) вода. Тип ВТЭ определяется исходя из требований к антикоррозионным свойствам эмульгированного топлива. Поэтому для исследований была выбрана эмульсия обратного типа (вода – дисперсная фаза, топливо – дисперсионная среда). В такой эмульсии даже при неблагоприятных условиях (в случае потери седиментационной устойчивости) частично отслаивается дизельное топливо и вода в чистом виде не

выделяется. Для стабилизации эмульсий обратного типа был подобран двухкомпонентный стабилизатор, содержащий органическое вещество и катион щелочноземельного металла. Такой стабилизатор покрывает каплю воды прочной многослойной сольватной оболочкой поверхностно-активного вещества, что и обеспечивает заданные антикоррозионные свойства ВТЭ.

- На полученных эмульсиях были проведены сравнительные испытания на моторном стенде с дизелем 1Ч 8,5/11.

- Испытания в силу производственных причин проводились в разное время. Поэтому оценка результатов дается в сравнении с несколько отличающимися эталонными характеристиками двигателя, работавшего на дизельном топливе.

- Испытания ВТЭ проводились при разных углах опережения впрыска топлива. Уровень дымности измерялся дымомером «ИНА-109», измерение содержания NO_x производилось с помощью газоанализатора «HORIBA».

- Как и следовало ожидать, при работе на ВТЭ резко увеличивается период индукции и поэтому с помощью изменения

угла опережения впрыска не удалось организовать проведение испытаний при равных p_z .

На рис. 1 и 2 представлены результаты измерений содержания оксидов азота и дымности при работе на эталонных дизельных топливах и приготовленных из них ВТЭ с 10, 20 и 30%-м содержанием воды.

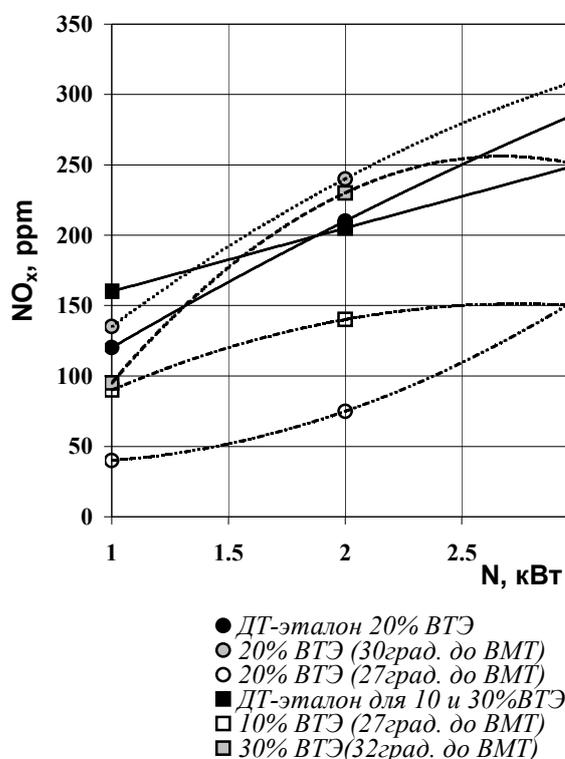


Рис. 1. Содержание оксидов азота в ОГ двигателя 1Ч 8,5/11 при работе на ДТ и ВТЭ

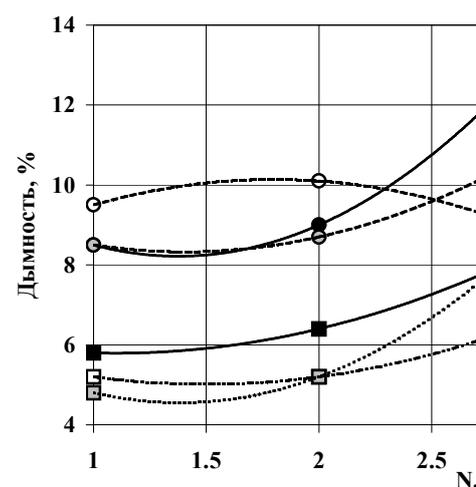


Рис. 2. Дымность ОГ двигателя 1Ч 8,5/11 при работе на ДТ и ВТЭ

Из приведенных графиков видно, что наблюдается заметное снижение дымности (с 8,5 до 6,5 %) при 10%-м содержании воды в ВТЭ и при этом содержание NO_x в ОГ уменьшается с 250 до 150 ppm при нагрузке 3 кВт. Это происходит при практически равном удельном расходе топлива. Следует отметить, что при содержании воды в ВТЭ более 20 % резко возрастает p_z . Необходимо в будущем всесторонне оценить целесообразность использования ВТЭ с содержанием воды более 20 %.

В заключение следует сказать, что результаты экспериментальных исследований подтвердили работоспособность

дизельного двигателя и улучшение экологических показателей при работе на ВТЭ.

- Авторы выражают признательность Мараховскому Владимиру Петровичу и Семикину Виталию Максимовичу за оказанную помощь в проведении стендовых испытаний.

- **Список литературы:**

1. Химия окружающей среды / Пер. с англ., Под ред. А.П. Цыганкова. – М.: Химия, 1982. – 672 с. 2. Лерман Е.Ю., Гладков О.А. Высококонцентрированные водотопливные эмульсии – эффективное средство улучшения экологических показателей легких быстроходных дизелей // Двигателестроение. – 1986. – № 10. – С. 35 – 38. 3. Воржев Ю.И. Применение водотопливных эмульсий в судовых дизелях // Двигателестроение. – 1986. – № 12. – С. 30 – 33. 4. Лебедев О.Н., Сомов В.А., Сисин В.Д. Водотопливные эмульсии в судовых дизелях. – Л.: Судостроение, 1988. – 105 с. 5. Школьный А.А., Сенчило В.В. Анализ процесса испарения водотопливных эмульсий методами

теории бинарных смесей // Двигателестроение. – 1978. – № 8. – С. 6 – 8. 6. Лебедев О.Н., Марченко В.Н. Исследование процессов испарения и сгорания эмульгированного моторного топлива // Двигателестроение. – 1979. – № 12. – С. 26 – 27. 7. Литвин А.М. Техническая термодинамика. – М.:Л.: ГЭИ, 1959. – 312 с. 8. Хилько С.Л., Титов Е.В. Коллоидные композиции как экологически чистые виды топлив // Эко-технологии и ресурсосбережение. – 2001. – № 6. – С. 12 – 15. 9. Бернштейн Е.В., Гладков О.А. Уменьшение вредных выбросов дизелей при их стендовых испытаниях: Обзор. – М.: ЦНИИТЭИ-тяжмаши, 1989. – 28 с. 10. Неницеску К. Общая химия. – М.: Мир, 1968. – 176 с. 11. Реми Г. Курс неорганической химии. – М.: Изд-во иностр. литературы, 1963. – Т. 1. – С. 44 – 46. 12. Особенности получения водотопливных эмульсий и их применение в дизельных двигателях / А.П. Кудряш, В.П. Шпачук, А.А. Потапенко, В.Н. Киреева, В.М. Семикин. – Харьков: 1996. – 41 с. (Препр. / Ин-т проблем машиностроения НАН Украины; № 395).

-

-

УДК 629.621.43

В.Г. Некрасов, канд. техн. наук

ДВИГАТЕЛЬ ДЛЯ АВТОМОБИЛЯ МАЛОГО КЛАССА

Введение

Насыщение городов автомобильным транспортом, проблемы с парковкой автомобилей в деловых и спальных районах городов, ухудшение состояния атмосферы в городах, рост стоимости моторного топлива привели к тому, что автомобиль малого класса становится все более популярным. Это подтолкнуло автомобильные фирмы на увеличение выпуска таких автомобилей и совершенствование этого класса автомобилей.

Увеличивается производство автомобилей малого класса и в странах СНГ. Россия в "Концепции развития автомобильной промышленности" при общем росте объема производства автомобилей ставит задачу увеличения доли автомобилей малого класса. В связи с этим в России в дополнении к уже выпускающимся автомобилям малого класса ("Ока") на ЗМА КамАЗ и СеАЗ организуется производства таких автомобилей на заводе в Елабуге, возобновляет производство "Оки" ВАЗ ("Ока-2"), создана новая модель микроавтомобиля "Мишка" и начато его производство на ЗИЛе. В Украине на ЗАЗ продолжается выпуск "Таврии" и ее новых модификаций Nova и Slavuta. В Узбекистане действует сборочное производство автомобилей "Tico". В Казахстане завод "Искер" имеет соглашение с КамАЗом о сборочном производстве автомобилей "Ока".

В то же время в странах СНГ ощущается дефицит двигателей для автомобилей малого класса, что ограничивает возможность производства таких автомобилей. Проблемой расширения производства автомобилей малого класса является не только дефицит двигателей соответствующего класса, что явля-

ется чисто производственной проблемой, но и отсутствие качественного двигателя, отвечающего современным требованиям. Этот факт подчеркивался практически на всех последних автомобильных и двигательных выставках.

Качество двигателя – это высокие показатели топливной экономичности, удовлетворение экологическим требованиям, высокая надежность и большой межремонтный ресурс при минимальном техническом обслуживании. Требования высокой экономичности нашли уже воплощение в понятии "трехлитровый автомобиль", подразумевая под этим средний эксплуатационный расход топлива на 100 км. Экологические требования - это удовлетворение нормативам "Евро-3" и "Транспортные средства со сверх низкими выбросами" (США), а в перспективе и "Евро-4" (вводятся в ЕЭС с 2005 г.) и "Транспортные средства с нулевыми выбросами" (эмиссия токсичных компонентов в сумме менее 0,00... г/км).

Двигатель современного автомобиля должен иметь высокую надежность. При этом производство двигателей, хотя и должно использовать современные технологии, но такие, которые освоены в массовом масштабе и были бы сильны машиностроительным заводам с традиционными современными технологиями машиностроения.

Постановка задачи работы

Отсутствие на рынке стран СНГ двигателя для автомобиля малого класса, удовлетворяющего современным требованиям, послужило основанием того, что Национальная Инженерная Академия Республики Казахстан выступила с инициативой по раз-

работке двигателя для автомобиля малого класса нового поколения. Непосредственная работа в этом направлении (этап ОКР) началась с 2002 г. Но этому предшествовал достаточно большой период информационно-аналитических и расчетно-теоретических исследований (этап НИР) по двигателям малой мощности, поскольку в большинстве случаев имеющиеся конструкции двигателей такого типа далеко не соответствовали современным требованиям.

Технологическая схема двигателя

В соответствии с тенденциями в двигателестроении, высокие качественные показатели двигателя могут быть получены только при реализации ряда перспективных технических решений, увязанных в единый комплекс [4]. Основным принципом, используемым при конструировании двигателя, является сочетание бинарного (парогазового) цикла [15, 16] и двухступенчатого сгорания топлива в режиме неполного окисления в первичном двигателе (partial oxidation) с дожиганием продуктов неполного сгорания в камере вторичного сгорания перед паровым утилизатором [12, 13].

Двигатель оптимизирован по мощности, что исключает его работу в нерасчетном режиме на автомобиле малого класса. Базой комбинированного двигателя является поршневой дизельный двигатель [6]. В состав двигателя включается утилизатор с паровой турбиной, работающий по циклу Ренкина [14]. Высокая степень сжатия, характерная для дизельного двигателя [6], и утилизация энергии в паровом утилизаторе [19] обеспечивают высокий термический КПД. Достижение экологических требований обеспечивается использованием в поршневой части богатой топливо - воздушной смеси, обеспечивающей образования малого количества оксидов азота [5, 7, 20]. Кроме того, продукты неполного сгорания, обра-

зующиеся в таком режиме в большом количестве, как окись углерода и водород [5] раскисляют малый проскок оксидов азота, снижая их содержание до минимума и обеспечивая их возможную эмиссию на порядок меньше, чем во всех известных двигателях [11]. Последующее дожигание продуктов неполного сгорания позволяет снизить до минимума содержание в продуктах сгорания токсичных окиси углерода и углеводородов [1]. Тепло отработанных газов, как и тепло дожигания используется для выработки полезной мощности в паровом утилизаторе [15, 16, 19].

Технические решения

Кроме отмеченных выше основных приемов для получения высоких показателей в конструкции двигателя применен комплекс технических решений второго уровня. В отличие от обычного дизельного цикла в конструируемом двигателе на всех режимах работы поддерживается постоянное значение коэффициента избытка воздуха. Количество воздуха в цикловом заряде регулируется при помощи цикла Аткиснсона, заключающегося в перепуске в режиме частичной нагрузки двигателя излишнего воздуха во впускной коллектор после прохождения поршнем нижней мертвой точки [8]. Такой цикл реализуется благодаря применению гидравлической системы управления клапанами с регулируемой фазой закрытия впускного клапана, что снижает насосные потери и повышает механический КПД двигателя. В двигателе на всех режимах работы поддерживается постоянная степень сжатия, при этом степень расширения по мере снижения вырабатываемой мощности увеличивается. Следовательно, в режимах частичной нагрузки, как наиболее вероятной для городского автомобиля, реализуется продолженное расширение, при этом термический КПД в этом режиме работы возрастает, увеличивая эффективный КПД.

В двигателе благодаря применению бесшатунного механизма преобразования движения с линейно движущимся штоком поршней [2, 3] обеспечивается изолирование подпоршневого пространства цилиндра от картера и использование нижней части цилиндра в качестве воздушного компрессора для получения сжатого воздуха, используемого для дожигания продуктов неполного сгорания в камере вторичного сгорания парового утилизатора. При этом обеспечивается внутренне охлаждение цилиндра и тыльной стороны поршня воздухом, а также исключается необходимость иметь дополнительный компрессор для получения воздуха для дожигания горючих и токсичных продуктов неполного сгорания, также как и отдельную систему охлаждения. Отделение картера двигателя от горячего цилиндра исключает загрязнение масла продуктами сгорания и потерю смазывающих свойств за счет разложения масла при контакте с горячими поверхностями.

Гильза цилиндра и его головка выполняются из жаростойкой стали с низким коэффициентом теплопроводности. Это позволяет иметь температуру гильзы около 500°С, за счет этого исключить специальную систему охлаждения, что уменьшает потери тепла на охлаждение и повышает относительный КПД. Уплотнение поршня в цилиндре планируется "сухим" с использованием твердого антифрикционного материала и с упрочнением зеркала цилиндра напылением нитрида титана. Горячий цилиндр влияет на уменьшение содержания в продуктах неполного сгорания углеводородов, опасных как канцерогены. Бесшатунный механизм преобразования движения (механизм С.С. Баландина [2]), в сочетании с сухим уплотнением поршня в цилиндре обеспечивает повышенный механический КПД за счет линейного движения штока поршня и снижения потерь на

трение в цилиндропоршневой группе.

В системе дожигания продуктов неполного сгорания применяются методы интенсификации массообмена, а именно, высокая турбулизация газов в камере промежуточного дожигания при ее выполнении в виде циклонного аппарата [10], воздействие на газы ультразвука [9, 18] и обогащение воздуха озоном [17]. Это обеспечивает полное сгорание окиси углерода, углеводородов и сажи и максимальное снижение концентрации этих токсичных компонентов в продуктах сгорания с получением нейтральных диоксида углерода и паров воды и с последующим использованием тепла сгорания горючих компонентов в паровом утилизаторе.

Прогнозные показатели

Прогнозный эффективный КПД двигателя при номинальной мощности ожидается равным не менее 50 %, причем с возрастанием эффективности двигателя при пониженных нагрузках. Этому соответствует удельный расход топлива в режиме номинальной мощности 164...158 г/кВт·ч. При использовании такого двигателя на автомобиле малого класса первой группы (субкомпактного класса или микроавтомобиле) ожидаемый эксплуатационный расход топлива составит менее 3 л/100 км.

Прогнозные экологические показатели должны удовлетворять нормативам «Евро-3» и «Транспортные средства со сверхнизкими выбросами» (ТССНВ, США) и приближаются к требованиям «Евро-4» (вводятся в странах ЕЭС с 2005 г.) и «транспортные средства с нулевыми выбросами» (ТСНУВ) (суммарные выбросы токсичных компонентов менее 0,00...г/км).

На опытный образец двигателя в полном объеме выполнена конструкторская документация.

В настоящее время опытный образец рассмот-

ренного двигателя выполняется на одном из предприятий ВПК в Казахстане. В 2005 г. планируется провести доводку опытного образца двигателя и выполнить его стендовые испытания.

Список литературы:

1. Азарова Ю.В., Кузнецова Н.Я. Новое об относительной агрессивности углеводородов // *Автомобильная промышленность*. – 1999. – № 3. – С. 14 – 16. 2. Баландин С.С. Бесшатунные двигатели внутреннего сгорания. – М.: Машиностроение, 1972. – 176 с. 3. Будкин А. Не шатун, а шток // *За рулем*. – 1999. – № 11. – С. 168 – 169. 4. Великанов Д.П. Научно-технические проблемы транспортной энергетики // *Совершенствование транспортной энергетики: Сб. науч. тр.* – М.: Наука, 1988. – С. 11 – 43. 5. Воинов А.Н. Сгорание в быстроходных поршневых двигателях. – М.: Машиностроение, 1977. – 274 с. 6. Современные автомобильные двигатели и их перспективы / М.А. Григорьев, В.Т. Желтяков, Г.Г. Тер-Мкртчян, А.Н. Терехин // *Автомобильная промышленность*. – 1996. – № 6. – С. 10 – 14. 7. Гусаров А.П. Оксиды азота - основная забота разработчиков АТС // *Автомобильная промышленность*. – 1992. – № 8. – С. 13 – 15. 8. Дмитриевский А. Как обойтись без дросселя // *За рулем*. – 1999. – № 1. – С. 53 – 54. 9. Источники мощного ультразвука / Под ред. Л.Д. Розенберга. – М.: Наука, 1967. – 378 с. 10. Калишевский Л.Л., Кацнельсон Б.Д., Кнорре Г.Ф. Циклонные топки. – М.: ГЭИ, 1958. – 216 с. 11. Патент РФ № 2113890. Способ очистки дымовых газов от оксидов азота / О.Н. Кулиш, С.А. Кужетаева, Т.В. Зайцева, В.П. Герасимова, Н.Г. Гладкая, Г.С. Аكوпова. 12. А.с. СССР 1809141.

*Способ преобразования теплоты топлива в полезную механическую энергию в цикле с многоступенчатым подводом теплоты к рабочему телу / В.М. Масленников, В.Я. Штеренберг. 13. Модернизация паротурбинных установок путем газотурбинных надстроек с частичным окислением природного газа / В.М. Масленников, В.М. Батенин, В.Я. Штеренберг, Ю.А. Выскубенко, Э.А. Цалко // Теплоэнергетика. – 2000. – № 3. – С. 39 – 46. 14. Некрасов В.Г. Плюс цикл Ренкина // *Автомобильная промышленность*. – 1997. – № 2. – С. 13 – 16. 15. Селиверстов Р.М. Утилизация тепла в судовых дизельных установках. – Л.: Судостроение, 1973. – 354 с. 16. Сырмай А.Г. Основные направления энергетики морского флота // *Совершенствование транспортной энергетики: Сб. науч. тр.* – М.: Наука, 1988. – С. 89 – 123. 17. Цыганков С.Г. Влияние добавок озона на характеристики тепловозного двигателя 10Д100 // *Новое в охране труда, окружающей среды и защите человека в чрезвычайных ситуациях: Сб. науч. тр.* – Алматы, 2002. – С. 87 – 88. 18. Шапко В.Ф., Дунь С.В. Звуковые колебания уменьшают выброс сажи // *Автомобильная промышленность*. – 1998. – № 4. – С. 18 – 19. 19. Шокотов Н.К. О располагаемых резервах повышения КПД дизеля 6ЧН26/34 и карбюраторного двигателя ЗИЛ-130 в случае применения на них систем утилизации. // *Двигатели внутреннего сгорания: Сб. науч. тр.* – Харьков, Вища шк., 1984. – Вып. 40. – С. 18 – 23. 20. Якубовский Ю. *Автомобильный транспорт и защита окружающей среды*. – М.: Транспорт, 1979. – 198 с.*

УДК 621.43.068.4

И.И. Неяченко, инж., Ю.И. Ямоллов, инж., В.А. Егоров, инж.

ПРИМЕНЕНИЕ КОМПЬЮТЕРНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ В ТЕХНОЛОГИИ КАЛИБРОВОЧНЫХ РАБОТ ПО ХОЛОДНОМУ ПУСКУ ДВИГАТЕЛЕЙ ВАЗ

Введение

Ужесточение требований по экологической безопасности и потребительским качествам автомобильного транспорта вынуждает производителей внедрять высокотехнологичные решения, одним из которых является применение электронных систем управления двигателем (ЭСУД). Такие системы позволяют оперативно управлять работой двигателя внутреннего сгорания (ДВС) на основе показаний датчиков, характеризующих текущее состояние ДВС. В последние пять-десять лет ЭСУД нашли широкое применение и получили интенсивное развитие, что позволило значительно улучшить показатели ДВС. Однако прогресс во многом достигается за счет применения все более сложных алгоритмов управления, что в свою очередь значительно увеличивает трудоемкость и сроки калибровочных работ. Наибольшие затруднения вызывает оптимизация управления ДВС на неустановившихся режимах, в частности на режимах холодного пуска и прогрева. Ситуация при пуске дополнительно осложняется рядом обстоятельств:

1) в процессе пуска для компенсации плохой испаряемости бензина состав подаваемой смеси изменяется на порядок, что сопровождается обильным образованием топливной пленки во впускной системе и цилиндрах двигателя, которая в свою очередь приводит к переменным задержкам подачи топлива в цилиндры и как следствие к затруднениям анализа результатов эксперимента при калибровочных работах;

2) на начальных фазах пуска (работа стартера и разгон) датчики, характеризующие текущее состояние двигателя (расход воздуха, состав смеси) не обеспечивают получение достоверных данных и не

могут быть использованы ни для анализа эксперимента, ни тем более для оперативного управления;

3) ввиду наличия большого количества случайных внешних возмущений режим холодного пуска отличается невысокой воспроизводимостью результатов, что вынуждает проводить большое количество повторных экспериментов;

4) необходимость длительного кондиционирования объекта испытаний при заданной низкой температуре значительно увеличивает трудоемкость и стоимость калибровочных работ.

Облегчить решение вышеперечисленных проблем возможно за счет применения компьютерного моделирования процесса передачи топлива от форсунок в цилиндры двигателя – процесса, вносящего основные затруднения при калибровочных работах по холодному пуску двигателя.

Цель исследования

Целью данной работы являлось оценка возможности использования известной X-т модели процесса транспортировки топлива во впускной системе бензинового двигателя для прогнозирования поведения двигателя при холодном пуске на основе экспериментальных данных реального пуска, а также создания компьютерной модели в программной оболочке Matlab-Simulink для использования в качестве инструмента анализа экспериментальных данных при проведении калибровочных работ.

Формулирование проблемы

Традиционная технология калибровочных работ по холодному пуску ДВС предполагает выполнение серии испытаний при различных температурах с последовательным приближением к заданным критериям качества пуска. В настоящее время критери-

ем для двигателей ВАЗ является достижение надежного пуска двигателя за одну попытку продолжительностью не более 10 с при температурах пуска до -27°C. Более быстрый пуск оценивается при прочих равных показателях (частота вращения коленчатого вала после пуска, способность к принятию нагрузки, содержание токсических компонентов в отработавших газах) как более качественный. Одним из основных инструментов, по показаниям которого инженер-калибровщик проводит оценку оптимальности настроек топливopодачи, является быстродействующий анализатор состава смеси (λ -анализатор). В данной работе применялся анализатор LA-4 ф. ETAS GmbH (постоянная времени 2 мс). Такой анализатор имеет широкополосный кислородный датчик (λ -зонд), располагаемый в выпускной системе двигателя. На основании показаний λ -зонда после получения стабильного процесса сгорания в цилиндрах двигателя регистрируется текущий состав смеси. Ввиду отсутствия сгорания при первых поступлениях топлива в цилиндры, а также вследствие смешивания газов в выпускной системе в первые несколько циклов после получения сгорания, достоверные показания λ -анализатора появляются к моменту, когда пуск двигателя практически состоялся (см. рис. 1). В таких условиях инженер-калибровщик вынужден ориентироваться при подборе топливopодачи главным образом на скорость и ускорение коленчатого вала двигателя. Показания λ -анализатора принимаются с учетом упомянутых искажений и задержек. Таким образом, действия инженера-калибровщика в большой степени неопределенны и приводят к необходимости проведения большого количества повторных экспериментов.

Для облегчения калибровочных работ предлагается применение компьютерного моделирования процесса передачи топлива от форсунок в цилиндры двигателя.

Описание модели

В данной исследовании была применена из-

вестная феноменологическая X - τ модель процесса транспортировки топлива во впускной системе бензинового двигателя [1-4], используемая как основа стратегии управления топливopодачей на неустановившихся режимах работы двигателя, включая режим холодного пуска. В основе модели лежит представление впускной системы двигателя в виде инерционного звена первого порядка по отношению к транспортировке топлива.

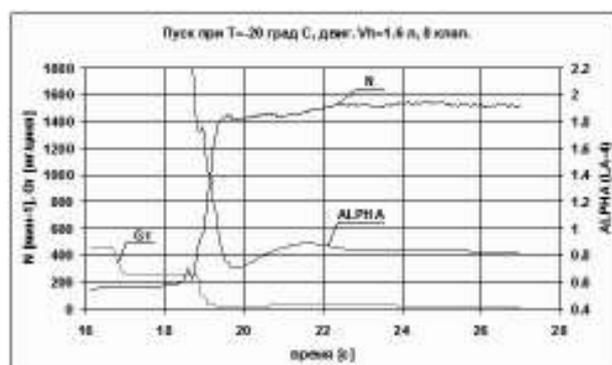


Рис. 1. Показания λ -анализатора

Основные уравнения следующие:

$$G_{cyl} = G_{met} - dm / dt \quad (1)$$

$$dm / dt = X \times G_{met} - m / \tau \quad (2)$$

где G_{cyl} – расход топлива, поступающего в цилиндры двигателя;

G_{met} – расход топлива, подаваемого топливopодозирующим устройством;

m – масса топливной пленки на стенках впускного тракта;

X – доля топлива, оседающего на стенках в виде топливной пленки (параметр м.м.);

τ – постоянная времени топливной пленки (параметр м.м.);

t – время.

Более подробно описание модели и расчетно-экспериментальных методов ее идентификации приведены в (5). На рис. 2, 3 приведены параметры модели X и τ , характерные для двигателей ВАЗ, оснащенных электронной системой впрыска топлива во впускной канал. Значения параметров были опреде-

лены экспериментально и частично заимствованы из публикаций работ с аналогичными двигателями [2, 3].

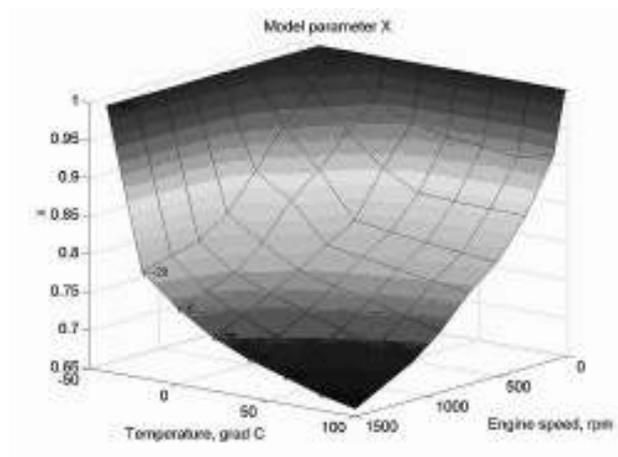


Рис. 2. Параметры модели X

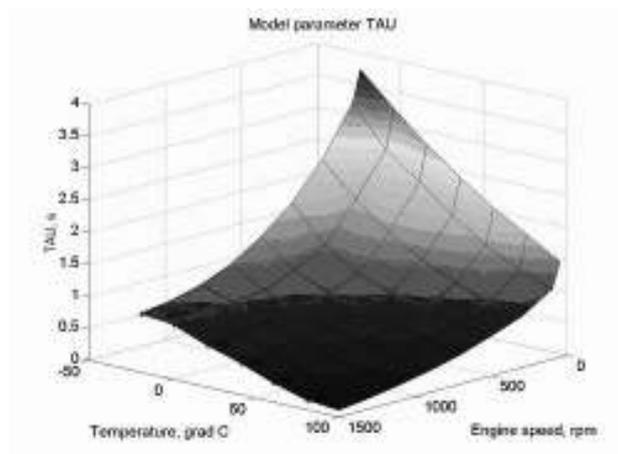


Рис. 3. Параметры модели τ

Параметры модели X и τ зависят также от испаряемости применяемого топлива. В данном исследовании применялся бензин АИ-95 с показателями испаряемости на границе «зимний-летний» по ГОСТ-Р51105-97.

Компьютерная модель

Уравнения (1), (2) представляют форму записи математической модели, пригодной для компьютерного моделирования в непрерывных системах и предполагает рассмотрение двигателя как единого

инерционного звена первого порядка. Такая форма оказывается пригодной и полезной для анализа динамических процессов передачи топлива во впускной системе двигателя при наличии экспериментальных данных во временной шкале и при достаточно высокой частоте вращения коленчатого вала двигателя.

Однако при низкой частоте и быстром изменении топливоподачи, что характерно для режима пуска, такое упрощение может приводить к большим погрешностям. Более правильным является представление двигателя дискретной системой с 4-мя (по числу цилиндров) инерционными элементами, работающими параллельно с фазовым сдвигом и с индивидуальным периодом.

Дискретная форма записи уравнений (1), (2) для отдельного цилиндра следующая:

$$M_{cyl}(k) = M_{inj}(k) - [m(k) - m(k-1)] \quad (3)$$

$$m(k) - m(k-1) = X \times M_{inj}(k) - m(k-1) \frac{T(k)}{\tau} \quad (4)$$

где $M_{cyl}(k)$ – масса топлива, поступившая в цилиндр в k -ом цикле;

$M_{inj}(k)$ – масса топлива, поданного форсункой в k -ом цикле;

$m(k)$, $m(k-1)$ – масса топлива в настенной пленке в k -ом, $(k-1)$ цикле;

X – доля топлива, оседающего на стенках в виде топливной пленки (текущий параметр м.м. в k -ом цикле);

τ – постоянная времени топливной пленки (текущий параметр м.м. в k -ом цикле);

$T(k)$ – длительность k -го цикла.

Длительность цикла при индивидуальном поцилиндровом расчете принимается равной длительности 4-х тактов рабочего цикла (т.е. длительности 2-х оборотов коленчатого вала) для конкретного цилиндра.

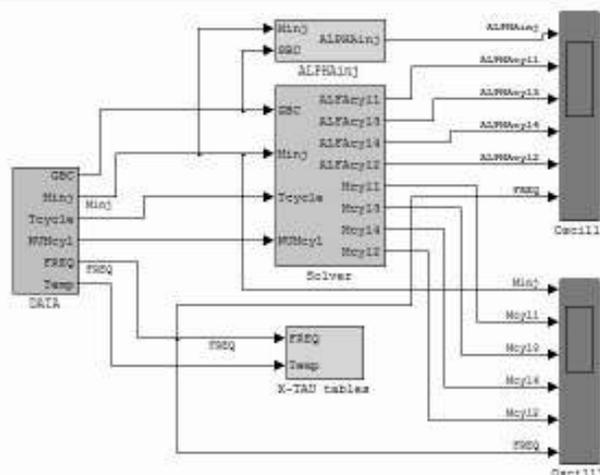


Рис. 4. Модель поцилиндрового прогноза состава смеси

Такая дискретная модель поцилиндрового смесиобразования на основе уравнений (3), (4) была реализована в программной среде Matlab-Simulink. На Рис. 4 представлена структурная схема разработанной модели. При помощи блока “DATA” из рабочей области Matlab в качестве исходных данных для моделирования загружаются предварительно сохраненные экспериментальные данные реального пуска двигателя. Блок “Solver” обеспечивает разделение исходных данных по цилиндрам и решение разностных уравнений (3), (4) с определением массы топлива, поступающей в каждый из цилиндров, и расчетом состава смеси. Блок “X-TAU tables” обеспечивает введение в расчет переменных значений параметров модели X и τ , задаваемых калибровочными таблицами как показано на рис. 2, 3. Блок “ALPHAinj” рассчитывает состав смеси, подаваемой форсунками, и выводит данные на осциллоскоп для сравнительного анализа.

Результаты экспериментальных исследований

В процессе проведения экспериментальных исследований была определена новая технология ка-

либровочных работ по холодному пуску двигателей:

1) как уже упоминалось ранее, прежде всего, проводится серия экспериментов со ступенчатым изменением топливоподачи и регистрацией динамической реакции двигателя по λ -анализатору при постоянных частотах вращения коленчатого вала для определения параметров математической модели X и τ [5]. Такие эксперименты позволяют характеризовать динамические свойства по каналу топливоподачи целого семейства двигателей, имеющих одинаковые системы питания, например 8-и или 16-и клапанные головки блока цилиндров. Таким образом, набрав базу данных по параметрам математической модели для разных типов впускных систем, различных свойств применяемых бензинов и пусковых температур, в дальнейшем возможно использовать данную базу для аналогичных моделей двигателей априори;

2) на реальных пусках двигателя в качестве первого приближения определяется начальная подача топлива, обеспечивающая получение вспышек в цилиндрах двигателя;

3) полученные экспериментальные данные «прогоняются» через компьютерную модель с целью определения расчетного уровня по составу смеси в цилиндрах двигателя, соответствующего достижению первых вспышек в цилиндрах. Затем, в процессе компьютерного моделирования, изменяя в исходных данных подачу топлива, добиваются достижения за минимальное количество циклов определенного выше расчетного состава смеси в цилиндрах. Причем, первая подача топлива подбирается таким образом, чтобы расчетный состав смеси был близок к необходимому, но заведомо «беднее». Для предотвращения излишнего обогащения вторая и последующие подачи топлива меньше первой в несколько раз. После достижения расчетного состава смеси в цилиндрах, необходимого для получения первых вспышек, и возрастания оборотов двигателя подача топлива рез-

ко уменьшается для достижения по возможности состава смеси, соответствующего устойчивому горению, т.е. $\lambda = 0,75 \div 0,85$, и последующему обеднению до $\lambda = 0,85 \div 0,95$. Вследствие того обстоятельства, что не все топливо, попавшее в цилиндры двигателя, участвует в процессе горения, необходимый расчетный состав смеси должен быть несколько богаче указанных величин;

4) подобранные подачи при компьютерном моделировании реализуются при помощи имеющихся в распоряжении инженера управляющих алгоритмов и проверяются при реальных пусках двигателя. При необходимости проводится вторая серия расчетных экспериментов с уточненными экспериментальными данными.

Описанная технология была апробирована при калибровке 2-х проектов и показала свою эффективность – количество реальных пусков, необходимых для проведения цикла калибровочных работ, было сокращено в несколько раз.

На рис. 1 приведена запись пуска двигателя после цикла калибровочных работ по вышеприведенной технологии, результаты компьютерного моделирования которого приведены на рис. 5, 6. В данном случае подача топлива была оставлена несколько повышенной для компенсации возможных отклонений качества бензина в эксплуатации. Применявшийся в данных экспериментах алгоритм управления топливоподачей на пуске не обеспечивал индивидуального учета по цилиндрам двигателя накапливающейся топливной пленки и как следствие при разгоне двигателя после получения первых вспышек (18 - 20 циклы) некоторые цилиндры были переобогащены, что привело к задержке набора оборотов.

Заключение

1. Представленная методика расчетно-экспериментального прогнозирования поступления топлива в цилиндры двигателя во время холодного

пуска показала свою работоспособность и эффективность при выполнении калибровочных работ по текущим проектам и может быть рекомендована для дальнейшего использования.

2. Очевидно, что управление с индивидуальным поцилиндровым расчетом топливоподачи с учетом переменной массы топливной пленки в каждом из цилиндров позволит более точно отслеживать необходимый состав смеси внутри цилиндра, что и будет являться целью продолжения данной работы.

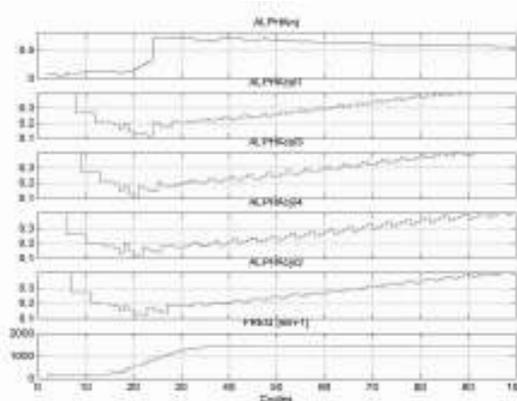


Рис. 5. Моделирование состава смеси в цилиндрах при пуске ($t = -20\text{ }^{\circ}\text{C}$)

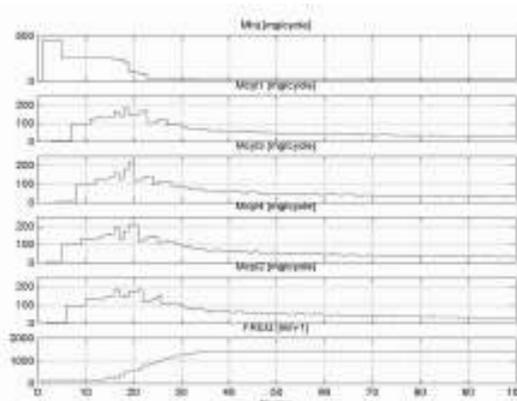


Рис. 6. Моделирование поступления топлива в цилиндры при пуске ($t = -20\text{ }^{\circ}\text{C}$)

Список литературы:

1. Hires S.D., Overington M.T. *Transient Mixture Strength Excursions - An Investigation of Their Causes and the Development of a Constant Mixture Strength*

Fueling Strategy // SAE Pap. No 810495. 2. Horie K., Takahasi H., Akazaki S. Emissions Reduction during Warm-Up Period by Incorporating a Wall-Wetting Fuel Model on the Fuel Injection Strategy during Engine Starting // SAE Pap. No 952478. 3. Shayler P.J., Teo Y.C., Scarisbrick A. Fuel Transport Characteristics of Spark Ignition Engines for Transient Fuel Compensa-

tion // SAE Pap. No 950067. 4. Neyachenko I. Method of A/F Control during SI Engine Cold Start // SAE Pap. No 982521. 5. Неяченко И.И. Метод оценки смесеобразования в бензиновых двигателях внутреннего сгорания // *Авіаційно-космічна техніка і технологія: Зб. наук. праць.* – Харків: ХАІ, 2003. – Вип. 41/6. – С.16 – 21.

УДК 662.997

Н.А. Крестлинг, канд. техн. наук, В.В. Попов, инж.

ПУТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ СБРОСНОЙ ТЕПЛОТЫ НА СУДАХ

Использование тепловых насосов на судах флота

Более эффективное и полное использование вторичных энергоресурсов (ВЭР) на судах морского флота возможно с помощью теплонасосных установок (ТНУ) повышающих потенциал теплоносителя. В данном случае повышение температуры теплоносителя происходит за счёт охлаждения низкотемпературных энергоносителей или источников теплоты. При этом происходит перенос теплоты от тела с более низкой температурой к телу с более высокой температурой в обратных круговых процессах.

В этом плане (ТНУ) аналогичны холодильным машинам, но отличаются от них целевым назначением, а циклы этих установок отличаются положением интервала температур. В частности, холодильные машины позволяют получить искусственное охлаждение, тепловые насосы - нагрев.

Принципиальная целесообразность применения ТНУ для теплоснабжения на судах наглядно видна при сравнительном рассмотрении на $T-s$ диаграмме процессов теплоснабжения острым паром и при помощи ТНУ (рис. 1).

Рассматривая процесс передачи теплоты теплопринимающей среде (теплоприемника) как обратимый, количество теплоты, воспринятой им, изобразим площадью $4-5-5'-3'-4$, равной по величине площади $1-4-3'-1'-1$.

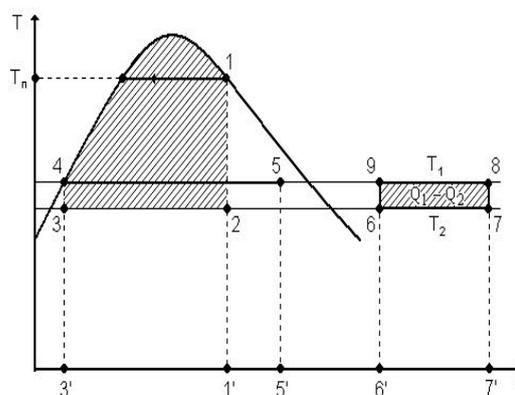


Рис. 1. Диаграмма процесса теплоснабжения острым паром при помощи ТНУ

Допустим, что при теплоснабжении ТНУ, использующим низкотемпературный источник теплоты с температурой T_2 , двигатель, использующий острым пар и приводящий в движение тепловой насос, работает по циклу, выраженному площадью $1-2-3-4-1$. Работа идеального ТНУ выражается

площадью 6 - 7 - 8 - 9 - 6, которая равна по величине площади цикла 1 - 2 - 3 - 4 - 1.

Количество теплоты, которую отдаёт теплоприёмнику ТНУ, выразится площадью 8 - 9 - 6' - 7' - 8 и будет равно $T_1(S_8 - S_9)$. [1]

Исходя из равенства работ, запишем:

$$Q_1 - T_2(S_1 - S_4) = (T_1 - T_2)(S_8 - S_9), \quad (1)$$

откуда:

$$T_1(S_8 - S_9) = Q_1 + T_2[(S_8 - S_9) - (S_1 - S_4)]. \quad (2)$$

Поскольку:

$$(T_n - T_2) > (T_1 - T_2),$$

то:

$$(S_8 - S_9) > (S_1 - S_4).$$

И, следовательно, при одинаковом расходе острого пара ТНУ передаёт в теплоприёмник больше теплоты, чем может быть отнято от острого пара.

Наиболее эффективными являются ТНУ, в которых греющей средой является низкотемпературные ВЭР. Перспективным и рациональным является комплексное использование ТНУ как для теплоснабжения, так и для процессов охлаждения. Такая установка с компрессионной ТНУ совмещает задачу зимнего отопления с летним кондиционирования воздуха на судах. (рис. 2).

В летний период вентили 2, 4, 9 и 15 открыты, а вентили 3, 5, 10 и 16 закрыты. Вода из внешнего источника подаётся насосом 1 в конденсатор 14 и затем сбрасывается наружу. Насос 8 прокачивает через кондиционер 6 воду, используемую в качестве хладоносителя. В кондиционере воздух охлаждается и нагревается вода. Подогретая вода поступает в испаритель 11, где охлаждается и снова направляется в кондиционер.

В зимний период вентили 2, 4, 9, и 15 закрыты, вентили 3, 5, 10 и 16 открыты. Насос 1 прокачивает внешнюю воду, являющуюся в это время источником теплоты низкого потенциала, через испаритель 11, после чего она сбрасывается наружу. Насос 8

прокачивает воду через кондиционер 6 и конденсатор 14. Вода, в последнем нагревается за счёт теплоты рабочего агента ТНУ и в кондиционере подогревает воздух помещения.

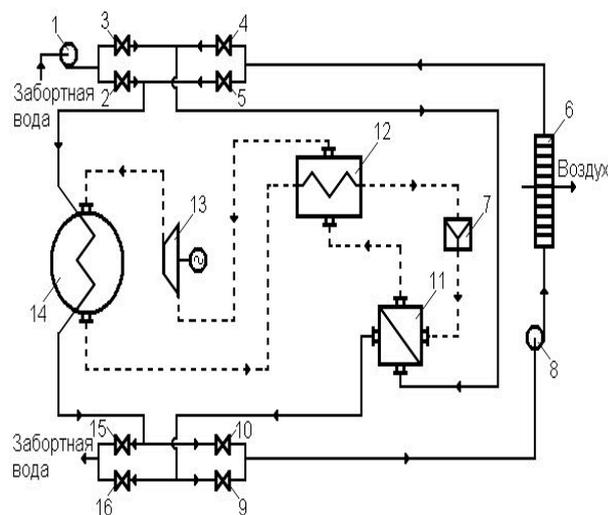


Рис. 2. Схема установки с компрессионной ТНУ:
1, 8 – насос; 2, 3, 4, 5, 9, 10, 15, 16, – вентиль;
6 – кондиционер; 7 – редукционный вентиль;
11 – испаритель; 12 – теплообменник;
13 – турбокомпрессор с электроприводом;
14 – конденсатор

Пары рабочего агента поступают в конденсатор 14, где конденсируются и жидкий рабочий агент через теплообменник 12 и редукционный вентиль 7 подаётся в испаритель 11. Из испарителя пары рабочего агента засасываются турбокомпрессором 13, имеющим электропривод. Перед поступлением в компрессор пары проходят теплообменник 12, где несколько подогреваются. В компрессоре происходит сжатие паров, и перегретые пары из компрессора поступают конденсатор 14 [3].

В схеме установки с абсорбционным тепловым насосом (рис. 3.) в отличие от компрессионного в качестве рабочего тела вместо однородной жидкости применяется двойная смесь, температура кипения которой при заданном давлении зависит от концентрации кипящего раствора.

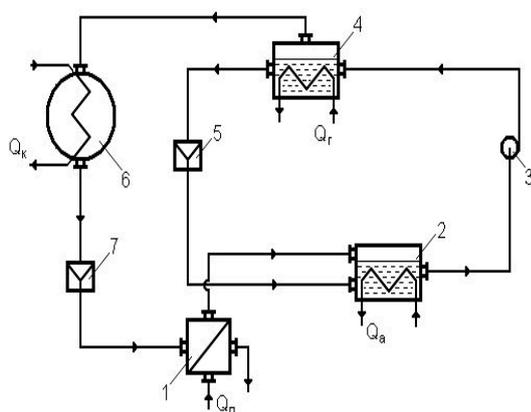


Рис. 3. Схема установки с абсорбционным тепловым насосом:

1 – испаритель; 2 – абсорбер; 3 – насос; 4 – генератор; 5, 7 – редукционный вентиль; 6 – конденсатор

В испарителе 1 происходит выпаривание из раствора легкокипящего компонента (аммиака). В абсорбере 2 пары аммиака абсорбируются слабым раствором, поступившим из генератора 4. Выделяющаяся при этом теплота Q_a отводится охлаждающей водой. Насыщенный раствор насосом 3 подаётся в генератор, в котором при более высоком давлении за счёт подводимой теплоты Q_g происходит выпаривание аммиака. Пары последнего поступают в конденсатор 6, где конденсируются и через редукционный вентиль 7 снова подаются в испаритель. Генератор обогревается острым паром или паром из отборов турбин. Испаритель обогревается низкотемпературными ВЭР [2]. Из конденсатора отводится теплота к потребителям:

$$Q_k = Q_n + Q_g + Q_n - Q_a, \quad (3)$$

где: Q_n – тепловой эквивалент затраченной на насос работы.

Величина Q_n незначительна по сравнению с Q_n и Q_g .

Согласно уравнению:

$$\varepsilon_m^{\partial} = \varepsilon_m \eta_{m.n.},$$

действительный тепловой коэффициент абсорбционного теплового насоса будет равен:

$$\varepsilon_m^{\partial} = \frac{Q_n + Q_g}{Q_c} \eta_{m.n.}. \quad (4)$$

В последнее время нашли применение термоэлектрические и термомагнитные тепловые насосы. Работа первых ТНУ основана на использовании эффекта Пельтье. Эффект заключается в выделении и поглощении теплоты на спаях двух разнородных металлов или полупроводников при прохождении через них тока.

В основе работы термомагнитных ТНУ лежит эффект Эттингсхаузена. При пропускании постоянного тока через полупроводник, находящийся в магнитном поле, в материале полупроводника возникает градиент температур, перпендикулярный направлению поля электрического тока.

Тепловые установки с компрессорными тепловыми насосами (ТН)

Энергетическая целесообразность применения ТН для получения пара по сравнению с котлом, работающим на жидком топливе, может быть доказана следующим образом.

Количество полезного тепла, произведённое:

- вспомогательным котлом:

$$Q_n = B_k Q_p'' \eta_{k.y}, \quad (5)$$

- тепловым насосом:

$$Q_n = \mu B_o Q_p'' \eta_e, \quad (6)$$

где: B_k , B_o – расходы топлива на котёл и двигатель; приводящий во вращение компрессор ТН кг/ч;

$\eta_{k.y}$, η_e – к.п.д. котельной установки и двигателя теплового насоса.

Из совместного решения уравнений (5) и (6) получим:

$$B_o = B_k \frac{\eta_{k.y}}{\eta_e \mu}. \quad (7)$$

Расход топлива на ТУ будет меньше, чем на вспомогательный котёл, если соблюдается неравенство:

$$\mu > \frac{\eta_{к.у.}}{\eta_e} \quad (8)$$

Полученное уравнение (8) является основным критерием, определяющим энергетическую целесообразность использования в судовых условиях теплового насоса вместо вспомогательного котла.

Принимая $\eta_{к.у.} = 0,78 \div 0,82$, а $\eta_e = 0,35 \div 0,4$ и подставляя их в уравнение (8), видим, что тепловой насос может дать экономию топлива при условии, если его коэффициент эффективности равен $2,0 \div 2,5$.

При повышении температурного уровня во вторичном контуре системы охлаждения дизеля с 60 до 120° С коэффициент эффективности компрессорного теплового насоса, работающего по обратному циклу Карно, составит 6,6. Принимая для установок с теплопроизводительностью 8 млн. кДж/ч и более коэффициент суммарных потерь $\varphi_e = 0,6$, получаем действительное значение коэффициента эффективности теплового насоса, равное 4,0.

Из сказанного видна энергетическая целесообразность применения теплового насоса для повышения температурного уровня потери теплоты с охлаждающей водой при дальнейшем её использовании в системе теплоснабжения судна.

Рассмотрим схему такой установки (Рис. 4) и её цикл в диаграммах $T - s$ и $\lg P - i$.

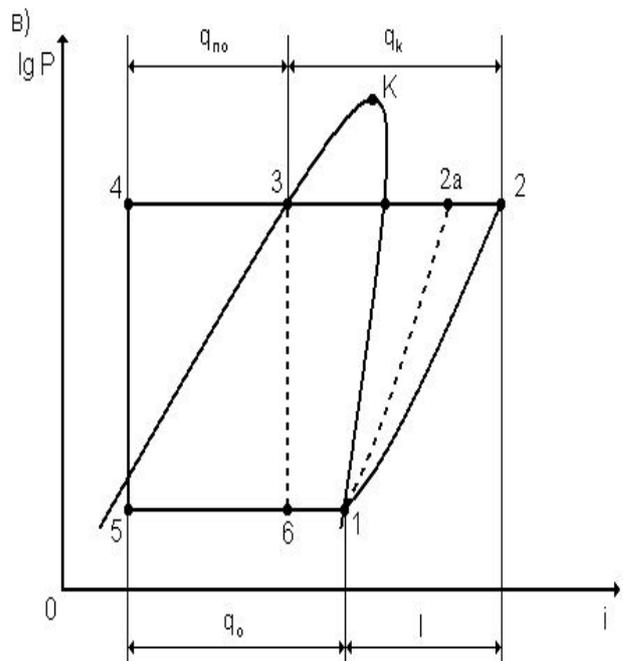
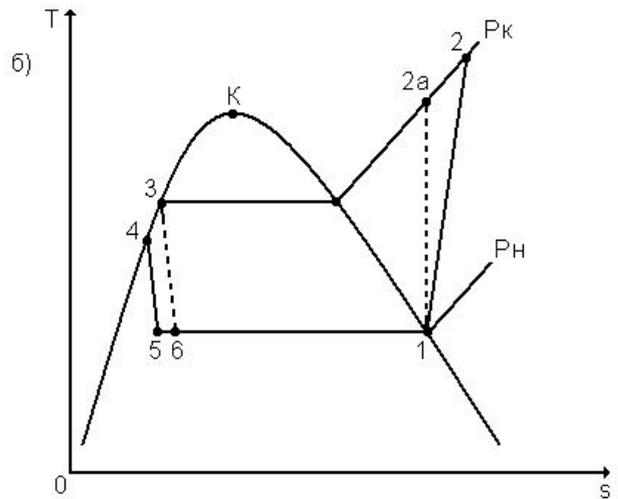
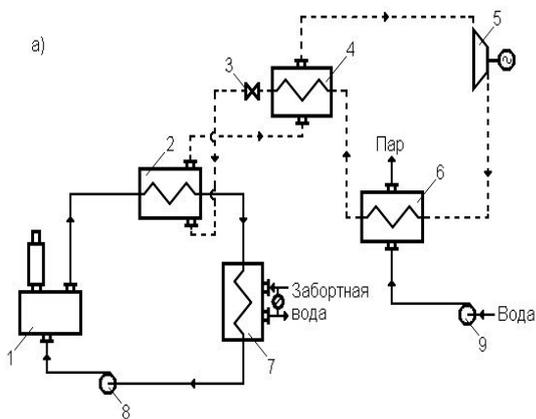


Рис. 4. Повышение температурного уровня во вторичном контуре системы охлаждения дизеля при помощи компрессорного теплового насоса:
 а) - схема установки: 1 – двигатель; 2 – испаритель; 3 – кран; 4 – переохладитель; 5 – турбокомпрессор с электроприводом; 6 – конденсатор; 7 – холодильник; 8, 9 – насос;
 б) - цикл в диаграмме $T-s$;
 в) - цикл в диаграмме $\lg P - i$

Установка состоит из испарителя 2, по трубкам которого прокачивается насосом 8 охлаждающая вода двигателя 1. В испарителе за счёт испарения

фреона охлаждается вода внутреннего контура двигателя на 6 - 10° С.

При работе теплонасосной установки на долевых режимах доохлаждение воды происходит в холодильнике двигателя 7, через который прокачивается забортная вода.

Из испарителя фреоновый пар с параметрами P_1 и t_o засасывается турбокомпрессором 5, имеющим электропривод. Перед поступлением в компрессор пар проходит переохладитель 4 конденсатора, где несколько подогревается. Применение в схеме переохладителя конденсатора позволяет повысить коэффициент эффективности теплового насоса. В компрессоре происходит сжатие фреона до давления P_2 , соответствующего температуре конденсации t_k . Перегретый пар из компрессора поступает конденсатор 6, который является одновременно пароводяным котлом.

Вода насосом 9 подаётся в конденсатор 6, в котором за счёт конденсации фреонового пара при температуре t_k образуется водяной пар давлением P_o в количестве:

$$D = \frac{q_e \Psi_e g_e N_e Q_p^n + 3600 P_e}{i'' - i_{n.e}}, \quad (9)$$

где: N_e , P_e - мощность главного двигателя и компрессора, кВт;

i'' , $i_{n.e}$ - энтальпия водяного пара, образовавшегося в котле, и питательной воды, кДж/кг.

Из конденсатора жидкий фреон через переохладитель идёт к дроссельному клапану 3. После дросселирования влажный фреоновый пар поступает в испаритель 2. В этой установке при большой теплопроизводительности можно использовать центробежные компрессоры. Расчётным путём доказано, что при работе теплового насоса можно получить дополнительно на 1 кВт·ч мощности главного двигателя 0,35 ÷ 0,50 кг насыщенного пара давлением 0,20 ÷ 0,25 МПа и тем самым уменьшить расход топлива по судну.

При низком значении к.п.д. не соблюдается неравенство (8) и полученный, за счёт работы теплового насоса, водяной пар полностью идёт на паровую турбину, приводящую во вращение компрессор.

Отсюда следует, применение компрессорного теплового насоса для получения пара за счёт теплоты охлаждающей воды может быть оправдано только при замещении им в ходовом режиме вспомогательного котла в дополнении к утилизационному котлу.

Список литературы:

1. Кутателадзе С.С., Основы теории теплообмена. – М.: Атомиздат, 1979. – 416 с.
2. Справочник по теплообменникам: В 2 т.; Пер. с англ. / Под. ред. Б.С. Петухова, В.К. Широкова. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – Т. 1. – 561 с.
3. Захаров А.П. Судовое холодильное оборудование и кондиционирование. – М.: Транспорт, 1976. – 210 с.

УДК 629.5:621.436

Б.Г. Тимошевский, д-р техн. наук

ЭФФЕКТИВНОСТЬ СТАЦИОНАРНЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ НА БАЗЕ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Постановка проблемы

Несмотря на высокую топливную экономичность тепловых электрических станций, достаточное количество тепловой энергии выбрасывается в окружающую среду и по ряду термодинамических и технических причин не может быть полезно использовано. Даже при работе по теплофикационным циклам коэффициент использования топлива на этих станциях не превышает 70 %. В большой энергетике предпочтение всегда отдавалось паротурбинным и, частично, газотурбинным установкам, агрегатные мощности которых соответствовали потребностям энергетиков. Одним из путей дальнейшего повышения эффективности тепловых электрических станций, на наш взгляд, является применение ДВС в качестве приводов электрогенераторов.

На рис. 1 представлено сравнение эффективности наиболее распространенных тепловых двигателей. Эти данные свидетельствуют о том, что малооборотные ДВС являются конкурентоспособными в области малых и средних генерирующих мощностей. На сегодняшний день коэффициент полезного действия (КПД) современного сверхдлинноходового турбопоршневого ДВС при эксплуатации на природном газе составляет 54%, агрегатная мощность достигает 100 МВт, а ресурс исчисляется 150 тыс. часов, что в определенных условиях дает основание для использования этих двигателей в составе электроэнергетических комплексов средней и большой мощности. Актуальность использования ДВС в составе таких комплексов целью повышения эффективности тепловых станций обусловлена неуклонным ростом цен на топливо, повышением эксплуатационных расходов и, в конечном итоге, ростом стоимости вырабатываемой энергии.

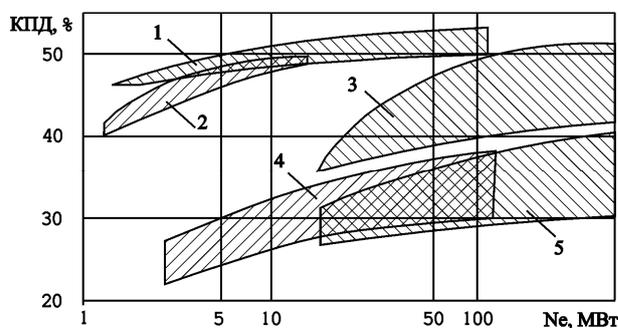


Рис. 1. Сравнительная эффективность тепловых двигателей, используемых для привода электрогенераторов
 1 – малооборотные ДВС; 2 – среднеоборотные ДВС; 3 – газотурбины, работающие по сложным циклам; 4 – газотурбины; 5 – паровые турбины

Обзор публикаций и выделение нерешенных проблем

Паротурбинные установки эксплуатируемые ныне в Украине и странах СНГ тепловые электрических станций имеют КПД не превышающий 25 %, а общий коэффициент использования топлива в теплофикационных циклах реально не превышает 60 % [1, 2]. Мировой уровень этих показателей несколько выше, однако, также не превышает 36 % и 70 %, соответственно [3]. Стремление существенно повысить эффективность современных генерирующих мощностей привело к тому, что внимание специалистов привлекли малооборотные двухтактные ДВС большой мощности, которые ранее использовались исключительно в качестве главных двигателей на крупных транспортных судах. Одна из первых была введена в эксплуатацию такая электростанция в г. Чива (Япония). На этой электростанции использовался двухтопливный двигатель MAN B&W 12K80MC-GI-S с частотой вращения 103,4 мин⁻¹, 30-полюсный электрогенератор фирмы Meidensha мощ-

ностью 40 МВт [4]. Эффективный КПД двигателя составил 49,3 %, определенный по электрической мощности, отдаваемой в сеть, – 42,6 %, а коэффициент использования топлива (КИТ) с введением комплексной системы глубокой утилизации тепла на теплофикацию составил 65,3 % [4].

На острове Гуам корпорацией ENRON (США) была построена электростанция мощностью 90 МВт, на которой установлены два двигателя 10K90MC-S с утилизацией энергии выпускных газов отдельной газовой турбиной, используемой для привода асинхронного электрогенератора. Теплофикационное оборудование не было установлено ввиду отсутствия потребителей тепла. В этом варианте эффективный КПД генерации электроэнергии дизельгенератором составил 49,2 %, а генерируемой турбогенератором – 1,2 %. Суммарный эффективный КПД – 50,4 % [5].

На Филиппинах в г. Минданао в 1999 – 2000 гг. введенные в эксплуатацию две плавучие электростанции мощностью 100 МВт. Каждая станция оборудована двумя двигателями 12K90MC-S по 50 МВт каждый работающих по турбокомпаундной схеме. Утилизация тепла для целей теплофикации не предусмотрена. Эффективный КПД по электроэнергии составляет 55,7 % [6].

Приведенные выше данные свидетельствуют о том, что КИТ электростанций на базе современных высокоэффективных ДВС остаются не достаточно высокими и значительно количество тепла выбрасывается в окружающую среду. Это объясняется, в первую очередь, тем, что существующая концепция рационального использования низкопотенциального тепла не предполагает утилизацию энергии надвучного воздуха, воды и масла на таких объектах. Было принято считать, что эти источники низкопотенциального тепла существенно малы и их утилизация не дает существенного эффекта, а лишь приводит к усложнению тепловой схемы и неоправданному увеличению капитальных вложений. Действительно, по-

вышение эффективности рабочего процесса ДВС привело к существенному снижению доли тепла, отводимого с охлаждающей водой и маслом, но в то же время существенно возросла доля тепла, отводимого от надвучного воздуха. При больших мощностях ДВС, характерных для стационарных генерирующих установок эти ресурсы низкопотенциального тепла становятся весьма заметными.

Цель исследований

Задачей данного исследования является разработка и оценка эффективности рациональной тепловой схемы электрической станции на базе ДВС высокой мощности, позволяющей получить высокие значения КИТ, существенно превышающие сегодняшний уровень.

Решение проблемы

- Рассмотрим укрупненную тепловую схему электростанции на базе малооборотных сверхдлинноходовых ДВС с комплексной когенерацией, представленную на рис.2. Электростанция комплектуется четырьмя газовыми двигателями 18K108ME-S, которые обеспечивают электрическую мощность на клеммах генератора 105 МВт каждый. При разработке схемных и конструктивных решений энергетических объектов подобного рода следует учитывать тот факт, что даже в случае когенерации наиболее эффективным является получение максимальной электрической мощности, а тепловая мощность в этом случае является все же дополнительной, хотя и весьма важ-

ной составляющей энергетического баланса. Это объясняется, прежде всего, тем, что в случае необходимости тепловая энергия может быть получена в котельных установках, эффективность которых (КИТ) достигает 92 %. Таким образом, когенерацию все же следует рассматривать, как утилизационный процесс. Отличительной особенностью приведенной схемы является то, что двигатели работают по турбокомпаундной схеме

и выпускные газы разделяются на два потока: основной поток направляется в газовую турбину 4 привода компрессора турбонаддувочного агрегата, а оставшаяся часть газов поступает в свободную газовую турбину 5, нагруженную на асинхронный генератор 6. Расчеты показывают, что электрическая мощность, снимаемая с этого генератора на номинальном режиме двигателя, составляет 12,4 МВт.

0

- *Рис. 2. Тепловая схема ТЭС на базе малооборотных ДВС:*
- 1 – компрессор турбонаддувочного агрегата; 2 – охладитель наддувочного воздуха;

3 – синхронный генератор; 4 – газовая турбина турбонаддувочного агрегата; 5 – свободная турбина привода асинхронного генератора; 6 – асинхронный генератор; 7 – комбинированный утилизационный водогрейный котел; 8 – главный двигатель 18K108ME-S; 9 – циркуляционный насос охлаждающей воды; 10 – охладитель воды; 11 – охладитель масла; 12 – циркуляционный масляный насос

-

Такое схемное решение позволяет повысить суммарный КПД двигателя до 59,8 % и, соответственно, снизить приведенный удельный расход стандартного газового топлива до $0,188 \text{ нм}^3/(\text{кВтч})$ или $143 \text{ г}/(\text{кВтч})$ в пересчете на массовый расход.

С целью глубокой утилизации тепла для теплофикации предусмотрено использование тепла охлаждающей воды, циркуляционного масла и наддувочного воздуха. С этой целью оборотня вода сначала подается в теплообменник 10, где подогревается за счет тепла охлаждающей воды, затем в маслоохладитель 11 и далее в охладитель наддувочного воздуха. Подогретая вода поступает в комбинированный утилизационный котел 7, который оборудован дополнительной топкой для обеспечения потребностей в тепловой энергии в холодное время года, и далее к потребителям.

Учитывая, что в качестве топлива двигатели используют природный газ, в конструкции утилизационного котла 7 предусматривает установку конденсационной секции, которая позволяет осуществить глубокую утилизацию тепла выпускных газов и снизить их температуру до 358 К (85° С).

При работе двигателей на номинальном режиме такая электростанция обеспечивает электрическую мощность $469,4 \text{ МВт}$ и вырабатывает $149,2 \text{ МВт}$ тепла для целей теплофикации (без дожигания топлива в комбинированном котле). Таким образом, коэффициент использования топлива в данном варианте составляет 78,8 %, что представляется достаточно высоким показателем для тепловых станций.

С учетом потребления энергии на собственные нужды действительный КПД такой электростанции

составит примерно 58,6 %, а КИТ – 74,9 % соответственно.

Использование четырех газовых двигателей в составе электростанции позволяет работать в широком диапазоне нагрузок при высоких показателях топливной экономичности путем выключения части двигателей в случае снижения потребностей в электроэнергии. Такое техническое решение также позволяет проводить регламентные работы на двигателях и вспомогательном оборудовании без вывода станции из эксплуатации, а лишь при снижении номинальной мощности на 25 %.

Внедрение тепловых электростанций на базе ДВС в Украине существенно сдерживается отсутствием производителей мощных и высокоэкономичных ДВС. Однако при небольших мощностях могут быть использованы серийно выпускающиеся ГП "Завод имени Малышева" среднеоборотные газовые машины 10ГД100А. Если использовать эти машины по схеме, приведенной на рис. 2 и заменить систему наддува с использованием турбокомпаундной системы, то вполне возможно получить удовлетворительные результаты. Расчеты показывают, что суммарная электрическая мощность на клеммах синхронных генераторов в этом случае составит примерно 7900 кВт , а дополнительная мощность, которую можно снять с асинхронных генераторов – примерно 1030 кВт . Приведенный такой станции примерно КПД 49,5%, а удельный расход газа $0,227 \text{ нм}^3/(\text{кВтч})$ или $173 \text{ г}/(\text{кВтч})$ в пересчете на массовый расход. Благодаря когенерационному оборудованию можно получить дополнительно 4340 кВт тепловой мощности для теплофикации, что позволя-

ет достигнут КИТ примерно 76,7 %. С учетом затрат энергии на собственные нужды действительные значения КПД по электроэнергии составит 47%, а КИТ – 72,8 %, соответственно.

Несмотря на несколько более низкие показатели электростанций на базе отечественных газовых ДВС, их тепловая эффективность оказывается выше, чем аналогичных тепловых станций с паротурбинными или газотурбинными агрегатами.

Электрические станции такой мощности представляются достаточно эффективными, особенно в связи с внедрением концепции децентрализованного регионального энергоснабжения.

Известно, что эффективная когенерация выравнивает значения КИТ, который практически зависит только от совершенства утилизационного оборудования и почти не зависит от эффективности теплового двигателя. Однако при принятии решений всегда следует учитывать, что получение высокопотенциальной (электрической) энергии является наиболее эффективным.

Дальнейшие исследования должны определить пути совершенствования рабочих процессов в турбопоршневых газовых ДВС с целью перераспределения тепловых балансов в сторону снижения тепла, отводимого с охлаждающими жидкостями, наддувочным воздухом и выпускными газами и увеличение доли полезной работы в цикле турбокомпаундного ДВС. В этой связи представляются перспективными работы, связанные с совершенствованием систем охлаждения наддувочного воздуха, которые призваны обеспечить рациональные параметры рабочего цикла ДВС. Снижение температуры наддувочного воздуха ниже значений, которые обеспечиваются сегодня традиционными системами, позволяет не только положительно влиять на перераспределение теплового баланса, но и существенно снизить теплонапряженность наиболее нагруженных деталей ДВС,

а также снизить выбросы окислов азота с выпускными газами [7, 8, 9].

Выводы

1. Применение турбопоршневых газовых ДВС в составе тепловых электрических станций позволяет повысить их тепловую эффективность до 75 % и увеличить долю производимой высокопотенциальной энергии до 47...58 % в зависимости от типа и совершенства используемых двигателей.

2. Целесообразным является применение турбокомпаундных газовых ДВС с развитой системой комплексной когенерации, в которых используются все возможные источники вторичного тепла – охлаждающая вода, циркуляционное масло, наддувочный воздух и выпускные газы.

3. Резервом дальнейшего повышения эффективности является совершенствование систем воздухообеспечения с целью снижения температуры наддувочного воздуха, перераспределения теплового баланса в сторону снижения количества тепла, отводимого двигателя и повышения доли энергии топлива, преобразованной в механическую работу.

Список литературы:

1. *Новости экономики и промышленности // Промышленные ведомости.* – 2003. – № 9 – 10. – С. 64 – 65.
2. Гильбо Е. *Экономика и энергетика России в условиях природных ограничений // Промышленные ведомости.* – 2003. – № 11 – 12. – С. 66 – 67.
3. Болдырев В. *Устойчивое развитие и экоэффективность мировой электроэнергетики // Промышленные ведомости.* – 2003. – №15 – 16. – С. 68 – 71.
4. *Project for Independent Power Supply 40 MW, Chibo, Japan. Project Guard. Tokyo, 2001.*
5. Herbert S., Winkur Jr. *Annual Report Pursuant for the Fiscal Year Ended December 31, 2003 of ENRON Corp., Pergamon Press, 2004.*
6. *Project for 2 x 100 MW barges with two 50 MW diesel engines in Mindanao, The Philippines.*

Project Guard. Manila, 2000. 7. Мошенцев Ю.Л., Тимошевский Б.Г., Бао В.Д. Охлаждение наддувного воздуха с использованием воздушной холодильной машины // Авіаційно-космічна техніка і технологія: Зб. наук. праць. – Харків: ХАІ, 2001. – Вип. 23. – С. 90 – 92. 8. Мошенцев Ю.Л., Бао В.Д. Влияние охлаждения наддувного воздуха на рабочий цикл турбопоршневого двигателя // Авіаційно-космічна техніка і УДК 621.433.038.8

технологія: Зб. наук. праць. – Харків: ХАІ, 2002. – Вип. 30. – С. 33 – 36. 9. Тимошевский Б.Г., Мошенцев Ю.Л., Бао В.Д. Повышение эффективности судового двигателя внутреннего сгорания путем совершенствования системы воздухообеспечения // Український державний морський технічний університет: Зб. наук. праць. – Миколаїв: УДМТУ, 2003. – № 2 (388). – С. 67 – 75.

**Г.А. Щербаков, инж., С.Б. Сафонов, инж., Н.А. Шевченко, инж.,
А.М. Левтеров, канд. техн. наук, В.П. Мараховский, инж., А.А. Кайдалов, инж.**

ГИДРОУПРАВЛЯЕМАЯ ФОРСУНКА ДЛЯ ГАЗОВОГО ДВИГАТЕЛЯ С ВНУТРЕННИМ СМЕСЕОБРАЗОВАНИЕМ

Введение

Конвертация дизелей в газовые двигатели или газодизели, как правило, проводится при организации рабочего процесса с внешним смесеобразованием с использованием серийно выпускаемой газовой аппаратуры [1, 2]. Газовые двигатели с внутренним смесеобразованием и форкамерно-факельным воспламенением более эффективны и экономичны за счёт использования качественного регулирования, расширения пределов обеднения до $\alpha = 3,5$ и более, низким содержанием вредных выбросов в отработавших газах, но значительно усложняется конструкция их систем питания и регулирования [3].

В последние годы появились газовые двигатели с микропроцессорным управлением и подачей топлива электромагнитным клапаном, причём подача топлива (природного газа) осуществляется на такте впуска во впускной коллектор и имеет недостатки внешнего смесеобразования за исключением равномерности подачи газа по цилиндрам. Стоимость таких систем от 5 до 8 тыс. долларов США.

Реализовать все преимущества внутреннего смесеобразования при конвертации дизеля в газовый двигатель или газодизель с подачей газа непосредственно в цилиндр двигателя на такте сжатия, особенно для двухтактных двигателей, можно с помощью

газовой форсунки, управляемой штатным топливным насосом высокого давления (ТНВД) [4].

Целью настоящей работы является доводка конструкции и исследование характеристик газовой форсунки в условиях безмоторного стенда.

Гидравлическая газовая форсунка

При конвертации дизельного двигателя в газовый сохраняется система топливоподдачи, которая используется как система гидроуправления с небольшим запасом нерасходуемого дизельного топлива. Газовая форсунка устанавливается вместо дизельной форсунки и производятся соответствующие регулировки по началу подачи газового топлива. Дополнительно монтируется система зажигания и устанавливаются свечи зажигания.

Особенности конструкции газовой форсунки

На рис. 1 приведен общий вид газовой форсунки, которая состоит из корпуса 1, в котором установлен клапан 2. Подвод газообразного топлива обеспечивается через штуцер 3, а гидравлический привод клапана (дизельное топливо) - через штуцер 4 к золотнику 5, который обеспечивает постоянную величину хода клапана. Расход газа определяется продолжительностью топливоподдачи, а на частичных режимах и величиной хода клапана.

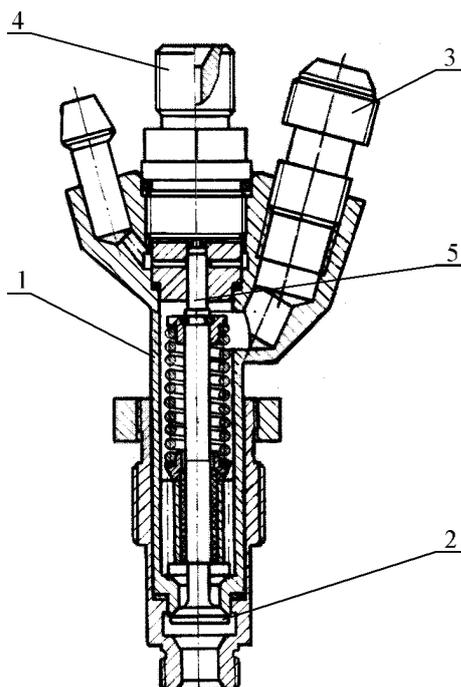


Рис. 1. Газовая форсунка

Исследования газовой форсунки на безмоторном стенде

Экспериментальный безмоторный стенд

На рис. 2 представлена схема лабораторного стенда для безмоторных испытаний.

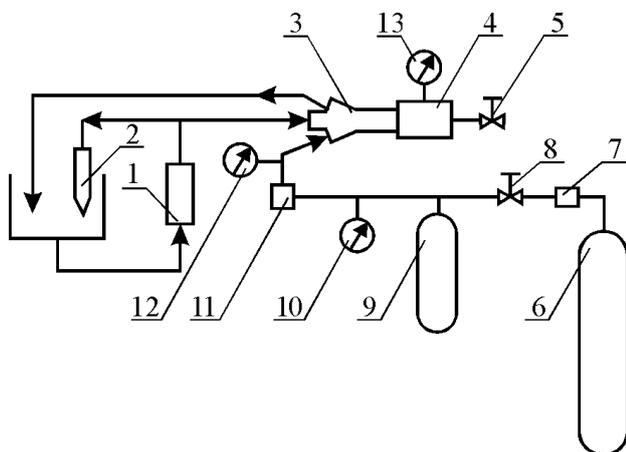


Рис. 2. Схема испытательного стенда:

1 - топливный насос; 2 - дроссельная форсунка; 3 - газовая форсунка; 4 - камера; 5, 8 - вентили; 6 - баллон с воздухом; 7 - редуктор высокого давления; 9 - расходный баллон; 10, 12, 13 - манометры; 11 - редуктор низкого давления

В качестве топливного насоса 1 используется насос двигателя ТД. Нагнетающий штуцер насоса соединён с газовой форсункой 3 и параллельно - с дроссельной форсункой 2. Дроссельная форсунка предназначена для регулировки давления в гидроприводе и стравливания избыточной части топлива, подаваемого от ТНВД. Питание форсунки газом осуществляется с помощью воздушного баллона 6. Баллон 9 служит для измерения расхода газа через форсунку. Для обеспечения противодействия на выходе из форсунки (имитирующее давление в цилиндре) служит камера 4 с дроссельным вентилем 5 и манометром 13. Регулировкой вентилей можно с достаточной точностью получить совпадение давления в камере, соответствующее таковому в камере сгорания двигателя, что позволяет приблизить условия впрыска при безмоторных испытаниях к условиям в реальном двигателе. Для регистрации хода газового клапана в газовую форсунку был установлен специальный датчик (на рисунке не показан).

Задачи исследований

Целью исследований являлось определение возможностей работы газовой форсунки с гидроприводом от насоса двигателя ТД, оценка влияния на качество её функционирования различных параметров (частоты вращения кулачкового вала ТНВД и профиля кулачка, величины затяжки пружины дроссельной форсунки, диаметра и длины золотника, размеров трубопроводов высокого давления), выбор оптимальных условий и снятие расходных характеристик. При этом необходимым условием было ограничение времени открытия газового клапана в пределах 400 п.к.в. при 1500 мин^{-1} и обеспечение максимального расхода газа.

Результаты исследований

На рис. 3 представлены осциллограммы открытия газового клапана при различных параметрах с

указанием длительности открытия форсунки и объёмного расхода воздуха. При этом давление воздуха перед форсункой и давление в камере оставалось постоянным и составляло соответственно 0,8 МПа и 0,25 МПа.

Вид осциллограмм подъёма клапана газовой форсунки указывает на наличие в гидравлическом тракте волнового процесса. Волновой характер определяется соотношением указанных выше величин (скорость плунжера, ход золотника, давление открытия дроссельной форсунки, жёсткость пружины газового клапана), а также параметрами трубопровода и величиной объёма гидравлического тракта.

Уменьшение длины и диаметра трубопровода приводит к уменьшению интегральной величины (время - сечение) открытия газового клапана.

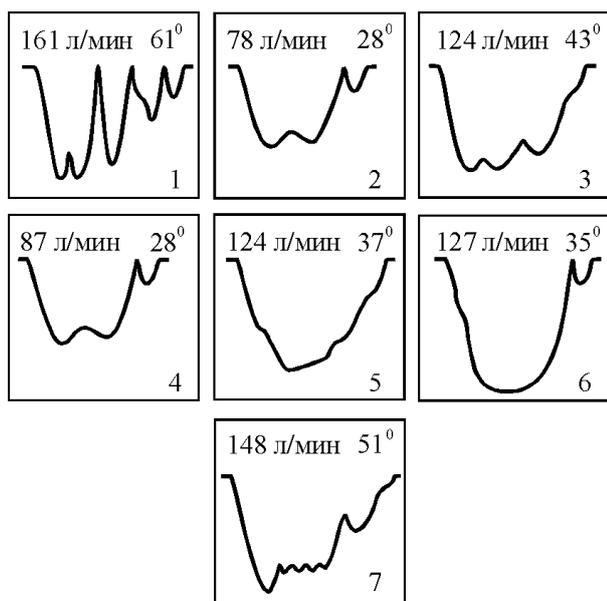


Рис. 3. Осциллограммы подъёма клапана газовой форсунки (по № эксперимента)

Постановка аккумулятора давления в гидравлическом тракте (объём ~ 20 см³) позволяет снизить амплитуду импульса давления, действующего на золотник, даже при максимальной скорости плунжера (2,04 м/с), что позволяет ограничить максимальный ход штока газового клапана. Рост расхода газа

сопровождается существенным увеличением продолжительности его подачи, что обусловлено неоднократным ходом клапана до закрытия за период одного цикла (осциллограмма 1).

Большая скорость нагнетания топлива приводит к увеличению подъёма штока клапана, что ограничивает величину активного хода плунжера насоса и уменьшает расход газа через форсунку. Наилучшие результаты для золотника Ø3,5 мм достигнуты при скорости плунжера 0,35...0,41 м/с (осциллограммы № 5, 6).

Увеличение хода золотника от 0,9 мм до 1,4 мм (до открытия дренажных каналов) привело к некоторому увеличению расхода газа (осциллограммы № 2, 4) и уменьшению продолжительности его подачи (осциллограммы № 3, 5).

Уровень давления открытия дроссельной форсунки определяет количество топлива, перепускаемого через золотник и, следовательно, величину его хода и продолжительность открытия газового клапана. Уменьшение давления открытия дроссельной форсунки (p_o) вызывает уменьшение расхода газа (Q_r) и продолжительности его подачи (α_r) (осциллограммы № 2, 3 и 4, 5). Наилучший результат получен при $p_o = 5$ МПа для скорости плунжера 0,35 м/с и $p_o = 2,5$ МПа для скорости плунжера 0,41 м/с.

Увеличение P_o либо установка жиклёра в дроссельную форсунку приводит к недопустимому увеличению хода штока газового клапана.

Необходимо отметить, что наличие в системе гидропривода дроссельной форсунки усложняет конструкцию.

Таким образом, ни один вариант комплектации гидравлического тракта управления газовой форсунки с золотником диаметром 3,5 мм не обеспечивает требуемого расхода газа (~ 230 л/мин. в течение ~ 40 град. п.к.в.). Кроме того, зависимость расхода газа от работы дроссельной форсунки усложняет

конструкцию, регулировку аппаратуры и уменьшает надёжность системы.

Постановка золотника диаметром 6,0 мм позволила исключить дроссельную форсунку. Приемлемые значения максимального хода штока газового клапана получены при:

- скорости плунжера 0,55 м/с;
- ходе золотника до открытия дренажных каналов 1,0...1,2 мм.

Используемый кулачковый вал привода имеет профиль с возрастанием скорости движения плунжера при увеличении его активного хода. Это не позволило эффективно увеличить расход газа путём увеличения производительности насоса из-за возникновения интенсивных колебаний штока клапана (осциллограмма 7).

При существенной затяжке пружины газового клапана и давлении воздуха перед форсункой 0,8 МПа клапан начинает открываться при давлении топлива p_T , действующего на золотник диаметром 6,0 мм $p_T \approx 1,8$ МПа, что находится на уровне остаточного давления в трубопроводе. При увеличении диаметра золотника необходимо уменьшать и остаточное давление в трубопроводе. Невысокое давление топлива для открытия газового клапана, при отсутствии дроссельной форсунки, приводит к обеспечению расхода газа ~ 80 л/мин. уже при активном ходе поршня $h_{n.a.} = 0$.

На рис. 4 представлена зависимость расхода газа Q_T и продолжительность его подачи α_T от величины выхода рейки топливного насоса h_y . Из рисунка видно, что расход газа и продолжительность его подачи нелинейно увеличиваются с увеличением активного хода плунжера за счёт выхода рейки топливного насоса. При продолжительности подачи, ограниченной 40 град. п.к.в., достигнута производительность газовой форсунки 130 л/мин. Дальнейшее увеличение производительности форсунки возможно при модернизации топливорегулирующей аппарату-

ры (кулачковый вал, золотник).

Заключение

Таким образом, в результате проведенного комплекса доводочных испытаний выбраны рациональные конструктивные и регулировочные параметры для эффективной работы газовой форсунки, в результате чего обеспечивается её использование при конвертации дизелей типа ТД на газовое топливо.

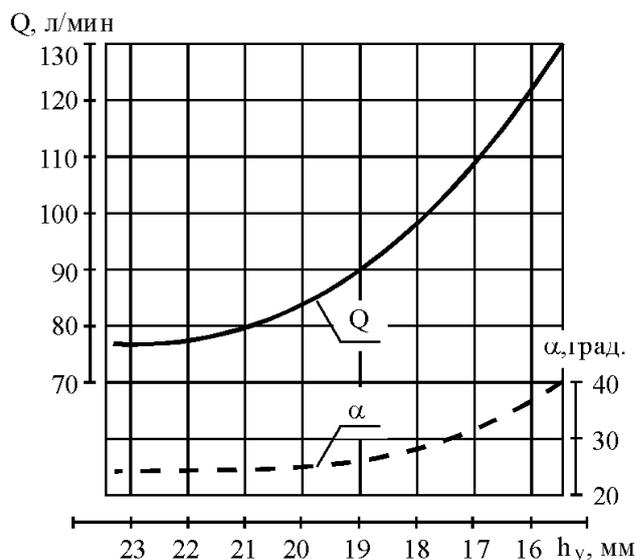


Рис. 4. Регуляторная характеристика

Список литературы:

1. Лютко В., Луканин В.Н., Хачиян А.С. Применение альтернативных топлив в двигателях внутреннего сгорания. – М.: МАДИ (ТУ), 2000. – 311 с.
2. Бганцев В.Н., Левтеров А.М., Мараховский В.П. Газовый двигатель на базе четырёхтактного дизеля общего назначения // Мир техники и технологий: Междунар. техн. ж-л. – 2003. – № 10. – С. 74 – 75.
3. Генкин К.И. Газовые двигатели. – М.: Машиностроение, 1977. – 196 с.
4. Разработка методов конвертации двигателей внутреннего сгорания на альтернативные топлива / Н.К. Рязанцев, В.М. Григорьев, А.П. Кудряш, В.П. Мараховский, П.Я. Перерва, А.А. Кай-

далов // Технологические системы. – 2000. – № 4(6). –
С. 8 – 10.

УДК 621.436.068.9

Е.Л. Меркиш, д-р техн. наук, О.Р. Игнатов, канд. техн. наук

ВЛИЯНИЕ ОСОБЕННОСТЕЙ КОНСТРУКЦИИ ЦИЛИНДРОПОРШНЕВОЙ ГРУППЫ НА РАСХОД МАСЛА В АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЯХ

Введение

Применение моторных масел в современных ДВС включает два аспекта. Первый – экологический: действие высоких температур и давлений в цилиндре двигателя и лабиринте кольцевого управления способствует физико-химическим превращениям смазочного масла и топлива. В конечном итоге это приводит к образованию токсических компонентов в отработавших и картерных газах двигателя и выбросу их в окружающую природную среду [1].

Второй аспект – экономический, связанный с применением дорогостоящих, качественно улучшенных сортов масла и их расходом в процессе эксплуатации двигателя.

Условия и результаты эксперимента

В ранге значимости факторов, влияющих на расход смазочного масла в ДВС особенности конструкционного выполнения цилиндропоршневой группы (ЦПГ) стоят на первом месте.

С целью оценки влияния отдельных колец в комплекте ЦПГ на расход масла в лаборатории Познаньского технического университета были проведены исследования на двигателях 115С.076/52 и

126А2.000, которые были оснащены типичными 3-х кольцевыми комплектами ЦПГ (табл. 1 и рис. 1). Измерения проводились для каждого двигателя с тремя вариантами комплектов, а именно:

- серийный комплект поршневых колец;
- комплект без второго уплотнительного кольца;
- комплект без третьего маслосъемного кольца.

Таблица 1. Применяемые типы колец (обозначения фирмы GOETZE AG [2]) в исследуемых двигателях

Двигатель, $N_{\text{еmax}}, n_{\text{max}}$	Кольца		
	первое	второе	третье
126А1.076 77/70, 17.6 кВт, 4500 мин ⁻¹	BR-C 77x1.5	N 77x2	GSF 77.5x3.95
126А1.076 77/70, 17.6 кВт, 4500 мин ⁻¹	BR-C 77x1.5	N 77x2	GSF 77.5x3.95
126А1.076 77/70, 17.6 кВт, 4500 мин ⁻¹	BR-C 77x1.5	N 77x2	GSF 77.5x3.95
115С.076/52 7/79,5, 51.5 кВт, 5400 мин ⁻¹	R-C 77x2	N 77x2	GSF 77x3.95
D3.152UR/P-08 91.5/127, 31.0 кВт, 2550 мин ⁻¹	R-C 91.5x2.38	M 91.5x2.38	M 91.5x2.38
4С90 90/95, 52.5 кВт, 4200 мин ⁻¹	T-C 90x3	M 90x2.5	GSF 90x4.5
SW400 107.2/120.7, 92 кВт, 2400 мин ⁻¹	T-IF 107.2x2.36	T-IF 107.2x2.36	SSF 107.2x6.34
SW680 (SB3.1) 127/146, 147.1 кВт, 2200 мин ⁻¹	T-IF 127x2.53	T-IF 127x2.53	SSF 127x6.34

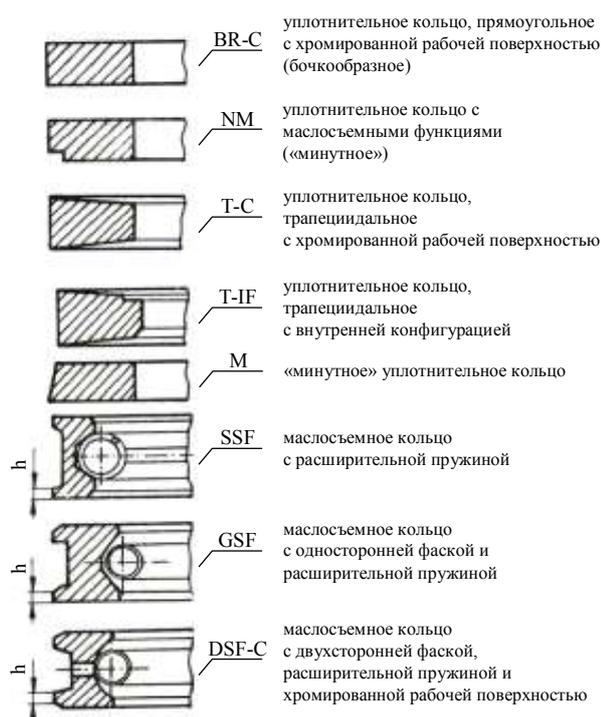


Рис. 1. Конструкционные особенности исследуемых колец

Результаты проведенных экспериментальных исследований показали, что отсутствие второго компрессионного кольца вызывает двух- и 2,5-кратное увеличение расхода масла на двигателях 126A2.000 и 115C.076/52 соответственно. Работа двигателей без третьего маслосъемного кольца вызвала 9-ти и 14-ти кратный рост расхода масла для указанных двигателей. Отмечено, что форма поршневого кольца играет существенную роль в формировании величины расхода масла. Замена уплотнительного кольца бочкообразной формы на кольцо с прямоугольным сечением на одном из двигателей способствовала более высокому расходу масла. Это подтверждают результаты теоретических исследований, проведенных проф. В. Сердецким [3].

Анализ конструкционных параметров маслосъемных колец показывает, что решающее влияние на расход масла в ДВС оказывает удельное давление кольца на рабочую поверхность цилиндрической втулки

[4, 5]. Из элементов конструкции колец существенным оказался параметр h – высота буртика кольца (рис. 1) [6]. С целью установления степени влияния удельного давления кольца и параметра « h » на расход масла были проведены экспериментальные исследования. Исследования проводились на двигателях с самовоспламенением и с искровым зажиганием. Результаты эксперимента, представленные в табл. 2 и графиков на рис. 2 и 3 позволили установить гиперболическую зависимость удельного расхода топлива g_o от изменения величины силы упругости кольца F_y и линейный характер его уменьшения при уменьшении параметра h .

В исследованиях были расширены диапазоны изменений величин h и F_y за пределы, рекомендованные фирмами, изготавливающими поршневые кольца [2, 7]. Установлено, что для исследуемых ДВС, возможны средние серийные величины сил упругости колец порядка 67...76 Н. Такие величины обычно находятся в верхних пределах допуска.

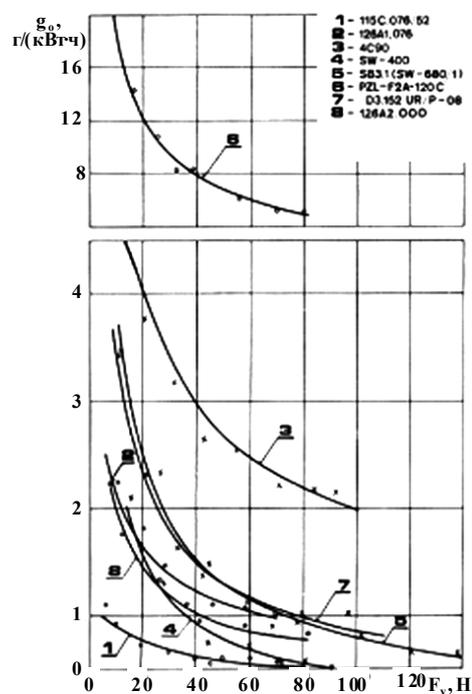


Рис. 2. Зависимость изменения удельного расхода масла g_o от изменения силы упругости F_y

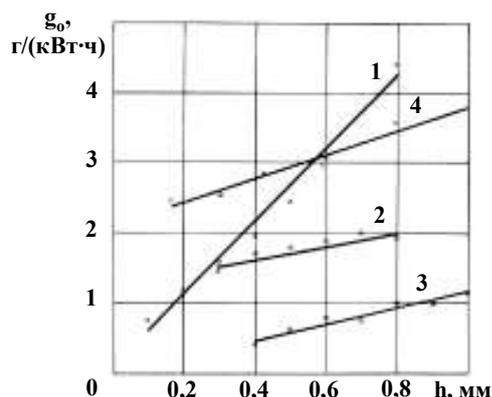


Рис. 3. Зависимость изменения удельного расхода масла g_o от изменения параметра h

Более высокие значения сил упругости характерны для колец ремонтного назначения. Рекомендуемые величины высот буртов колец составляют для двигателей с диаметром цилиндра $D \leq 80$ мм – $h = 0.3 \pm 0.07$ мм или $h = 0.3 \pm 0.05$ мм, для $D > 80$ мм – $h = 0.4 \pm 0.07$ или $h = 0.4 \pm 0.05$.

Таблица 2. Результаты исследований удельного расхода масла g_o в зависимости от величины силы упругости F_y и величины параметра h маслосъемных колец при полной нагрузке двигателя

Тип двигателя	Двигатель, режимные параметры испытаний	Конструкционные параметры колец	Математические зависимости расхода масла g_o , г/(кВт·час)
Бензиновые	126A1.076; масло: Selectol Special 10W/30; $n=4000\text{мин}^{-1}$; $N_e \sim 15,5\text{кВт}$	$h = 0,337 \pm 0,015$ мм $F_y = (7 \dots 70) \pm 0,5$ Н	$g_o = 5,75 \cdot F_y^{-0,41}$
	Franklin PZL-2FA-120C; масло: Shell Aero 100; $n=2400\text{мин}^{-1}$; $N_e \sim 30,8\text{кВт}$	$h = 0,400 \pm 0,030$ мм $F_y = (9 \dots 82) \pm 0,5$ Н	$g_o = 85,84 \cdot F_y^{-0,65}$
	126A2.000; масло: Selectol Special 20W/40; $n=4000\text{мин}^{-1}$; $N_e \sim 17,4\text{кВт}$	$h = 0,411 \pm 0,015$ мм $F_y = (8 \dots 80) \pm 0,5$ Н	$g_o = 5,46 \cdot F_y^{-0,45}$
	155C.076/52; масло: Selectol Special 10W/30; $n=4000\text{мин}^{-1}$; $N_e \sim 43,5\text{кВт}$	$h = 0,311 \pm 0,016$ мм $F_y = (6 \dots 80) \pm 0,5$ Н	$g_o = 1,70 \cdot F_y^{-0,27}$
Дизельные	Perkins D3.152UR/P-08; масло: Superol CA SAE-30 $n=2250\text{мин}^{-1}$; $N_e \sim 25,8\text{кВт}$	$h = 0,446 \pm 0,012$ мм $F_y = (11 \dots 97) \pm 0,5$ Н	$g_o = 15,65 \cdot F_y^{-0,63}$
	4C90ж масло: Superol CA SAE-30 ; $n=3000\text{мин}^{-1}$ $N_e=44,1\text{кВт}$	$h = 0,329 \pm 0,0015$ мм $F_y = (13 \dots 97) \pm 0,5$ Н	$g_o = 15,09 \cdot F_y^{-0,44}$
	SW400; масло: MT16P; $n=3000\text{мин}^{-1}$; $N_e \sim 59,1\text{кВт}$	$h = 0,399 \pm 0,0015$ мм $F_y = (15 \dots 90) \pm 0,5$ Н	$g_o = 15,78 \cdot F_y^{-0,77}$
	SB3.1(SW680); масло: Selectol Special 20W/40; $n=1600\text{мин}^{-1}$; $N_e \sim 20,0\text{кВт}$	$h = 1,004 \pm 0,0015$ мм $F_y = (12 \dots 139) \pm 0,5$ Н	$g_o = 20,98 \cdot F_y^{-0,71}$

Заключение

Анализ полученных результатов позволяет сделать выводы и дать рекомендации по разработке конструкций поршневых маслосъемных колец:

1. Принимая во внимание гиперболический характер зависимости $g_o = f(F_y)$ не рекомендуется применять кольца с повышенной величиной силы упругости, т. к. экономия, полученная от уменьшенного расхода масла может быть утрачена вследствие падения эффективного к.п.д. ДВС из-за роста потерь на трение и увеличивающегося износа деталей ЦПГ.

2. Рекомендуются к применению маслосъемные кольца с относительно небольшими величинами

P_b , но для обеспечения требуемого удельного давления на рабочую поверхность втулки можно уменьшить тах высоту бурта кольца (h).

3. Для ДВС с искровым зажиганием выявлено более значительное влияние силы упругости колец на расход масла по сравнению с дизельными двигателями в районах более высоких расходов.

Список литературы:

1. Меркиш Е.Л., Игнатов О.Р. Экологические аспекты применения моторных масел // Двигатели внутреннего сгорания. – 2003. – № 1 – 2. – С. 61 – 68.
2. Kolbenring – Handbutch. Herausgegeben von der

Goetze AG. D-5093 Burscheid. Drucksache. – № 2. – 893800-08/89. 3. Serdecki W. Wpływ piersciewi uszczelniających na kształtowanie filmu olejowego na gładzi cylindrowej silnika spalinowego / Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej / Seria Pozprawy: Poznań, 1990. – № 2,235. 4. Sygniewicz J. O możliwości badań zjawisk towarzyszących współpracy zespołu tłok-piersciewie tłokowe – tuleja cylindrowa. Silniki Spalinowe, 1986. – № 2 – 3. 5. Duck G. Staud der Kolbe-УДК 629.12.03:628.33

nringentwicklung aus der Sicht der Goetze AG. Fachschrift "K27", Goetze AG, Burscheid 5093: Drucksache, 1979. – № 197E/10/79. 6. Merksiz J. Studium problemu zuzicia oleju w szterosuwowych siwskich spaliwowych. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej. Seria Pozprawy: Poznań, 1989. – № 212. 7. Evolution of rings in the internal combustion engines / E. Landell de Mouro, M. Longewio, F. Saade, N. Freire, E. Tomanik // СТПМ "Cofap" PO103: San Paulo, 1988.

В.И. Истомин, канд. техн. наук

РЕГЕНЕРИРУЕМЫЙ ТКАНЕВЫЙ ФИЛЬТР

Введение

Основной экологической проблемой при эксплуатации судовых энергетических установок является загрязнение водоемов нефтепродуктами, которые используются в качестве основных видов топлива и смазочных масел в энергетических установках и представляют наибольшую опасность для водных ресурсов планеты [1].

Формулирование проблемы

Эксплуатируемые в настоящее время отечественные и зарубежные сепарационные установки не вполне отвечают современным требованиям, предъявляемым к ним Международной морской организацией ИМО. Одни не обеспечивают требуемой степени очистки нефтесодержащих вод, другие имеют малый ресурс работы и большие габариты, третьи сложны в изготовлении и эксплуатации [2]. Поэтому является актуальным и своевременным проведение исследований в области повышения эффективности очистки нефтесодержащих вод СЭУ и разработки нового сепарационного оборудования, обеспечивающего высокое качество очистки нефтесодержащих вод, имеющего большой ресурс работы фильтроэлементов и обладающего простотой конструкции и эксплуатации. Анализ преимуществ и недостатков различных методов и типов сепарационных установок

для очистки нефтесодержащих вод СЭУ показал, что наиболее перспективными и имеющими значительные возможности повышения эффективности работы являются коалесцирующие элементы, имеющие возможность регенерации. Для эффективной регенерации фильтроэлементов необходимо, чтобы они имели нежесткую структуру. Этим требованиям удовлетворяют тканевые коалесцирующие фильтроэлементы.

Решение проблемы

В результате теоретического и экспериментального исследования процесса коалесценции нефтесодержащих вод в тканевых фильтрах разработана новая конструкция регенерируемого тканевого фильтра, изображенного на рис. 1. Новизна конструкции фильтра защищена авторским свидетельством СССР №1546105 [3].

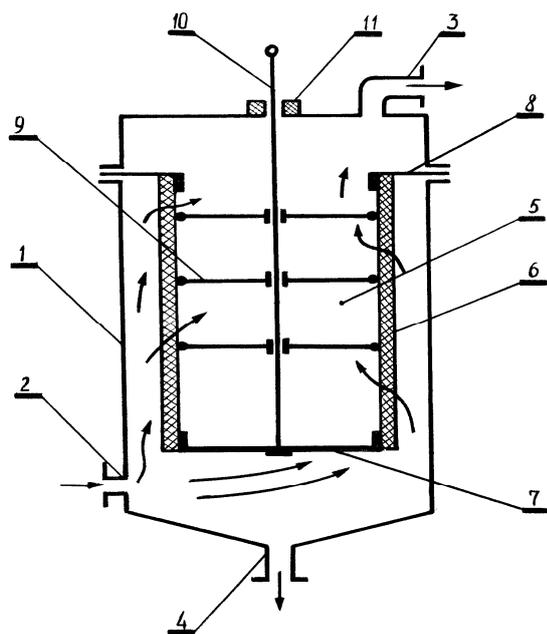


Рис.1. Регенерируемый тканевый фильтр

Фильтр содержит корпус 1 с патрубками подвода очищаемой эмульсии 2, отвода укрупненной эмульсии 3 и механических примесей 4, фильтрованный патрон 5, состоящий из тканевого фильтрующего элемента 6, подвижной шайбы 7, неподвижной шайбы 8, круглых перфорированных дисков 9, свободно насаженных на шток 10, который соединен с подвижной шайбой 7 и выходит из корпуса 1 через уплотнение 11.

Фильтр работает следующим образом. Очищаемая нефтеводяная эмульсия поступает через патрубков 2 в объем корпуса 1 и проходит сквозь фильтрующий элемент 6 во внутреннюю часть фильтрованного патрона 5. Проходя через коалесцирующий материал фильтрующего элемента 6, эмульсия очищается от механических примесей и укрупняется. Затем очищенная от механических примесей и укрупненная эмульсия выводится из корпуса 1 и легко разделяется в стандартном отстойнике. Патрубков 4 для отвода механических примесей закрыт. В процессе работы фильтра происходит засорение поверх-

ности тканевого фильтрующего элемента 6, что приводит к увеличению перепада давления на нем. При достижении критического перепада давления на фильтроэлементе 6 патрубки 2 и 3 закрываются, фильтрованный патрон 5 периодически сжимается при перемещении штока 10 с помощью кулачкового или кривошипно-шатунного механизма. При сжатии фильтровального патрона 5 фильтрат из его объема перетекает обратно в объем корпуса 1 через фильтрующий элемент 6, смывая с него отфильтрованные механические примеси, которые выводятся из корпуса 1 через патрубков 4. Эффективности регенерации тканевого фильтрующего элемента 6 способствует также его деформация при периодическом сжатии фильтровального патрона 5. После регенерации процесс фильтрации возобновляется.

Предварительные испытания предлагаемого фильтра показали надежность его работы и высокое качество регенерации тканевого фильтроэлемента. Регенерация фильтра проста, не требует много времени, осуществляется без промывочной воды и разборки фильтра и может осуществляться даже в процессе работы фильтра.

- Как было установлено ранее, оптимальный удельный расход через тканевый фильтроэлемент не должен превышать 2,5 м/ч.

Эффективность работы тканевого фильтроэлемента будет зависеть в основном от параметров самой ткани: размера ячейки, диаметра нити, числа слоев ткани. Разработанный регенерируемый тканевый фильтр, благодаря своей оригинальной конструкции, обеспечивает эффективную регенерацию фильтроэлемента без его разборки и замены, поэтому в данной конструкции фильтра возможно применение

ние фильтрующей ткани с минимальным размером ячейки равным $0,05 \cdot 10^{-3}$ м. При использовании ткани с более мелкой ячейкой существенно возрастает гидравлическое сопротивление фильтра, вследствие чего насос сильно измельчает нефтеводяную эмульсию, что отрицательно сказывается на работе фильтроэлемента. В случае же применения ткани с размером ячейки более $0,25 \cdot 10^{-3}$ м увеличивается ресурс её работы, однако при этом существенно снижается очистная способность фильтроэлемента вследствие того, что значительное количество капелек нефтепродуктов проскакивают сквозь увеличенные ячейки без укрупнения и коалесценции.

При увеличении диаметра нити и, следовательно, толщины ткани увеличивается время контакта капелек нефти с материалом фильтра, что повышает эффективность коалесценции. Однако, при увеличении диаметра нити уменьшается пористость фильтрующей ткани и увеличивается её гидравлическое сопротивление, что отрицательно сказывается на работе очистного оборудования. В целом увеличение диаметра нити приводит к некоторому повышению интенсивности коалесценции.

Повысить интенсивность процесса коалесценции и, следовательно, качество очистки нефтесодержащих вод в тканевых фильтрах можно путем увеличения числа слоев ткани. Как установлено в процессе исследований, наиболее оптимальное число слоев фильтрующей ткани равно 5. При этом числе слоев ткани наблюдается максимальная эффективность повышения качества очистки нефтесодержащих вод.

На основе проведенных исследований [4] разработан следующий типоразмерный ряд производительностей сепарационных установок для очистки нефтесодержащих вод энергетических установок:

0,6; 1,0; 2,5; 4,0; м³/ч. Исходя из вышеизложенного, рассчитаем основные размеры тканевых фильтроэлементов данных производительностей, приняв удельный расход нефтесодержащих вод 2,5 м/ч, высоту фильтроэлемента $H = 0,5$ м для производительностей 0,6 и 1,0 м³/ч и $H = 1,0$ м для фильтроэлементов производительностью 2,5 и 4,0 м³/ч. Результаты расчета представлены в таблице 1.

Таблица 1. Основные конструктивные размеры типоразмерного ряда регенерируемых тканевых фильтров

Производительность, Q , м ³ /ч	Высота фильтроэлемента H , м	Диаметр фильтроэлемента d_{ϕ} , м	Размер ячейки ткани $a \cdot 10^3$, м	Диаметр нити ткани $d_n \cdot 10^3$, м
0,6	0,5	0,15	0,05	0,45
1,0	0,5	0,25	0,05	0,45
2,5	1,0	0,32	0,25	0,85
4,0	1,0	0,51	0,25	0,85

Диаметр нити фильтрующей ткани у фильтров производительностей 2,5 и 4,0 м³/ч должен быть увеличен с $0,45 \cdot 10^{-3}$ до $0,85 \cdot 10^{-3}$ м, так как ткань в этих фильтрах подвергается повышенным нагрузкам при том же перепаде давления, вследствие большей площади фильтроэлемента. Однако при увеличении диаметра нити ткани уменьшается её пористость и возрастает гидравлическое сопротивление фильтра, поэтому размер ячейки ткани должен быть увеличен до $0,25 \cdot 10^{-3}$ м.

Заключение

В результате исследований разработана новая конструкция тканевого фильтра для очистки нефтесодержащих вод, регенерация которого осуществляется без разборки и замены фильтроэлемента, определены основные конструктивные параметры типоразмерного ряда регенерируемых тканевых фильтров. Разработанный регенерируемый фильтр может

быть также использован для очистки жидкостей от механических примесей.

Список литературы:

1. Международная конвенция по предотвращению загрязнения с судов 1973 г. Протокол 1978 г. – М.: Изд-во ЦРИА «Морфлот», 1980. – 364 с.
2. Зубрилов С.П. Охрана окружающей среды при эксплуатации судов. – Л.: Судостроение, 1989. –

256 с. 3. А.с. № 1546105 СССР МКИ В 01 Д 35/10, 17/022. Фильтр для очистки жидкости / В.И. Истомин (СССР). – № 4425722/31-26; Заявл. 13.05.88; – Опубл. 28.02.90; Бюл. № 8 // Открытия, изобретения. – 1990. – № 8. 4. Истомин В.И. Выбор оптимальной производительности нефтеводяных сепараторов // Вестник СевНТУ Оптимизация производственных процессов. – Севастополь. – 2003. – Вып. 6. – С. 100 – 103.

УДК 621.438:621.515

В.А. Шкабура, канд. техн. наук

ИССЛЕДОВАНИЕ ВОЗМОЖНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ТУРБОКОМПРЕССОРА С ОБЩИМ РАБОЧИМ КОЛЕСОМ В ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЯХ

Введение

- Известно, что основными направлениями развития двигателей является повышение параметров их цикла работы и эффективности происходящих в них процессов. Традиционные подходы во многом себя уже исчерпали, и поэтому серьезные сдвиги в этом направлении возможны лишь при использовании новых подходов, технологий и технических решений. Например, в двигателях с высокой суммарной степенью повышения давления использование только осевых компрессоров в газогенераторе вследствие слишком малых размеров лопаток последних ступеней оказывается невозможным, и

появляется необходимость применения замыкающей центробежной или другого типа ступени вместо нескольких осевых [1, 2].

Формулирование проблемы

-
Расчёты показывают, что для достижения КПД действительного цикла ($p = \text{const}$) $\eta_e = 45...50\%$ ГТД ЛА [1] без утилизации теплоты выхлопных газов при нынешней эффективности турбомашин необходимо применить схему турбокомпрессора, способного работать при температуре газа перед турбиной 2100...2200 К и степени повышения давления в компрессоре π_{Σ}^* не менее 40. Однако пока не созданы турбины и материалы, способные работать при таких температурах, и компрессоры, достигающие столь больших давлений с высоким КПД.

Вторая насущная проблема состоит в следующем. Использование турбин со сложной схемой охлаждения (конвективно-плёночной) рабочих лопаток

в газотурбинных двигателях небольшой мощности в условиях запылённого воздуха неприемлемо. Поэтому для вертолётных ГТД малой мощности применяют турбины, имеющие упрощённую схему охлаждения со сравнительно низкой температурой газа перед турбиной. Это приводит к невысокой эффективности работы двигателя.

Решение проблемы

Одним из способов решения данной проблемы, как было сказано выше, является использование новых технических решений, например, применение в двигателе турбокомпрессора с общим рабочим колесом (ТКО) [3]. В силу особенностей его устройства и работы имеется возможность в два раза увеличить высоту лопаток рабочего колеса по сравнению с остальными схемами турбомашин, что позволяет значительно уменьшить величину концевых (вторичных) потерь [4] и увеличить температуру газа перед турбиной. В первом приближении среднюю температуру газа перед лопатками определяют по формуле

$$T_{cp} \approx \frac{T_k G_k + T_z G_z}{G_k + G_z}, \quad (1)$$

где T_k, T_z – температуры воздуха после компрессора и соответственно газа перед турбиной;

G_k, G_z – массовые расходы воздуха через компрессорную часть и газа через турбинную часть.

Поэтому определённая неоптимальность геометрии рабочих лопаток для одного из режимов работы турбокомпрессора компенсируется уменьшением величины вторичных потерь энергии.

Чтобы приблизить эффективность работы турбокомпрессора с общим рабочим колесом к уровню традиционных турбокомпрессоров, была выполнена кропотливая поисковая работа. Исследования проведены с самими различными типами рабочих колёс и формой профиля лопаток [5, 6]. В результате поиска

была подобрана форма рабочего колеса и его лопаток, которые при авиационном уровне геометрических и режимных параметров могут достигать эффективности выше 82 %.

На рис. 1 показана схема размещения в ГТД турбокомпрессора с общим рабочим колесом.

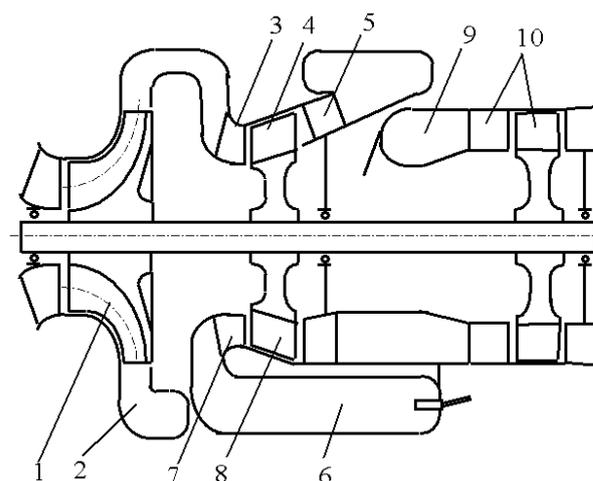


Рис. 1. Схема размещения турбокомпрессора с общим рабочим колесом в составе ГТД

Работает турбокомпрессор в составе газотурбинного двигателя следующим образом. Сжатый воздух после осевого или центробежного компрессора 1 через переходный канал 2 и направляющий аппарат 3 попадает в компрессорный рабочий канал турбокомпрессора 4, где дополнительно сжимается. Далее воздух через нагнетательный канал 5 поступает в камеру сгорания 6. Затем газ с помощью соплового аппарата 7 направляется в турбинный канал ТКО 8, где в результате взаимодействия с лопатками рабочего колеса температура газа снижается на 150...300 С, а затем с помощью переходного канала 9 газ подают на обычную турбину 10.

В качестве прототипа для определения эффективности применения ТКО в составе ГТД выбран малоразмерный газотурбинный двигатель АИ-450.

Для определения эффективности использования нового турбокомпрессора в составе газотурбинного

двигателя были проведены расчётные исследования. Для сравнения был выбран взлётный режим газотурбинного двигателя АИ-450. Его основные параметры на этом режиме имеют следующие значения:

$$T_2 = 1300 \text{ K}; \pi_k = 7,8;$$

$$\eta_k = 0,80; \eta_m = 0,83.$$

Вследствие того, что лопатки ТКО периодически работают в компрессорной или в турбинной части, средняя температура газового потока возле лопаток будет значительно ниже, чем температура газа перед турбиной. При температуре газа $T_2 = 1500 \text{ K}$ и температуре воздуха после компрессора $T_k = 756 \text{ K}$ при $\pi_k = 18$ средняя температура газа согласно формуле (1) равна $T_{cp} = 1120 \text{ K}$. После взаимодействия газа с лопатками рабочего колеса в турбинной части его температура снижается до 1300 K , что вполне приемлемо для обычной турбины. Поэтому температура газа перед турбиной в ГТД с ТКО была принята $T_2^* = 1500 \text{ K}$. С помощью известных зависимостей [1] определена соответствующая степень повышения давления в компрессоре $\pi_k = 18$.

В результате газодинамического расчёта турбокомпрессора с общим рабочим колесом в составе двигателя определены следующие параметры:

в компрессорной части: $\pi_{k2} = 2,4; \eta_{k2} = 0,80;$

в турбинной части: $\pi_{m1} = 2,05; \eta_{m1} = 0,815.$

Расчёт турбокомпрессора с общим рабочим колесом намного сложнее расчёта обычного турбомашин, так как процесс работы рабочего колеса носит динамичный характер, т.е. рабочее колесо работает периодически в компрессорном и турбинном режимах. Влияние геометрических и режимных парамет-

ров турбокомпрессора на коэффициент мощности μ можно учесть с помощью коэффициента нестационарности [5]:

$$K_\tau = f(L_{p.k.}/D_{cp}, w/u, \theta_{nep}/\theta_k), \quad (2)$$

где $L_{p.k.}/D_{cp}$ – отношение длины проточной части рабочего канала к её среднему диаметру [5,6];

w/u – отношение скорости газа в относительном движении к окружной скорости лопаток колеса;

θ_{nep}/θ_k – относительная угловая протяженность перемычки.

На рис. 2 показаны зависимости удельных параметров исходного двигателя и двигателя, имеющего турбокомпрессор с общим рабочим колесом.

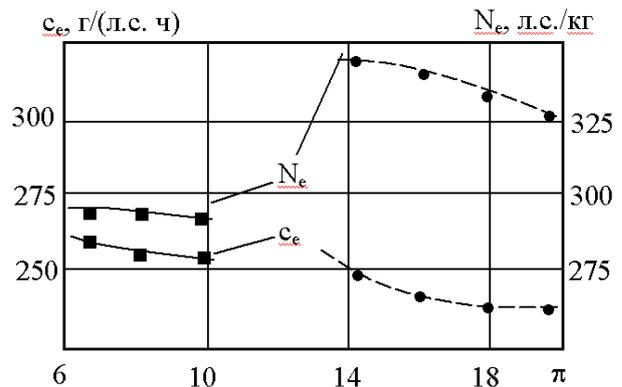


Рис. 2. Сравнение удельных параметров двигателей:
 ■ – серый; — ● – модернизированный новым ТКО

Заключение

Итак, проведенные расчётные исследования показали, что турбокомпрессор с общим рабочим колесом благодаря особенностям его работы способен существенно повысить эффектив-

ность работы газотурбинных двигателей, особенно малоразмерных ГТД, без использования дорогостоящих технологий. И хотя КПД в отдельности полноразмерной турбинной и компрессорной ступеней выше, чем турбинной и компрессорной частей турбокомпрессора с общим рабочим колесом, однако его использование в составе двигателя позволяет повысить температуру газа перед турбиной до 300°.

Список литературы:

1. Теория и расчёт воздушно-реактивных двигателей / Под ред. С.М. Шляхтенко: Уч. для вузов. – 2-е изд. – М.: Машиностроение, 1987. – 568 с.
2. Холцевников К.В., Емин О.Н., Митрохин В.Т. Тео-

рия и расчёт авиационных лопаточных машин. – М.: Машиностроение, 1986. – 432 с. 3. Патент України №61913 МКІ⁷ F02C6/12, F04D17/00. Турбокомпресор і спосіб його роботи. 4. Дейч М.Е., Зарянкин А.Е. Гидрогазодинамика. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 384 с. 5. Шкабура В.А. Особенности теории расчёта турбокомпрессоров с общим рабочим колесом // Авиационно-космическая техника и технология. – 2003. – № 41/6. – С. 74 – 76. 6. Шкабура В.А. Результаты исследований энергетической эффективности турбокомпрессора с одним рабочим колесом с различными схемами течения газа: Сб. науч. тр. ИПМаш НАН Украины. – Харьков, 2000. – С. 300 – 303. 7. Овсянников Б.В., Боровский Б.И. Теория и расчет агрегатов питания жидкостных ракетных двигателей. – 3-е изд. – М.: Машиностроение, 1986. – 376 с.

УДК 621.412

Б.А. Абаджян, инж., Е.В. Снижко, инж., А.Б. Стефановский, канд. техн. наук

ДВИГАТЕЛЬ СТИРЛИНГА МОДЕЛИ ДС-КАДИ-1: ПРОБЛЕМЫ И ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗРАБОТКИ

Несмотря на недостаточную обеспеченность ископаемыми энергоносителями, Украина до сих пор не имеет конструкции многотопливного двигателя Стирлинга (ДС), пригодной для серийного производства. Потребляя различные горючие или тепловые отходы, такой двигатель мог бы служить вспомогательным источником работы на транспортных средствах или основным при энергоснабжении небольших домовладений и производственных участков.

Кроме того, малогабаритный ДС служит хорошим наглядным пособием при подготовке техников и специалистов в области тепловых двигателей.

Много лет назад сотрудниками бывшего Киевского автомобильно-дорожного института (КАДИ) был разработан проект малогабаритного ДС, получившего марку «ДС-КАДИ-1». Реализация его прервалась в начале 1990-х годов и возобновилась лишь через несколько лет силами сотрудников Тавриче-

ской государственной агротехнической академии (ТГАА). Цель статьи – охарактеризовать полноту реализации указанного проекта и возникшие проблемы.

Представление о предполагаемых возможностях ДС-КАДИ-1 даёт сводка данных из первоначального технического задания:

- Номинальная мощность 1,5 кВт.
- Номинальная частота вращения вала 1500 мин⁻¹.
- Среднее давление рабочего газа 5,0 МПа.
- Рабочий газ – воздух.
- Подвод теплоты от продуктов сгорания топлива к оребрённому нагревателю.
- Отвод теплоты от трубчатого охладителя к воде.

Кроме конструкторской документации, из бывшего КАДИ в ТГАА был передан и ряд деталей будущего ДС: картер, коленчатый вал (рис. 1) и др. Силами сотрудников ТГАА изготовлены шатуны (рис. 2) и поршни. Необходимо ещё изготовить оребренный нагреватель, вытеснитель и уплотнения расширительного поршня, а также ряд других ответственных узлов ДС (например, регенератор, при нерациональной конструкции которого ДС не будет иметь проектных показателей). Поэтому авторы считают необходимым привлечь внимание украинских специалистов и спонсоров к своей работе, которая официально никак не финансируется.

Успешная постройка и начало испытаний двигателя ДС-КАДИ-1 имели бы большое научно-техническое значение и свидетельствовали бы о присоединении Украины к «клубу» развитых стран, обладающих действующими образцами ДС. С помощью построенного образца двигателя ДС-КАДИ-1 можно решить следующие научные и практические задачи:

- отработать технологию изготовления деталей ДС на выбранных предприятиях;

- провести испытания ДС, убедиться в его работоспособности и степени оправданности основных конструкторских решений проекта;

- сформулировать техническое задание на разработку системы автоматического регулирования ДС;

- посредством анализа результатов испытаний ДС (в частности, индикаторных диаграмм, полученных для различных полостей ДС) уточнить ряд обобщённых зависимостей, ранее полученных авторами на малогабаритном двигателе модели УДС-1 с внешним подогревом;



а



б



в

Рис. 1. Детали двигателя ДС-КАДИ-1,
изготовленные в КАДИ:
а – картер; б – коленчатый вал; в - цилиндры

– исходя из особенностей конструкции ДС, наметить области его практического применения, которые наиболее перспективны с технической и экономической точек зрения.

Несомненно, что двигатель модели ДС-КАДИ-1 станет основой для разработки более совершенной модели, пригодной к серийному производству и эксплуатации потребителями.



Рис. 2. Комплект шатунов двигателя ДС-КАДИ-1

УДК 681.322:621.5.041:533.697:532.5

Ю.К. Чернышев, канд. техн. наук

ПРИМЕНЕНИЕ ТЕОРИИ СИСТЕМ ДЛЯ АЛГОРИТМИЗАЦИИ ПРЯМОГО МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ТЕЧЕНИЯ ГАЗА

Введение

Представление сплошной среды в виде совокупности модельных частиц дало возможность Ньютону решить вариационную задачу по нахождению оптимальной формы обтекаемого тела; согласно его результатам в настоящее время конструируются головные части ракет. Новый толчок эта идея получила при возникновении современных вычислительных средств. В большинстве задач, решаемых с помощью модельных частиц, столкновения между частицами либо не учитывались, либо учитывались косвенно по методу Монте-Карло [1-3]. В предлагаемой работе модельными частицами служат упругие сферы без дальнего действия.

Формулирование проблемы

Простейшие алгоритмы, по которым можно рассчитать поведение системы во времени, наталкиваются на резкое увеличение объема вычислений при больших количествах модельных частиц и практически нереализуемы, если их больше 1000 (для самых мощных ЭВМ), что недостаточно для адекватного моделирования [4-5].

Основной проблемой при использовании метода модельных частиц является создание алгоритмов, с помощью которых количество частиц будет достаточным для статистических вычислений. В данной работе предлагается системный подход, согласно которому производится декомпозиция всего ансамбля упругих сфер на подсистемы. Модельные частицы в этом случае представляют собой автоматы с внутренними состояниями, изменяющимися в дискретные моменты времени. Расчет моментов, в которые

происходят изменения состояний, оказывается, можно осуществить так, что реальным становится увеличение количества модельных частиц до десятков – сотен тысяч.

Описание расчетной схемы

В данной работе с целью оптимизации общего времени расчетов предлагается следующий вариант введения подсистем.

1. Расчетная область покрывается строго квадратной сеткой с единичной длиной сторон квадратов. Каждая ячейка обретает естественную мультииндексную нумерацию. Индексы ячейки, которой принадлежит частица, рассматриваемая как объект, объявляются ее свойствами. К свойствам частицы-объекта относятся также ее номер, радиус, масса, координаты, проекции скорости, локальное время данной частицы, время до ближайшего события, связанного с данной частицей, вид этого события и некоторые другие, используемые при сборе статистических данных.

В свою очередь, ячейка-объект обладает свойством, выражаемым массивом ссылок на номера частиц, принадлежащих данной ячейке.

2. Все локальные времена частиц в начальный момент времени считаются нулевыми, а времена до ближайших событий выстраиваются в «хип», так что в вершине двоичного дерева находится номер частицы, участвующей в ближайшем по времени событии [4-6]. Среди событий в простейшем случае рассматриваются следующие: столкновение с другими частицами; столкновение со стенками ячейки, в которой находится данная частица. Стенки могут быть как

проницаемыми, так и отражающими (участки границы области и внутреннего тела).

Системный подход заключается в том, что при нахождении событий, ближайших по времени, рассматриваются лишь те частицы, которые принадлежат данной подсистеме. Ею является совокупность, состоящая из данной ячейки и ее ближайших соседей.

3. После обнаружения «активной» подсистемы и активной частицы происходит изменение состояния этой частицы. Ее координаты изменяются по обычным законам прямолинейного движения, а локальное время принимает значение, равное текущему глобальному.

4. Дополнительные изменения свойств частицы-объекта связаны с типом события. В случае столкновения с другой частицей происходит перераспределение их импульсов с соблюдением законов сохранения. Если частица сталкивается с отражающим участком, то ее импульс изменяется в соответствии с выбранным законом (возможны как зеркальное отражение, так и отражение с трением или с добавлением импульса от «горячей» стенки).

Если же ближайшее событие связано с пересечением проницаемой стенки, то номер данной частицы передается в список частиц, принадлежащих ячейке, в которую она перелетает, с одновременным вычеркиванием его из списка той ячейки, которой она принадлежала.

5. В рассматриваемый момент глобального времени производится расчет времени до ближайшего для данной частицы события. Это время снимается с вершины дерева и «подвязывается» в виде нижнего листа, после чего «всплывает», т.е. становится в очередь [7]. Следует отметить, что время установления в очередь в реализованном в данной работе варианте имеет порядок $\log_2 n$, где n – общее количество частиц. Возможна также организация очереди с приоритетами с временным порядком $O(1)$ на базе «ковшовой сортировки», но это связано со значи-

тельными программными усложнениями, не окупающимися сокращением времени расчетов.

На этом один такт расчетов оканчивается. Существенным является то, что в предложенной расчетной схеме отсутствует групповое перемещение всех частиц в соответствии с течением глобального времени. Общее время на выполнение расчетов одного такта в основном зависит от поиска частицы, с которой может столкнуться данная. Без разбиения на подсистемы оно пропорционально общему количеству частиц, а в предложенном методе оно пропорционально количеству частиц, содержащихся в подсистеме; это различие является принципиальным.

Примеры тестовых расчетов

Течение Бенара

С помощью предложенного метода можно решать очень широкий круг задач. В частности, актуальным является расчет конвективных течений в атмосфере [8]. Тестом для любого метода газодинамических расчетов является задача Бенара, заключающаяся в установлении вида конвективного течения газа в гравитационном поле между слоями, нижний из которых имеет более высокую температуру, чем верхний. В жидкости течение оказывается структурированным: возникают «ячейки Бенара». На рис. 1 приведены устойчивые структуры, образующиеся в слое газа в указанных условиях, строение которых получено рассмотренным методом.

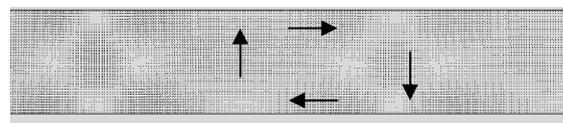


Рис. 1. Структурированное конвективное течение для 10000 модельных частиц

Сверхзвуковое обтекание тел

Хорошо известно, что только методами частиц можно получить результаты обтекания при больших числах Кнудсена [1]. Метод, рассматриваемый в данной работе, более пригоден для расчетов течений

газа в нормальных условиях, поскольку оптимальная скорость вычислений достигается при количестве ячеек, сравнимом с количеством частиц. На рис.2 приведена система скачков уплотнения при обтекании тела с заострением при $M = 2.8$.

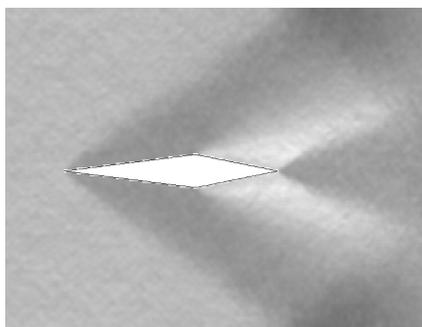


Рис. 2. Система скачков при обтекании тела с заострением при $M=2.8$ и $n = 57664$

Обтекание на дозвуковом режиме

С помощью предлагаемого системного варианта метода частиц оказывается возможным получение очень точной картины обтекания и при дозвуковых скоростях; дополнительно можно получить оценку подъемной силы и аэродинамического качества, подсчитав импульсы, переданные телу в результате столкновений частиц с отражающими участками в ячейках. На рис.3 приведено поле чисел Маха при обтекании одной лопатки венца осевого компрессора, если на входе $M=0.8$.

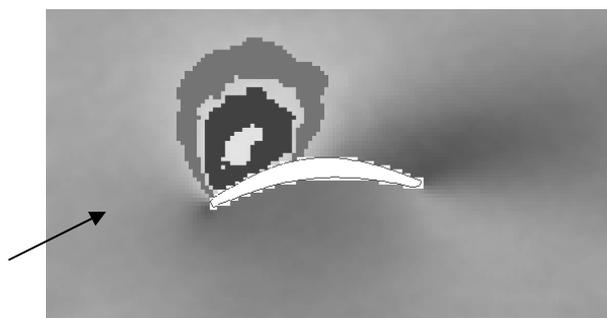


Рис. 3. Обтекание сечения лопатки. Темная кольцевая область - $M = 1 \pm 0.05$. $n = 48772$

Падение газовой струи на стену

Среди задач, которые в своей постановке содержат принципиальную неоднозначность, можно

указать на задачу натекания струи газа из сопла на стенку в вакууме [2]. Очень трудно определить, в какой части струи она представляет собой «сплошную среду», а в какой – разреженный газ, вследствие чего привлечение уравнений газодинамики усложнено. На рис. 4 приведено распределение чисел Маха в струе газа, падающей на подложку, полученное предлагаемым методом. Более светлые участки соответствуют большим значениям M ; наибольшее значение M для одноатомного газа в плоском случае равняется 3.9. Наиболее горячая область находится по центру струи у подложки; внутри «колокола» с большими числами Маха температура резко снижается.

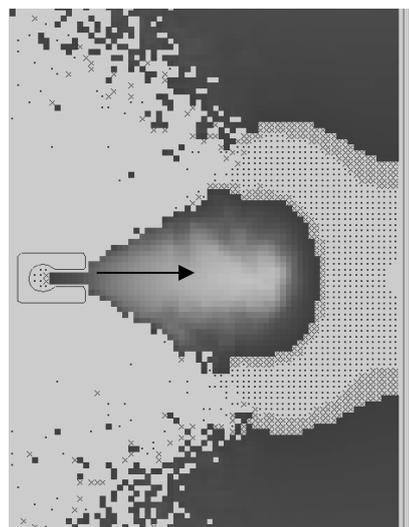


Рис. 4. Набегание струи газа в вакууме на подложку. Заштрихованная область соответствует $M < 1$

Заключение

В данной работе рассмотрена лишь малая часть задач, которые могут решаться системным методом модельных частиц. Для их решения первоочередным является совершенствование основных алгоритмов упорядочения и декомпозиции. Можно, в частности, добиться значительного увеличения общего числа частиц введением не только подсистем, как в данной работе, а и «надсистем», запоминая в памяти ЭВМ потоки вылетающих частиц и передавая их с некоторой частотой

той соседним системам, что позволит производить расчеты на нескольких ЭВМ параллельно. Предложенная схема строго квадратных (кубических) сеток позволяет упростить процедуру передачи потоков.

Одно из перспективных направлений, для которого предложенный метод, по-видимому, является эффективным - моделирование течений газа из частиц, принадлежащих различным веществам, которые могут вступать в химические реакции. Это можно учесть на микроуровне введением нового типа событий, зависящих от переданного импульса и приводящих к изменению количества частиц и их энергий.

Список литературы:

1. Харлоу Ф.Х. Численный метод крупных частиц в ячейках для задач гидродинамики // *Вычислительные методы в гидродинамике / Под ред. Б. Олдер, С. Фернбах, М. Ротенберг.* – М.: Мир, 1967. – 384 с. 2. Берд Г. Молекулярная газовая динамика. М.: Мир, 1981. – 313 с. 3. Хокни Р., Иствуд Дж. Численное моделирование методом частиц. – М.: Мир, 1987. – 638 с. 4. Чернышев Ю.К. Методы снятия информации о состоянии газового потока в процессе молеку-

лярно-динамического моделирования // *Совершенствование энергетических и транспортных турбоустановок методами математического моделирования, вычислительного и физического экспериментов: Междунар. науч.-техн. конф. (26-29 сент. 1994 г.).* – Змиев, 1994. – Ч. 1. – С. 39 – 40. 5. Чернышев Ю.К. Прямое моделирование течения газа в каналах сложной формы при малых числах Кнудсена // *Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования: Междунар. науч.-техн. конф.* – Харьков: Ин-т проблем машиностроения НАН Украины, 1997. – С. 238 – 240. 6. Левин С.С., Чернышев Ю.К. Алгоритмизация прямого моделирования методом частиц течения газа по каналам сложной формы при малых числах Кнудсена // *Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии.* – Харьков: ХАИ, 2002. – Вып. 14. – С. 54 – 60. 7. Кормен Т., Лейзерсон Ч., Ривест Р. Алгоритмы. Построение и анализ. – М.: МЦНМО, 2000. – 955 с. 8. Белоцерковский О.М., Андрущенко В.А., Шевелев Ю.Д. Динамика пространственных вихревых течений в неоднородной атмосфере. Вычислительный эксперимент. – М.: «Янус-К», 2000. – 456 с.

УДК 621.181:662.9

П.М. Канило, д-р техн. наук Н.И. Расюк, канд. техн. наук, А.В. Тымчик, канд. техн. наук, К.В. Костенко, инж., В.Е. Костюк, канд. техн. наук, А.Н. Коваленко, асп.

ОТРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ СВЧ-ПЛАЗМЕННОЙ ГОРЕЛКИ НА ОСНОВЕ ЧИСЛЕННОГО ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕЧЕНИЯ ПЫЛЕУГОЛЬНОЙ АЭРОСМЕСИ

Введение

Уголь – главный источник энер-

горесурсов

в

топливно-

энергетическом комплексе Украины.

В последнее время, в связи с изменением технологии добычи угля и выработкой запасов на существующих шахтах, качество поступающего на электростанции угля резко ухудшилось [1]. Одним из перспективных путей решения проблемы сжигания низкокачественных углей, в том числе с низким содержанием летучих, является применение СВЧ-плазмотронов для розжига и стабилизации горения угольной пыли и вывода шлака.

Формулирование проблемы

Цель исследований, результаты которых представлены в данной работе, – отработка конструкции пылеугольного горелочного устройства с СВЧ-плазмотроном на основе исследования особенностей процесса течения пылеугольной аэросмеси методами вычислительной гидроаэродинамики.

Схема исходного варианта горелочного устройства представлена на рис. 1.

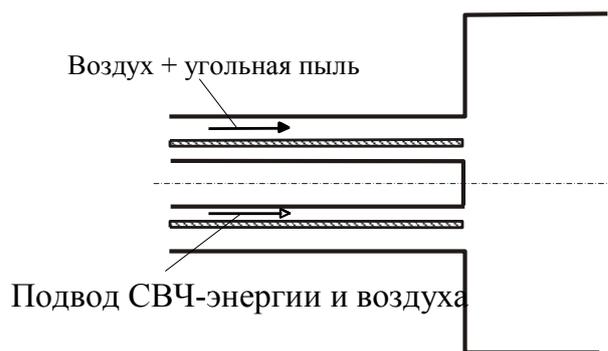


Рис. 1. Схема исходного варианта горелочного устройства

По результатам экспериментальных исследований, приведенных в работе [2], СВЧ-разряд представляет собой плазменный факел ослепительно белого цвета, цилиндрической формы, локализованный на оси топочного объема горелки. При характерных для СВЧ-плазмотронов малых временах контакта аэросмеси и плазмы (~ 1 мс) [3], принципиальным недостатком исходного варианта горелочного устройства является то, что угольная пыль, подаваемая через наружный контур, не попадает в разрядный объем. Конструктивным решением, направленным на устранение указанного недостатка, может быть установка в наружном контуре горелочного устройства специального

дефлектора. Дефлектор делит поток пылеугольной аэросмеси на две части, одна из которых направляется в область СВЧ-разряда. Угол наклона концевой кромки дефлектора необходимо подобрать таким образом, чтобы частицы угля гарантированно попадали в разрядный объем.

Траектории угольных частиц определяются структурой двухфазного полидисперсного потока, которая, в свою очередь, сильно зависит от конструктивных и режимных параметров горелочного устройства.

Решение проблемы

Физическая и математическая модели

Для исследования процесса течения пылеугольной аэросмеси в горелочном устройстве были разработаны физическая и математическая модели движения двухфазной полидисперсной не реагирующей среды (воздух + угольная пыль).

В физической модели, разработанной для описания движения двухфазной среды, приняты следующие основные допущения: течение несущей воздушной среды квазистационарное, турбулентное, несжимаемое, изотермическое; гравитация отсутствует; частицы сферические; турбулентность изотропная; турбулентное рассеивание частиц отсутст-

вует; частицы не оказывают влияния на параметры турбулентности.

Течение в горелочном устройстве моделируется как двухфазная смесь с эйлеровым описанием газовой фазы (сплошная среда) и лагранжевым описанием движения частиц (траекторная модель). Взаимодействие фаз учитывается на основе модели "частица – источник в ячейке" [4], в соответствии с которой присутствие частицы в потоке проявляется через дополнительные источники импульса в уравнениях сплошной фазы.

Двухмерное осесимметричное квазистационарное турбулентное течение непрерывной среды в горелочном устройстве моделируется полной системой осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса, замыкаемых k - ε моделью турбулентности

$$\nabla(V) = 0, \quad (1)$$

$$\rho(\nabla V)V = -\nabla p + \nabla[\nabla(\mu_{\text{эф}}V)] + S_F, \quad (2)$$

$$\rho(\nabla V)k = \nabla[(\mu_{\text{эф}} / \sigma_k) \nabla k] + S_k, \quad (3)$$

$$\rho(\nabla V)\varepsilon = \nabla[(\mu_{\text{эф}} / \sigma_\varepsilon) \nabla \varepsilon] + S_\varepsilon, \quad (4)$$

где V – скорость газа;

ρ – плотность газа;

p – давление;

$\mu_{\text{эф}}$ – коэффициент эффективной вязкости;

k – кинетическая энергия турбулентности;

$\sigma_k=1,0$ и $\sigma_\varepsilon=1,22$ – эмпирические коэффициенты;

ε – скорость диссипации кинетической энергии турбулентности;

S_k и S_ε – источниковые члены, определяемые выражениями

$$S_k = G - C_D \rho \varepsilon, \quad (5)$$

$$S_\varepsilon = C_1 \frac{\varepsilon}{k} G - C_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{k}, \quad (6)$$

где $C_D = 1,00$, $C_1 = 1,44$, $C_2 = 1,92$ – эмпирические коэффициенты;

G – член, характеризующий генерацию кинетической энергии турбулентности, обусловленную градиентами осредненных скоростей.

$$G = \mu_T \frac{\partial \tilde{v}_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial \tilde{v}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{v}_j}{\partial x_i} \right). \quad (7)$$

В уравнениях (2)-(4) $\mu_{\text{эф}} = \mu + \mu_T$ – коэффици-

ент эффективной вязкости,

где μ – коэффициент динамической вязкости газовой смеси;

$\mu_T = C_\mu \rho k^2 / \varepsilon$ – коэффициент турбулентной вязкости ($C_\mu = 0,09$ – эмпирический коэффициент).

Источниковый член S_F в уравнении сохранения импульса (2) включает обмен импульсом между непрерывной и дисперсной фазой.

Движение дисперсной фазы (частиц угля) рассматривается в лагранжевом описании. Весь диапазон начальных размеров частиц делится на конечное число дискретных интервалов; каждый из них представляется средним диаметром, для которого выполняется траекторный расчет. При этом каждая моделируемая частица – это "пакет" частиц с одинаковыми траекториями. Распределение частиц по размерам описывается формулой Розина-Раммлера

$$Y_d = e^{-(d/\bar{d})^n}, \quad (8)$$

где Y_d – массовая доля частиц с диаметром, большим d ;

\bar{d} – константа размера;

n – параметр распределения.

Траектории частиц моделируются путем интегрирования уравнения баланса сил, действующих на частицу, которое уравнивает инерцию частицы с силой аэродинамического сопротивления

$$m_p \frac{d\vec{u}_p}{dt} = 0,5 C_R S_p \rho |\vec{v} - \vec{u}_p| (\vec{v} - \vec{u}_p) \quad (9)$$

Здесь $m_p = \rho_p \pi d_p^2 / 6$ – масса частицы,

ρ_p – плотность частицы,

\vec{u}_p – скорость частицы,

$S_p = 0,25 \pi d_p^2$ – площадь миделевого сечения

частицы,

d_p – диаметр частицы,

ρ – плотность газа,

\vec{v} – скорость газа.

Коэффициент аэродинамического сопротивления частицы C_R рассчитывается по эмпирической зависимости для одиночной сферы.

Во время расчета траекторий частиц отслеживается импульс, приобретаемый или теряемый пото-

ком частиц, следующих вдоль данной траектории. Затем эти значения включаются в расчет непрерывной фазы. Таким образом, учитывается обратное влияние дискретной фазы на континуум. Это двухстороннее взаимодействие учитывается поочередным решением уравнений дисперсной и непрерывной фаз до тех пор, пока решения обеих фаз не установятся.

На границах расчетной области задаются следующие граничные условия непрерывной фазы: на входных границах задаются значения независимых переменных; на стенках задаются условия прилипания; на выходной границе принимаются "мягкие" граничные условия. Для описания турбулентного пограничного слоя используются функции стенки.

При моделировании дискретной фазы задаются начальные условия для каждого "пакета" частиц: положение частицы (координаты x_i); ее скорость (компоненты $\vec{u}_{p i}$); диаметр; массовый расход частиц, следующих вдоль траектории. Предполагается, что при столкновении со стенкой частица упруго отражается от нее.

Метод численного решения

Дискретизация исходных дифференциальных уравнений в частных производных (1)-(4) производится методом конечных объемов с применением схемы второго порядка точности для аппроксимации конвективных членов. Решение, получающихся в результате систем линейных алгебраических уравнений, выполняется методом Гаусса-Зейделя с использованием алгоритма SIMPLE [5]. Ин-

тегрирование системы обыкновенных дифференциальных уравнений (9) осуществляется методом Рунге-Кутты второго порядка с переменным шагом по времени.

Решение отыскивалось в осесимметричной расчетной области, изображенной на рис. 2 и рис. 4, дополненной успокоительным участком протяженностью шесть калибров. Расчетная область покрывалась неравномерной расчетной сеткой, включавшей около 30 тысяч контрольных ячеек.

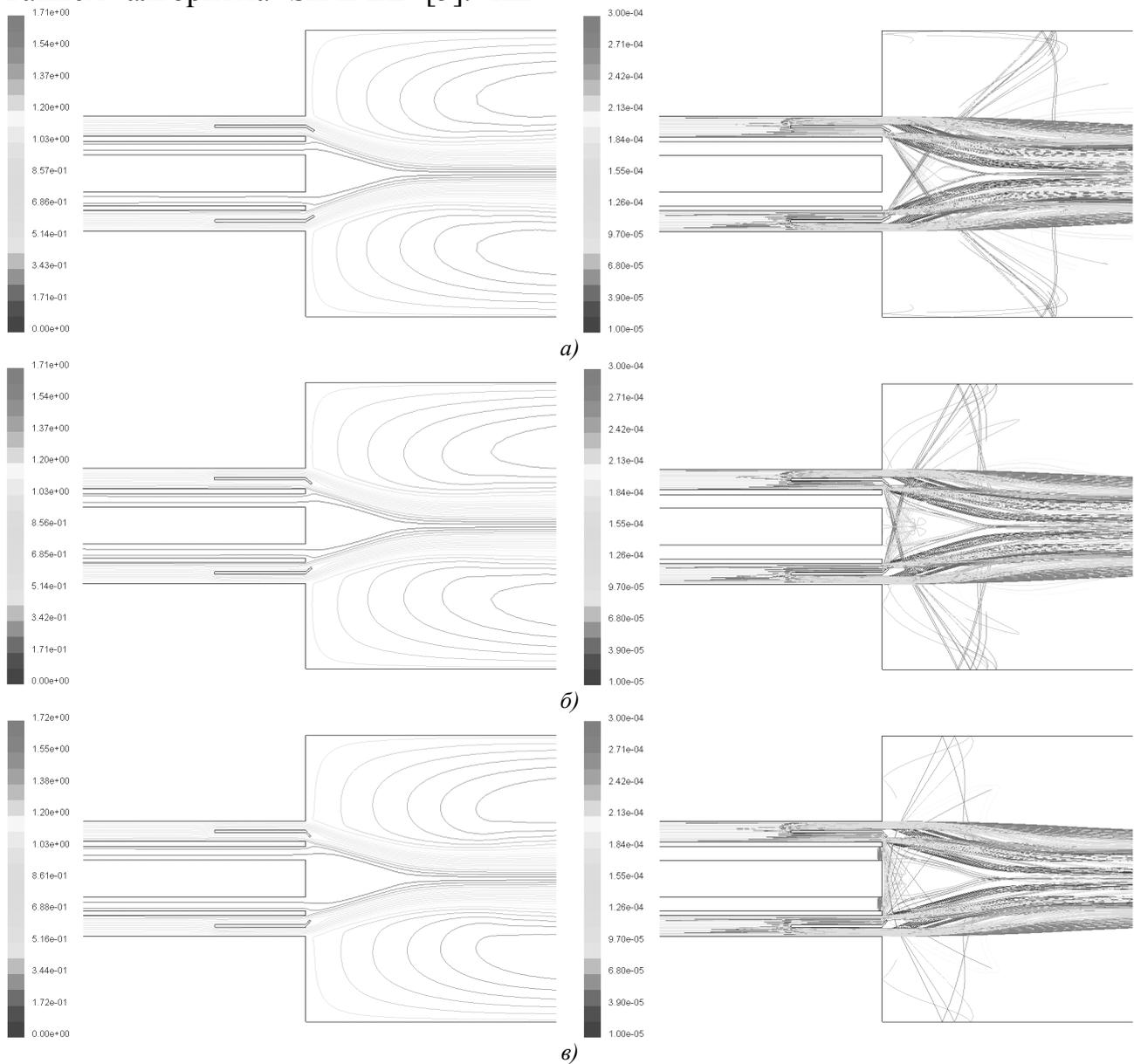


Рис. 2. Структура течения пылеугольной аэросмеси в горелочном устройстве при

$\alpha_0 = 25^\circ$ (а), $\alpha_0 = 45^\circ$ (б) и $\alpha_0 = 55^\circ$ (в): слева – линии тока воздуха, раскрашенные в соответствии со значением функции тока, кг/с; справа – траектории угольных частиц, раскрашенные в соответствии со значением диаметра, м.

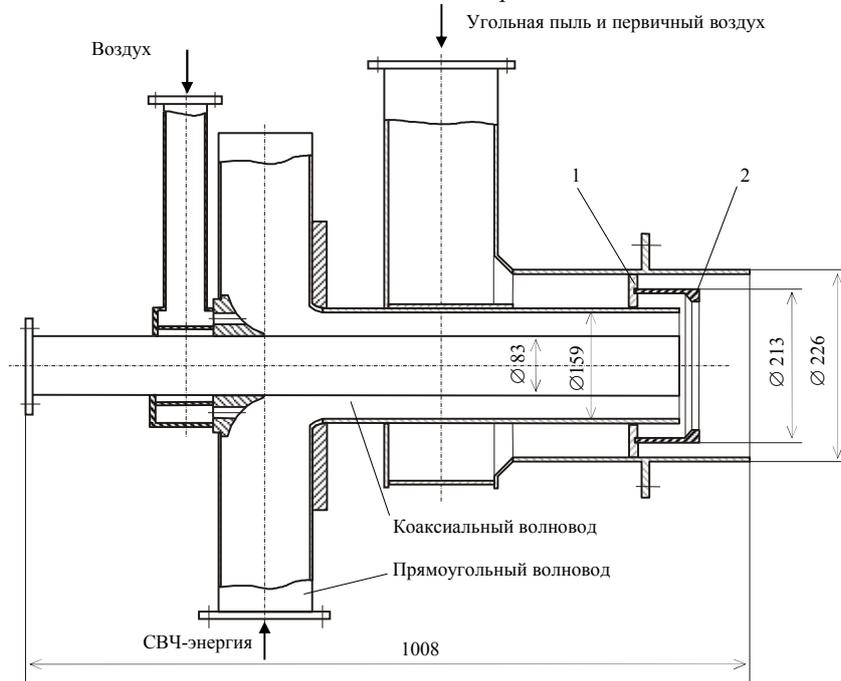


Рис. 3. Эскиз прототипа промышленного образца горелочного устройства

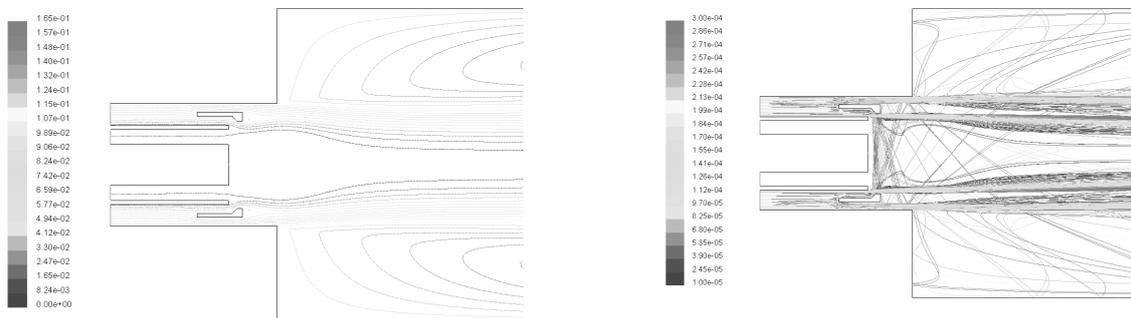


Рис. 4. Структура течения пылеугольной аэросмеси в прототипе промышленного образца горелочного устройства: слева – линии тока воздуха, раскрашенные в соответствии со значением функции тока, кг/с; справа – траектории угольных частиц, раскрашенные в соответствии со значением диаметра, м

Исходные данные расчетов

Численное моделирование течения пылеугольной аэросмеси проведено для трех вариантов конструкции горелочного устройства, различающихся значениями угла отклонения выходной кромки дефлектора: 25, 45 и 55 градусов, а также для спроектированного на основе анализа результатов численного исследования прототипа промышленного образца горелочного устройства (рис. 3).

Для всех вариантов в качестве топлива исполь-

зовался бурый уголь ($\rho_p = 1250 \text{ кг/м}^3$) следующего помола ($d_{\min} = 10 \text{ мкм}$, $d_{\max} = 300 \text{ мкм}$; $\bar{d} = 120 \text{ мкм}$, $n = 0,8$). Количество представительных частиц выбиралось равным 10. Начальное положение частиц определялось координатами центров граней расчетных ячеек, описывающих входные отверстия. Начальная скорость частиц полагалась равной скорости воздуха, истекающего из входных отверстий. Массовый расход угольной пыли $G_T = 0,16 \text{ кг/с}$. Массовый расход воздуха в горелочное устройство $G_B = 0,67 \text{ кг/с}$,

давление воздуха на входе в горелочное устройство $p_v^* = 1 \cdot 10^5$ Па, температура воздуха $T_v^* = 300$ К.

Результаты вариантных расчетов и их анализ

Результаты расчетов трех вариантов конструкции горелочного устройства, различающихся значениями угла наклона выходной кромки дефлектора α_d , представлены на рис. 2. Из рисунка видно, что во всех вариантах горелочного устройства траектории угольных частиц в основном близки к линиям тока воздуха, за исключением тех частиц, которые сталкиваются с поверхностью задней кромки дефлектора. Последние, отразившись от поверхности дефлектора, существенно изменяют свои траектории, приближаясь к зоне разрядного промежутка. Крупные частицы между столкновениями со стенками движутся по траекториям, близким к прямолинейным. Мелкие частицы увлекаются потоком воздуха тем в большей степени, чем меньше их диаметр. Угол наклона концевой кромки дефлектора α_d практически не влияет на общую картину течения воздуха, но оказывает сильное влияние на траектории отразившихся от дефлектора частиц. С увеличением угла α_d концентрация угольных частиц вблизи разрядного объема возрастает. При $\alpha_d = 55^\circ$ наиболее крупные частицы, отраженные дефлектором, достигают торцевой поверхности центрального электрода и, многократно отражаясь от стенок, проникают в воздушный канал первого контура. Это может приводить к повышенному эрозионному износу и подгоранию торца центрального электрода.

Разработка оптимального конструктивного решения

С учетом результатов численного исследования течения пылеугольной аэросмеси был спроектирован прототип промышленного образца пылеугольной горелки с СВЧ-плазмотроном, эскиз которого пред-

ставлен на рис. 3. Монтируемый на радиальных стойках 1 дефлектор 2 выполнен с максимальным углом наклона концевой кромки $\alpha_d = 55^\circ$. Для уменьшения риска эрозионного износа и подгорания центрального электрода отражающая поверхность задней кромки дефлектора смещена относительно торца центрального электрода на 5 мм вниз по потоку. С целью увеличения долговечности в условиях эрозионного износа и воздействия высоких температур кромка дефлектора выполнена массивной.

Заключение

Результаты численного моделирования структуры течения пылеугольной аэросмеси в прототипе промышленного образца горелочного устройства, представленные на рис. 4, подтверждают правильность принятых конструктивных решений. Как видно из рис.4, угольные частицы, отразившиеся от задней кромки дефлектора, формируют повышенную концентрацию угольной пыли вблизи СВЧ-разряда и в то же время не достигают торцевой поверхности центрального электрода.

Дальнейшие работы, связанные с созданием СВЧ-плазменных горелок для угольных ТЭС, будут базироваться на численном исследовании взаимодействия СВЧ-плазмы с газодинамической структурой потоков угольной пыли и физическом моделировании процессов на экспериментальных установках.

Список литературы:

1. Современное состояние угольных электростанций Украины и перспективы их развития / Ю.П. Корчевый, А.Ю. Майстренко, А.К. Шидловский, С.В. Яцкевич // Экотехнологии и ресурсо-сбережение. – 1996. – № 3. – С. 3 – 8;
2. Исследование СВЧ-плазменной технологии поджига низкосортных углей на экспериментальной установке / Д.М. Ваврич, П.М. Канило, В.И. Казанцев, Н.И. Расюк // Совершенствование турбоустановок методами математического и фи-

зического моделирования: *Тр. Междунар. науч.-техн. конф.* – Харьков: ИПМаш НАНУ, 2003. – С. 265 – 269. 3. Дресвин С.В., Бобров А.А., Лелевкин В.М. ВЧ- и СВЧ-плазмотроны // *Низкотемпературная плазма.* – Т. 6. – Новосибирск: Наука. Сиб. отд-ние, 1992. – 319 с. 4. Кроу. Численные модели течений газа с небольшим содержанием частиц // *Теорет. основы*

инж. расчетов. – 1982. – № 32. – С. 114 – 122. 5. Vandoormaal J.P., Raithby G.D. Enhancements of the SIMPLE Method for Predicting Incompressible Fluid Flows // *Numer. Heat Transfer.* – 1984. – No. 7. – P. 147 – 163.

УДК 621.436

Д.Д. Матиевский, канд. техн. наук, А.Е. Свистула д-р техн. наук

ВЛИЯНИЕ СТЕПЕНИ ЭФФЕКТИВНОГО ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ВОЗДУШНОГО ЗАРЯДА ЦИЛИНДРА ДИЗЕЛЯ НА САЖЕВЫДЕЛЕНИЕ И ИНДИКАТОРНЫЙ КПД

Введение

В цилиндре дизеля в результате струйного смешения образуется крайне неоднородный состав смеси, а диффузионное сгорание неоднородной смеси всегда сопровождается интенсивным сажевыделением. Основная причина этого явления заключается в реальном существовании локальных физических условий для протекания реакций высокотемпературного пиролиза углеводородов топлива. Несгоревшая в цилиндре дизеля сажа представляет собой так называемый механический недожог топлива и входит составной частью в понятие теплоты сгорания. Основная масса сажи выгорает на линии расширения несвоевременно, отчего выделившаяся теплота используется малоэффективно, с низким КПД. Одновременно, в результате высокой излучательной способности сажи значительно возрастают потери энергии в виде лучистой теплоты. Кроме этого, некоторая доля теплоты, выделившейся при сгорании сажи, отводится и конвективным путем. Таким образом, как было показано в работе [4], можно предпо-

ложить, что участие сажи в рабочем цикле оказывает влияние на индикаторный КПД через неполноту и несвоевременность сгорания, радиационный и конвективный теплообмен.

Методика исследования

Для проведения математического прогнозирования влияния переменности состава топливно-воздушной смеси в зоне горения на сажевыделение, параметры рабочего цикла и индикаторный КПД цикла дизеля надо знать: изменение состава топливно-воздушной смеси в зоне горения $\alpha_r = \psi(\varphi)$, характеристику тепловыделения $x = f(\varphi)$.

Из существующих методик учета состава топливно-воздушной смеси в зоне горения наибольший интерес представляет методика Н.Ф. Разлейцева, доведенная до численного решения, отличающаяся простотой и позволяющая учесть зависимость коэффициента выгорания $x(\varphi)$ от коэффициента $\alpha_r(\varphi)$ или введенного понятия степени использования воздушного заряда ξ_v [1].

$$\alpha_r(\varphi) = \alpha \xi_v / x. \quad (1)$$

Здесь величина $\xi_b = f(\bar{\varphi}_z)$ однозначно устанавливает связь между значением коэффициента избытка воздуха в зоне горения $\alpha_i(\varphi)$ и характеристикой выгорания топлива $x(\varphi)$ и отражает степень эффективного использования воздушного заряда цилиндра.

Для оценки влияния сажи на формирование индикаторного КПД η_i цикла воспользуемся методикой [2, 4]. Комплексный анализ влияния сажи на η_i оценим через изменение всех статей неиспользования теплоты в цикле согласно уравнению:

$$\delta_i^{сж} = \chi_{выг}^{сж} - (\delta_э^{сж} + \delta_{нс}^{сж} + \delta_k^{сж} + \delta_{вр}^{сж} + \delta_{вк}^{сж} + \delta_{ни}^{сж}), \quad (2)$$

где $\delta_i^{сж}$ - коэффициент использования теплоты, выделенной в результате выгорания сажистых частиц;
 $\chi_{выг}^{сж}$ - доля теплоты, выделившейся в цикле при выгорании сажи;

коэффициенты неиспользования теплоты:

$\delta_э^{сж}$ - в эталонном цикле,

$\delta_{нс}^{сж}$ - вследствие несвоевременности подвода теплоты,

$\delta_k^{сж}$ - вследствие изменения теплоемкости рабочего тела,

$\delta_{вр}^{сж}$ - вследствие наличия радиационного теплообмена от излучения сажистых частиц,

$\delta_{вк}^{сж}$ - вследствие наличия конвективного теплообмена,

$\delta_{ни}^{сж}$ - вследствие неполноты сгорания сажи.

Наибольшее значение в негативном влиянии на индикаторный КПД сажа оказывает через несвоевременность сгорания - коэффициент $\delta_{нс}^{сж}$. Учитывая отмеченные обстоятельства, в рамках данной работы ограничимся проведением прогноза влияния сажи на экономичность цикла только через изменение несвоевременности выгорания сажи $\delta_{нс}^{сж}$, неполноты $\delta_{ни}^{сж}$ и радиационного теплообмена $\delta_{вр}^{сж}$, имея в виду, что не учет конвективной составляющей теплообмена от выгорания сажи приведет к некоторому занижению полученной количественной оценки влияния сажи на индикаторный КПД рабоче-

го цикла.

Для расчета $\delta_{ни}^{сж}$ достаточно знать зависимость коэффициента выделения теплоты от выгорания сажи $\chi_{выг}^{сж}$.

Определенный интерес представляет накопление данных по эффективности использования теплоты выгоревшей сажи, которая может быть найдена по формуле

$$\eta_i^{сж} = \frac{\delta_i^{сж}}{\chi_{выг}^{сж}}, \quad (3)$$

где $\chi_{выг}^{сж}$ - доля теплоты, выделившейся в цикле при выгорании сажи;

$\delta_i^{сж}$ - полезное использование теплоты выгоревшей сажи.

2. Результаты прогнозирования содержания сажи в цилиндре дизеля и эффективности ее выгорания

Исследования проводились на математической модели процесса результирующего сажевыделения [3], модели расчета рабочего цикла, дополненной методикой анализа индикаторного КПД с учетом влияния на η_i сажевыделения [4].

Характеристику тепловыделения будем рассматривать как сумму двух слагаемых

$$x = x_{мс} + x_c. \quad (4)$$

Величина x_c характеризует теплоту выгорания сажи, а $x_{мс} = x - x_c$ - всю остальную теплоту.

Характер протекания кривой $\xi_b(\varphi)$ определяется координатами ее минимума $\bar{\varphi}_{z0} = 0,33$ и $\xi_{b0} = 0,2...0,8$.

На рис. 1 приведена зависимость содержания сажи в цилиндре от эффективности использования воздушного заряда с учетом влияния последней на характеристику выгорания топлива. Из рисунка видно что, чем более однородная смесь образуется в процессе горения, тем круче протекает кривая $x=f(\varphi)$, тем меньше содержание сажи в цилиндре, тем раньше процесс выгорания сажи по скорости начинает

опережать процесс ее образования. При $\xi_{в} = 1$, что возможно только теоретически, содержание сажи в цилиндре минимально. Количество теплоты, выделившееся при выгорании сажи, составляет при $\xi_{во} = 0,2 - 1$ соответственно $x_c = 9 - 19\%$ от теплоты, подведенной с топливом, причем меньшей величине $\xi_{в}$ соответствует большее значение x_c .

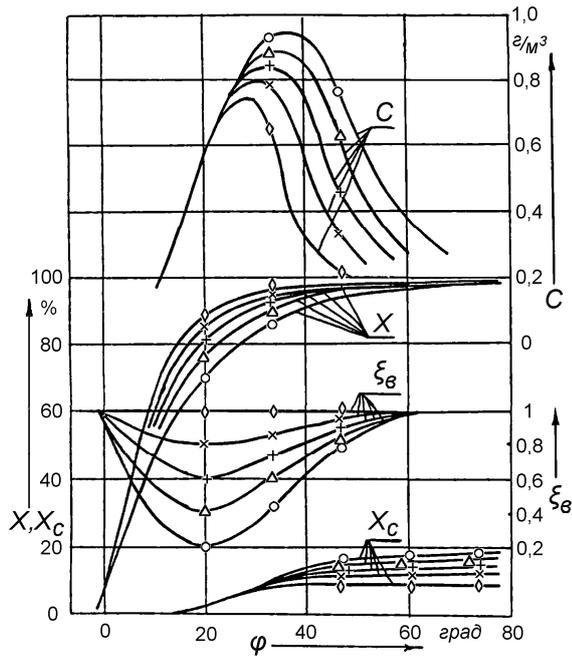


Рис. 1. Влияние функции $\xi_{в}(\varphi)$ на характеристики выгорания топлива и содержание сажи
 ◆ - $\xi_{во}=1,0$; × - $\xi_{во}=0,8$; + - $\xi_{во}=0,6$; Δ - $\xi_{во}=0,4$;
 ○ - $\xi_{во}=0,2$.

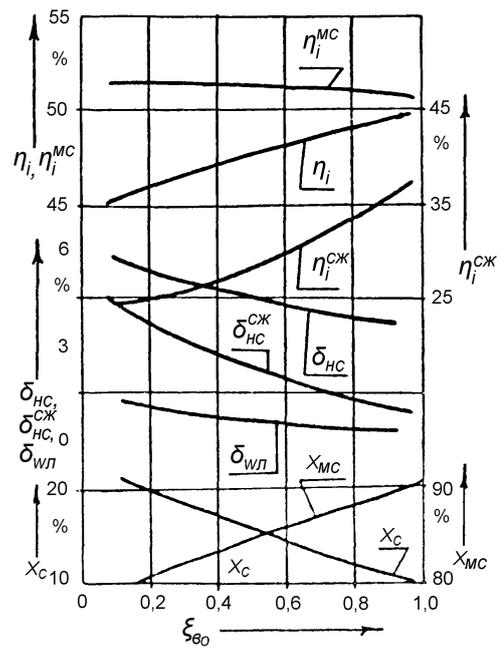


Рис. 2. Зависимость параметров тепловыделения, эффективности использования теплоты в цикле, индикаторного КПД от эффективности использования воздушного заряда цилиндра

Представляет определенный интерес связь характера сажевыделения в цилиндре и индикаторного КПД цикла. Как отмечалось выше и в [4], основная масса сажи сгорает на линии расширения и при этом имеет большую излучательную способность, т.е. имеет значительные потери теплоты вследствие несвоевременности сгорания и радиационного теплообмена. На рис. 2 показано изменение индикаторного КПД η_i , названных составляющих неиспользования теплоты $\delta_{нс}^{сж}$, $\delta_{нс}$, $\delta_{вр}^{сж}$, коэффициентов использования теплоты выгорающей сажи x_c и остальной теплоты $x_{мс}$, подсчитываемых по формулам:

$$\eta_i^{сж} = \delta_i^{сж} / x_c; \quad \eta_i^{MC} = \delta_i^{MC} / x_{мс}, \quad (5)$$

представляющих отношение полезно используемой теплоты к подведенной в результате развития соответствующего процесса в зависимости от степени эффективности использования воздушного заряда цилиндра.

Из рис. 2 видно, что с увеличением подвода теплоты через выгорание сажи x_c (при снижении величины $\xi_{во}$), индикаторный КПД η_i уменьшается, а неиспользование теплоты вследствие несвоевременности $\delta_{нс}$ зна-

чительно возрастает, причем изменение величины δ_{nc} достигает 60 % от общего уменьшения η_i . С увеличением x_c возрастает доля неиспользования теплоты, связанная с несвоевременностью выгорания сажи $\delta_{nc}^{сж}$, в общем значении δ_{nc} , и, уже при x_c равном 0,20, $\delta_{nc}^{сж}$ составляет более 70 % от δ_{nc} . Доля неиспользования теплоты вследствие радиационного теплообмена $\delta_{вр}^{сж}$ также резко возрастает при увеличении x_c . С возрастанием $\xi_{во}$ при улучшении качества процесса увеличение КПД η_i связано как с ростом $\eta_i^{сж}$, так и с уменьшением

x_c на величину Δx_c , на которую автоматически возрастает $x_{мс}$, вводимая в цикл с большей скоростью при меньшей продолжительности, а соответственно и с большим КПД ($\eta_i^{сж} = 0,51$).

Ниже в табл. 1 приведены результаты полной раскладки потерь теплоты, связанные с наличием и выгоранием сажистых частиц в цилиндре дизеля для $\xi_{во} = 0,4$ и теоретически возможного рабочего процесса с $\xi_{во} = 1$.

Таблица 1. Результаты полной раскладки потерь теплоты

	x_c %	δ_c^c ж, %	δ_n $\delta_c^{сж}$, %	δ_k^c ж, %	δ_w $\delta_w^{сж}$, %	δ_w $\delta_w^{сж}$, %	δ_n $\delta_n^{сж}$, %	$\Sigma\delta$ $\delta^{сж}$, %	δ_i^c ж, %	η_i^c ж
$\xi_{во} = 0,4$	17,3	5,6	2,6	2,3	0,8	0,8	0,6	12,7	4,6	0,27
$\xi_{во} = 1$	9,4	3,0	0,7	1,24	0,2	0,4	0,3	5,84	3,56	0,38

Из таблицы видно, что при увеличении $\xi_{во}$ все коэффициенты неиспользования теплоты уменьшаются примерно пропорционально снижению x_c , однако, коэффициенты потерь от несвоевременности выгорания сажи $\delta_{nc}^{сж}$ и радиационного теплообмена $\delta_{вр}^{сж}$, уменьшаются примерно в 4 раза. В общей сложности неиспользование теплоты равно 12,7 - 5,84 = 6,86 %, а снижение суммы $\Delta\delta_{nc}^{сж} + \Delta\delta_{вр}^{сж} = 2,5\%$, что составляет почти 40 %.

Выводы

1. При проведении математического моделирования влияния степени использования воздушного заряда цилиндра на процесс сажевыделения необходимо задавать взаимосвязанное изменение функций $x(\varphi)$, $\xi_{во}(\varphi)$ и $\sigma(\varphi)$, в противном случае анализ будет неполным и неточным. 2. Показано, что при увеличении степени использования воздушного заряда цилиндра (рост коэффициента $\xi_{во}$ с 0,2 до 1), максималь-

ное содержание сажи в цикле C_{max} снижается более чем на 20 %, а на выхлопе C_T – на 30-40 %. 3. Количество теплоты, выделившейся от выгорания сажи x_c , достигает величины 25 %, зависит от качества организации рабочего процесса и уменьшается до 9 % с увеличением коэффициента $\xi_{во}$; КПД использования теплоты выгорания сажи изменяется в диапазоне $\eta_i^{сж} = 0,25...0,40$, возрастает с увеличением коэффициента $\xi_{во}$ и уменьшением теплоты выгорания сажи. 4. Анализом индикаторного КПД вскрыты причины его изменения и установлено существование потенциальной возможности его увеличения на 6...8 % за счет снижения всех составляющих неиспользования теплоты в цикле и главным образом за счет уменьшения несвоевременности выгорания сажи $\delta_{nc}^{сж}$ и потерь от радиационного теплообмена $\delta_{вр}^{сж}$.

Список литературы

1. Разлейцев Н.Ф. Моделирование и оптимизация процесса сгорания в дизелях. – Харьков: Виш. шк., 1980. – 169 с. 2. Матиевский Д.Д. Анализ экономичности использования тепла в расчетном цикле ДВС // Изв. вузов. Машиностроение. – 1981. – № 8. – С. 71 – 74. 3. Батулин С.А. Физические основы и математическое моделирование процессов результирующего сажевыделения и теплового излучения в дизелях.

Дисс.... докт. техн. наук. – Л., 1982. – 357 с. 4. Матиевский Д.Д., Дудкин В.И., Батулин С.А. Участие сажи в рабочем цикле дизеля и индикаторный КПД // Двигателестроение. – 1983. – №3. – С. 54 – 56. 5. Матиевский Д.Д. Метод анализа индикаторного КПД рабочего цикла двигателя // Двигателестроение. – 1984. – № 8. – С. 7 – 11.

УДК 621.436.068

Ю.И. Шеховцов, инж., Л.С. Заиграев, канд. техн. наук

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕРМОКАТАЛИТИЧЕСКОЙ РЕГЕНЕРАЦИИ САЖЕВОГО ФИЛЬТРА ДИЗЕЛЕЙ

Введение

Сегодня чрезвычайно остро стоит проблема загрязнения окружающей среды вредными и токсичными веществами, выбрасываемые с отработавшими газами (ОГ) двигателей внутреннего сгорания, в частности с дизелями, одним из недостатков которых является увеличенный выброс в окружающую среду твердых частиц (ТЧ).

Современное экологическое законодательство предъявляет высокие требования к выбросам ТЧ с ОГ дизелей: 0,02 г/(кВт·ч) (Еуро IV). Выполнение этих требований возможно с установлением в систему выпуска дизеля сажевого фильтра (СФ). Надежная работа фильтра невозможна без своевременной регенерации его фильтрующего элемента (ФЭ). Это определяет актуальность исследования и развития систем регенерации СФ дизелей [1–3].

Формулирование проблемы

Регенерация современных СФ дизелей базируется на термokatалитическом выгорании углеродной

части ТЧ (сажи), накопленной в ФЭ. Развитие технологий регенерации СФ дизелей направлено на экспериментальное исследование каталитических систем выгорания сажи, и расчетно-теоретическое исследование процесса регенерации ФЭ и влияние на него режимных параметров дизеля [1–3].

Экспериментальные исследования требуют значительных временных и материальных затрат и исследовать таким образом все возможные условия эксплуатации становится не рационально.

Расчетно-модельные исследования позволяют выявить факторы, влияющие на процесс регенерации. Это очень важно для выбора стратегии регенерации при заданных условиях эксплуатации дизеля, которая позволяет согласовывать эксплуатационные характеристики СФ и дизеля.

В зависимости режима работы дизеля регенерация может протекать самопроизвольно – авторегенерация: расход и температура ОГ, концентрация кислорода достаточны для выгорания сажи, и принудительно, когда используются методы воздействия

на рабочий процесс дизеля или специальные устройства, повышающие температуру газов.

Теоретические исследования крайне мало раскрывают влияние режимных параметров дизеля на выгорание сажи, в частности концентрации кислорода, расхода и температуры ОГ.

Целью работы является расчетно-теоретического исследование термодинамической регенерации СФ на основе математической модели выгорания сажи в зернистом слое ФЭ, опубликованной в работе [3].

Разработанная математическая модель выгорания сажи в слое ФЭ учитывает явление нестационарного переноса теплоты в ФЭ, химизм и кинетику термического и термодинамического выгорания накопленной сажи.

Результаты расчетно-теоретического исследования регенерации

Термическое воспламенение и выгорание сажи в структуре ФЭ происходит за счет остаточного кислорода, содержащегося в ОГ дизельного двигателя, при достижении температуры 550...600 °С. Температурный режим надежной термодинамической регенерации составляет 300...400 °С. Длительная работа дизеля на режимах частичной нагрузки не способствует выгоранию накопленной сажи в фильтре. Регенерация ФЭ не происходит вследствие низких температур ОГ, однако концентрация кислорода находится на достаточном уровне.

На процесс регенерации СФ влияет не только температура и концентрация кислорода в ОГ. Существенно на выгорание сажи будет оказывать количество ОГ, определяемое режимом работы двигателя или регенеративного устройства. Расход ОГ дизеля, во-первых, непосредственно влияет на мощность, затрачиваемую на прогрев ФЭ газами, в случае принудительной регенерации фильтра. Во вторых, высокая концентрация кислорода в газах не является га-

рантией надежной регенерации ФЭ фильтра, когда расход газов небольшой.

Принудительная регенерация предполагает организацию благоприятных условий для выгорания сажи в слое СФ и может осуществляться при участии двигателя или без него.

Основной задачей для принудительной регенерации является создание простого регенеративного устройства с минимальной энергоемкостью, согласующейся с мощностью двигателя. На первый план выступают затраты энергии на регенерацию, зависящие от количества прогреваемых газов. Результаты моделирования выгорания сажи в ФЭ в зависимости от расхода воздуха для определенной продолжительности регенерации (τ) и температуры газов (T) приведены на рис. 1.

Результаты расчетных исследований представлены для фильтра с ФЭ объемом 5,2 л. ФЭ представляет собой зернистый слой глинозема со средним размером 4,5 мм. Количество сажи распределяется следующим образом, с катализатором взаимодействует 22,5 г, а в слое находится 27,5 г.

В области малых расходов выгорание зависит от количества воздуха, попадающего в ФЭ. С увеличением расхода воздуха растет степень регенерации, достигая максимума. Экстремальность кривых на рис. 1.а можно объяснить влиянием теплообмена. Рост степени регенерации при малых расходах объясняется ростом температуры слоя и воздуха.

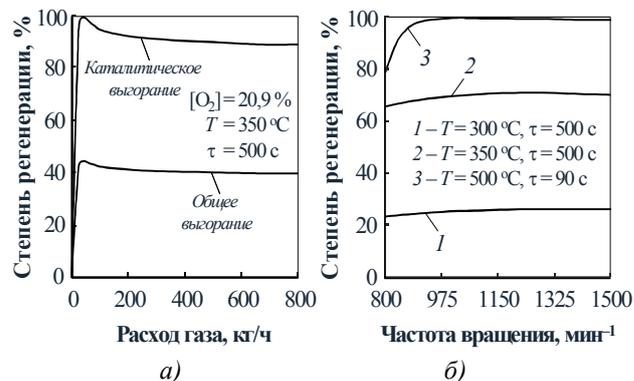


Рис. 1. Влияние расхода газа и концентрации кислорода на степень регенерации:

а – принудительная регенерация вторичным воздухом; б – полнопоточная регенерация в диапазоне режимов работы дизеля 6Ч 12/14

В области больших расходов количество теплоты, выделяемой при сгорании сажи, не приводит к значительному увеличению температуры воздуха и слоя ФЭ, даже при увеличении скорости выгорания за счет достаточности кислорода. Температура слоя приближается к температуре прогретого воздуха, и степень регенерации асимптотически приближается к постоянному значению для данных условий.

Для полнопоточной и авторегенерации значения приобретают характеристики ОГ, зависящие от условий эксплуатации двигателя. На рис. 1.б представлена зависимость степени регенерации от частоты вращения коленчатого вала дизеля 6Ч 12/14.

При температуре ОГ 300 °С степень регенерации во всем диапазоне частот вращения коленчатого вала мала. На этих режимах сажа выгорает на каталитической поверхности, температура ОГ и в слое ФЭ почти не повышается. За 500 секунд выгорает 23...25 % сажи, соприкасающейся с катализатором. Тем не менее, небольшая степень регенерации обеспечивает скорость выгорания сажи намного больше по сравнению со скоростью накопления ее в слое. Поэтому, в случае довольно частых периодов работы дизеля на таких режимах в течение 5...10 минут, СФ не нужна принудительная регенерация.

При 350 °С сажа интенсивно выгорает на каталитическом покрытии с концентрацией кислорода 9,9...11,4 %. Длительная работа двигателя на таких режимах обеспечит работу фильтра без существенной его загрузки и режим авторегенерации ФЭ. В таком режиме работы СФ не требуются затраты дополнительной мощности для принудительной регенерации, что улучшает экономичность дизеля, обо-

рудованного системой улавливания ТЧ.

На режимах полного нагружения дизеля 6Ч 12/14 температура ОГ может достигать 500 °С, что с запасом перекрывает диапазон каталитического воспламенения сажи для различных катализаторов. Хотя на режимах повышенной нагрузки концентрации кислорода ниже, чем на режимах частичной нагрузки, скорость выгорания очень велика. Высокая скорость выгорания способствует быстрому прогреву слоя ФЭ и ОГ до температур 600...650 °С.

Процесс термокаталитической регенерации СФ на режимах полного нагружения протекает интенсивно: за 90 секунд выгорает 80...99 % сажи на катализаторе. Кратковременные нагрузки на двигатель в течение 2...3 минут позволяют наиболее полно регенерировать ФЭ. Опасным для таких процессов является длительная работа дизеля на режимах частичных нагрузок и холостого хода, приводящая к значительному накоплению сажи в слое, что при регенерации способствует возникновению значительных перепадов температур, разрушению материала ФЭ и изменению свойств катализатора.

Заключение

Дальнейшие расчетно-теоретические исследования процесса термokatалитической регенерации необходимо направить на оптимизацию условий протекания принудительной регенерации с учетом таких факторов, как концентрация кислорода, расход газов, масса накопленной сажи и теплофизические свойства фильтрующего материала. Такие исследования позволят минимизировать затраты мощности на прогрев ОГ и ФЭ с учетом обеспечения термической стойкости материала фильтра.

Исследования процесса термokatалитической регенерации ФЭ дизельного СФ на базе математической модели выгорания сажи в слое ФЭ с одной стороны раскрывают влияние характеристик дизеля на степень регенерации, с другой – результаты модель-

ных исследований позволяют прогнозировать поведение фильтра в реальных условиях эксплуатации двигателя.

Список литературы

1. Johnson T. V. Diesel Emission Control in Review // SAE Techn. Pap. Ser. – 2000. – № 2000-01-0184. – P. 23 – 39.
2. Particulate Trap Selection for Retrofitting Vehicle Fleets Based on Representative Exhaust Temperature Profiles / A. Mayer, P. Nothiger, R. Zbinden, R. Evequoz // SAE Techn. Pap. Ser. – 2001. – № 2001-01-0187. – P. 65 – 77.
3. Шеховцов Ю.И., Заиграев Л.С. Математическая модель выгорания твердых частиц в структуре дизельного сажевого фильтра // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2003. – № 7/42. – С. 16 – 19.

УДК 621.43.019.001

В.В. Душко, инж.

РАСЧЕТНЫЙ МЕТОД ОЦЕНКИ ПЕРИОДА ЗАДЕРЖКИ САМОВОСПЛАМЕНЕНИЯ ТОПЛИВА В ЦИЛИНДРЕ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Предпламенные процессы в судовых дизелях занимают малый отрезок времени но, именно эти процессы оказывают существенное влияние на качество и динамику рабочего процесса. Период задержки воспламенения τ_i является параметром, позволяющим косвенно определять токсичность и экономичность двигателя.

В настоящее время измерительная техника позволяет получить довольно точные значения параметров рабочего процесса дизеля, в том числе и по периоду задержки воспламенения. Разработка же математической модели для расчета этого параметра яви-

лась бы удобным инструментом анализа влияния различных факторов (таких как качество распыливания топлива, его состав, параметры и качество топливо подготовки, а так же параметры воздушного заряда и пр.) на качество рабочего процесса с целью повышения экономичности и экологичности работы дизеля.

Данная проблема разработана многими исследователями, такими как Ищук Ю.Г. [1, 2], Семенов В.С. [3], Сомов В.А. [4, 5], Свиридов Ю.Б. [6] и др. Так, например, в работе Семенова решаются задачи обобщения опытных исследований, проведенных на реальных судовых двигателях. Используются такие

параметры как ход поршня, диаметр цилиндра, частота вращения коленчатого вала, угол опережения подачи топлива, температура и давление наддувочного воздуха. Во всех работах проведены разносторонние исследования данного вопроса и предложены разнообразные формулы для расчета τ_i . Недостатком большинства расчетных схем является узкий круг исходных параметров, влияющих на период задержки самовоспламенения топлива.

Предлагаемый метод расчета τ_i построен на физической основе влияния энергетического состояния воздушного заряда на воспламеняемость различных топлив, отличающихся по концентрации цетана, метанола, Н-Бутана, α -метилнафталина и др. Основной задачей данной модели был учет возможно большего количества факторов (в частности свойств топлива и качества топливоподготовки), влияющих на τ_i .

В модели на задержку воспламенения оказывают влияние: закономерность подачи топлива в цилиндр и его параметры при впрыске, энергетическое состояние воздушного заряда, смесеобразование и химическая стабильность топлива, связанная с превращением углеводородов, их способностью к распаду, преобразованию и окислению в предлагаемый период. Как следствие, τ_i есть функция многих переменных и не может быть описана одним уравнением.

В общем виде, исходя из диффузионной теории, продолжительность задержки воспламенения запишется уравнением [1, 6]:

$$\tau_i = \tau_\phi + \tau_x, \quad (1)$$

где τ_ϕ и τ_x – физическая и химическая составляющие задержки воспламенения.

В свою очередь, τ_ϕ состоит из двух слагаемых

$$\tau_\phi = \tau_{исп} + \tau_{см}, \quad (2)$$

где $\tau_{исп}$ и $\tau_{см}$ – продолжительность испарения и процесса смесеобразования.

По представлению Ю.Б. Свиридова [6] первые реакции окисления паров углеводородов должны

начинаться в богатых, не очень горячих зонах, а первый очаг воспламенения рождается в том стехиометрическом слое, где наибольшие температуры.

Эти условия записываются системой уравнений (3, 4).

$$\tau_\phi = l_\phi^2 / \int_0^{l_\phi} U_\phi dl_\phi, \quad (3)$$

где l_ϕ – длина топливного факела;

U_ϕ – распределение скоростей частиц в топливном факеле.

$$\tau_x = (const / p_0)^{n_m} e^{-\frac{E_a}{RT_s}}, \quad (4)$$

где n_m , const – показатели топлива;

p_0 – давление окружающей среды;

E_a – энергия активации топлива;

T_s – температура воздуха в цилиндре двигателя.

Анализируя особенности горения распыленных топлив, можно сделать вывод о том, что в условиях дизеля допустимо принимать цикл с мгновенным сгоранием подготовленной смеси, что позволяет [1] рекомендовать простые решения представленных уравнений (5, 6, 7 и 8):

$$\tau_{исп} = \frac{c_m d_k \rho_m (T_{кр} - T_o)}{3\alpha_o [2T_c - (T_o + T_{кр})]}, \quad (5)$$

$$\tau_{см} = 6,367 \cdot 10^7 \frac{\rho_v \rho_{np}^{см} \beta \Delta x^2}{T_{np}^{см} (\rho S)_{см}}, \quad (6)$$

$$\tau_x = 1,29 \cdot 10^2 v_{cx} \cdot z_i^{-\frac{1}{v}} \cdot e^{-\frac{E_a}{\Psi RT_c}}, \quad (7)$$

$$v_{cx} = -7,43 \cdot 10^{-6} \cdot (ЦЧ)^2 + 1,123 \cdot 10^{-3} \cdot (ЦЧ) + 20,75 \cdot 10^{-2}, \quad (8)$$

где c_t – теплоемкость топлива;

d_k – диаметр капли топлива;

$\rho_m, \rho_v, \rho_{np}^{см}$ – плотность топлива, воздуха в камере сгорания, приведенная плотность смеси паров топлива с воздухом, соответственно;

$(\rho S)_{см}$ – концентрационная плотность смеси воздуха с топливом;

$T_0, T_{кр}, T_c, T_{пр}^{см}$ – температуры: воздуха (начальная); критическая перед воспламенением топлива; сжатого воздуха в цилиндре; приведенная температура смеси топлива и воздуха;

α_0 – коэффициент теплопередачи от воздуха к капле топлива;

λ_v – коэффициент теплопроводности воздуха;

β – комплексный показатель;

$M_m, M_{см}$ – молекулярные массы топлива и смеси соответственно;

$p_{кр}^{см}, T_{кр}^{см}$ – критическое давление и температура топлива в смеси;

Δx – толщина поверхностного слоя топливной струи, в которой идет смешение топлива с воздухом;

z – число парных столкновений молекул кислорода с молекулами углеводородов;

ψ – переходный коэффициент от логарифмов к реальным скоростям химических реакций;

$v_{сх}$ – показатель скорости химических реакций, зависящий от физико-химических свойств топлива, определяемый по формуле (7);

ЦЧ – цетановое число.

Уравнения (5), (6) и (7) являются исходными для расчета продолжительности периода задержки воспламенения τ_i различных топлив в современных дизелях, но без учета продолжительности подачи топлива в цилиндр.

Изложенная методика в совокупности с современными вычислительными средствами предоставляет возможность, как оперативно оценивать влияние внешних факторов (характеристики топлива, наддувочного воздуха и пр.) на период задержки самовоспламенения топлива, так и определять оптимальные параметры работы дизеля. Уточнив данную модель для конкретных условий, появляется возможность анализировать взаимное влияние различ-

ных методов оптимизации рабочего процесса, таких как добавление воды в топливо (рис. 1) или повышение дисперсности топлива при его распыливании (рис. 2).

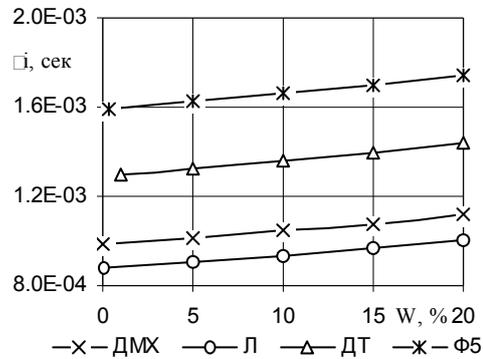


Рис. 1. Влияние содержания воды в топливе на период задержки самовоспламенения: ДМХ – дистиллятное топливо; Л – дизельное летнее топливо; ДТ – моторное топливо; Ф5 – мазут флотский

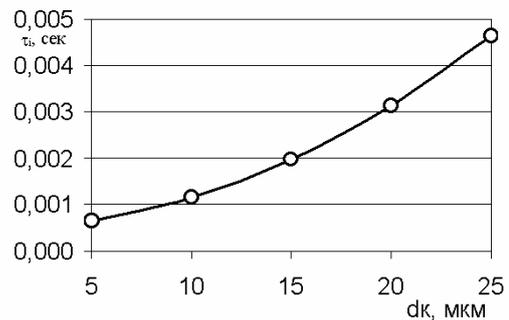


Рис. 2. Влияние дисперсности распыленного дизельного топлива на период задержки самовоспламенения

Расчеты проводились применительно к двигателю 6ДКРН 42/136 – 10 (аналог 6L42МС фирмы MAN B&W). Так при впрыске водотопливной эмульсии с содержанием воды до 20% период задержки возрастает в среднем на 9-12%. Возрастание τ_i на этом участке носит близкий к линейному характер. Одним из путей нейтрализации увеличения τ_i служит некоторое увеличение степени сжатия в дизеле. Другая характеристика топлива при впрыске – это степень дисперсности, которая непосредственно зависит от давления нагнетания, температуры впрыскиваемо-

го топлива, а так же особенностей распылителя форсунки. На рис. 2 представлена зависимость периода задержки самовоспламенения от среднего диаметра капель впрыснутого в цилиндр топлива. Как видно из рисунка уменьшение диаметра капли топлива неизбежно ведет к уменьшению τ_i , независимо от того каким путем достигнуто это уменьшение. В данном случае противовесом уменьшению среднего диаметра капли является нелинейный рост напряженности в деталях топливной аппаратуры.

Для подтверждения работоспособности разработанной схемы был выполнен ряд экспериментов на дизеле 4Ч17,5/24. При работе двигателя на холостом ходу и нагрузках в 12 и 17,5 кВт с частотой вращения 750 ± 3 об/мин изменялась температура впрыскиваемого топлива. Диапазон изменения температур стенки для трубопровода высокого давления был в пределах 300-500 К. При настройке расчетной схемы на данный дизель, разница в полученных результатах составляла не более 15%. Такую разницу в результатах можно объяснить влиянием общей массы впрыснутого топлива и зависимостью характера впрыска от температуры. На рис. 3 приведены диаграммы рабочего процесса дизеля при температурах трубопровода высокого давления $T_{ном}=300\text{К}$ и $T_{подогр}=430\text{К}$. Как видно из рисунка при повышении температуры впрыскиваемого топлива начало впрыска более позднее по сравнению с нормальной температурой, однако максимальное давление и скорость нарастания давления меньше.

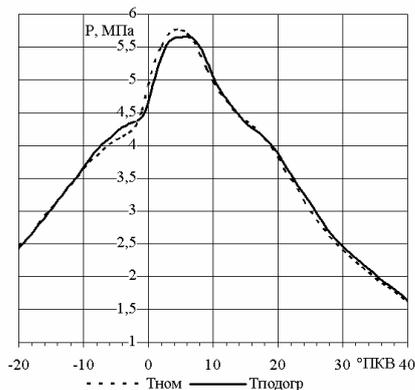


Рис. 3 Индикаторные диаграммы дизеля 4Ч17,5/24 в зависимости от температуры подогрева трубопровода высокого давления:

$T_{ном}$ – температура топлива высокого давления 300 К; $T_{подогр}$ – температура топлива высокого давления 430 К

Приведенные примеры наглядно показывают, что период задержки самовоспламенения топлива есть функция, зависящая от многих параметров. Учет и изучение возможно большего количества факторов, влияющих на τ_i , позволит определить ее величину в связке с оптимальными параметрами впрыска.

Список литературы

1. Ищук Ю.Г. Топливо и полнота его сгорания в судовых дизелях. – Л.: Судостроение, 1985. – 100 с.
2. Ищук Ю.Г. Интенсификация процесса сгорания топлива в судовых дизелях. – Л.: Судостроение, 1987. – 54 с.
3. Семенов В.С. Теплонапряженность и долговечность цилиндропоршневой группы судовых дизелей. – М.: Транспорт, 1977. – 182 с.
4. Сомов В.А., Ищук Ю.Г. Судовые многотопливные двигатели. – Л.: Судостроение, 1984. – 240 с.
5. Лебедев О.Н., Сомов В.А. Водотопливные эмульсии в судовых дизелях. – Л.: Судостроение, 1988. – 108 с.
6. Свиридов Ю.Б. Принципы построения обобщенной теории сгорания в дизелях // Двигателестроение. – 1980. – № 11. – С. 10 – 15.
7. Капустин В.В. Проблема управления предпламенными процессами в дизелях // Моделирование приборов и техпроцессов: Сб. тр. Междунар. науч.-техн. конф. – М.: МГАПИ, 2001. – Т. 3. – С. 110 – 113.

УДК 621.436.068

*П.Е. Куницын, канд. техн. наук, Н.А. Шевченко, инж., А.Ф. Доровской, инж.,
А.Г. Крушедольский, канд. техн. наук*

ПУТИ УЛУЧШЕНИЯ ЭКОЛОГИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ РАБОТЫ ДВУХТАКТНОГО ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ ТИПА 6ТД С РЕГУЛИРУЕМЫМ ДАВЛЕНИЕМ НАДДУВА

Охрана окружающей среды является одной из наиболее актуальных проблем, стоящих перед человечеством. На загрязнение атмосферы вредными выбросами значительная доля приходится на транспортные средства. Поэтому при проектировании и эксплуатации транспортных средств в настоящее время, наряду с их экономической эффективностью, экологические показатели играют важную роль. Это применительно и к спецмашинам, которые создаются и эксплуатируются в интересах Министерства обороны Украины.

В Казённом предприятии "Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению" этому вопросу уделяется большое внимание.

В данной работе предлагаются к рассмотрению результаты экспериментальной проверки эффективности конструкторских мероприятий, направленных на снижение оптической плотности выпускных газов двухтактного дизельного двигателя типа 6ТД с горизонтально расположенными цилиндрами и противоположно движущимися поршнями и регулируемым давлением наддува.

Для снижения оптической плотности выпускных газов при пуске и на переходных режимах в КП ХКБД реализованы следующие конструкторские мероприятия:

– в регуляторе установлен механизм отрицательной коррекции, обеспечивающий уменьшенную цикловую подачу топлива при пуске;

– установлен пневматический корректор подачи топлива, обеспечивающий ограничение подачи топлива на переходных процессах в зависимости от величины изменения давления наддува;

– в приводе топливных насосов установлен механизм автоматического изменения угла опережения подачи топлива в зависимости от частоты вращения коленчатого вала двигателя для снижения максимального давления сгорания при уменьшении частоты вращения коленчатого вала, в результате чего улучшаются пусковые качества и снижается дымность на холостом ходу.

Испытания проводились на стенде КП ХКБД и предусматривали оценку дымности выпускных газов на различных режимах работы: пуск, переменные режимы, внешняя характеристика. При этом производилась запись на плёнку осциллографа следующих параметров:

– частота вращения коленчатого вала, компрессора и турбины;

– давления наддува;

– выхода рейки топливного насоса;

– дымности выпускных газов.

По результатам осциллографирования оценивалась эффективность различной глубины коррекции подачи топлива на дымность, на основании которых отбирались конструкторские решения.

Снижение дымности при пуске

Настройка механизма отрицательной коррекции цикловой подачи топлива производилась на лабораторном стенде для настройки регуляторов. Величина снижения подачи топлива оценивалась по результатам проверки производительности цилиндрического комплекта топливной аппаратуры при различных положениях рейки топливного насоса. Методически оценка влияния отрицательной коррекции на дымность производилась путём пуска двигателя электростартером.

Результаты представлены на в табл. 1.

Таблица 1. Оценка влияния отрицательной коррекции на дымность

Степень коррекции подачи топлива	Оценка дымности
Без коррекции ($q_u \sim 270 \text{ мм}^3/\text{цикл}$, $h_p = 8 \text{ мм}$)	Выброс чёрного дыма с хлопьями сажи.
С коррекцией ($q_u \sim 100 \text{ мм}^3/\text{цикл}$, $h_p = 15 \text{ мм}$)	Обычный выброс серого дыма без хлопьев сажи. Визуально выброс дыма снизился в 3...4 раза.
С коррекцией ($q_u \sim 70 \text{ мм}^3/\text{цикл}$, $h_p = 16,5 \text{ мм}$)	Пуска нет.
С коррекцией ($q_u \sim 30 \text{ мм}^3/\text{цикл}$, $h_p = 18 \text{ мм}$)	Пуска нет.

Из полученных результатов следует, что

уменьшение подачи топлива на пуске до величины 25...35% от максимальной снижает выброс дыма в 3...4 раза и не ухудшает пусковые качества двигателя, что свидетельствует об эффективности предложенного конструкторского решения.

Снижение дымности на переменных режимах

Методически влияние коррекции подачи топлива на дымность от величины давления наддува (пневмокоррекция) оценивалась по стандартной методике проверки приёмистости: разгон двигателя путём резкого увеличения подачи топлива от $n=1500 \text{ мин}^{-1}$ ($N_e=300 \text{ л.с.}$, винтовая характеристика гидротормоза) до $n=2500 \text{ мин}^{-1}$ ($N_e=1000 \text{ л.с.}$, внешняя характеристика).

Результаты представлены в табл. 2.

Таблица 2. Влияние коррекции подачи топлива на дымность

Степень коррекции подачи топлива	Оценка дымности, время разгона, длительность выброса
Без пневмокоррекции	1. Выброс чёрного дыма с хлопьями сажи течение 3 с. 2. Приёмистость = 5,5 с.
С коррекцией, обеспечивающей выход рейки на внешнюю характеристику при достижении $p_k=1,0 \dots 1,1 \text{ кгс/см}^2$.	1. Обычный выброс серого дыма в течение 3 с. Визуально дымность снизилась в 2...3 раза. 2. Приёмистость = 6 с.
С коррекцией, обеспечивающей выход рейки на внешнюю характеристику при достижении $p_k=1,4 \text{ кгс/см}^2$.	1. Дымность незначительная в течение 0,5 с. 2. Приёмистость = 12 с.

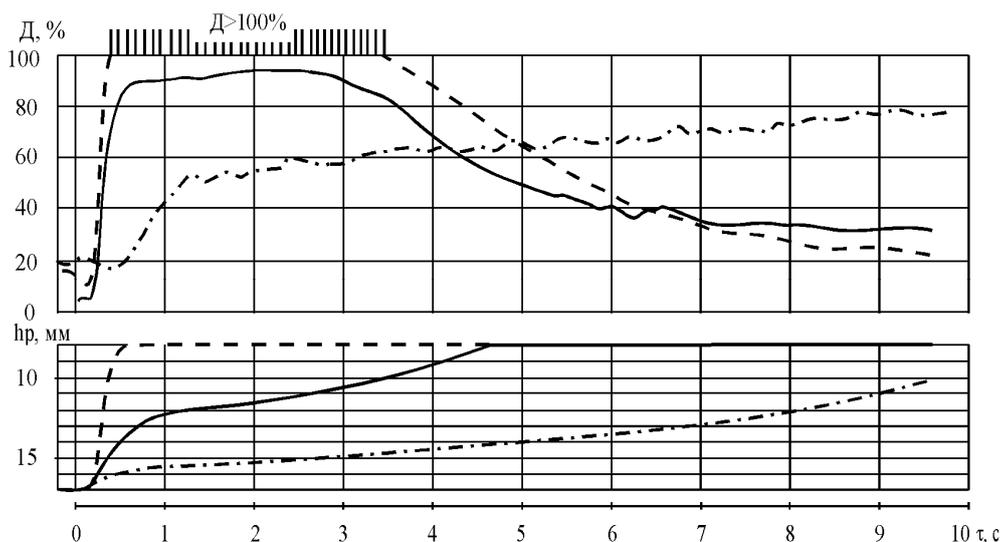


Рис. 1. Дымность и ход рейки при разгоне дизеля по винтовой характеристике с различной настройкой пневмокорректора:

- - - - без пневмокорректора;
- с регулировкой пневмокорректора на $p_k=1,1 \text{ кгс/см}^2$;
- · - · с регулировкой пневмокорректора на $p_k=1,4 \text{ кгс/см}^2$

Изменение основных параметров при разгоне приведено на графиках рис. 1.

Из приведенных результатов следует, что путём настройки пневмокорректора можно в 2...3 раза снизить дымность на переходных режимах практически без ущерба для приёмистости двигателя. Предпочтительной является настройка пневмокорректора на выход рейки на внешнюю характеристику при давлении наддува $1,0...1,1 \text{ кгс/см}^2$, что обеспечивает работу двигателя на режиме крутящего момента ($n=1600 \text{ мин}^{-1}$) без ограничения подачи топлива (см. рис. 2).

Таким образом, конструктивная доработка регулятора механизмом отрицательной коррекции при пуске и пневмокорректором для работы на переменных режимах обеспечивает устранение замечаний по дымности, имевшие место при испытаниях двигателя в объекте.

Рекомендуемый закон изменения хода рейки топливного насоса от частоты вращения по внешней характеристике приведен на рис. 2.

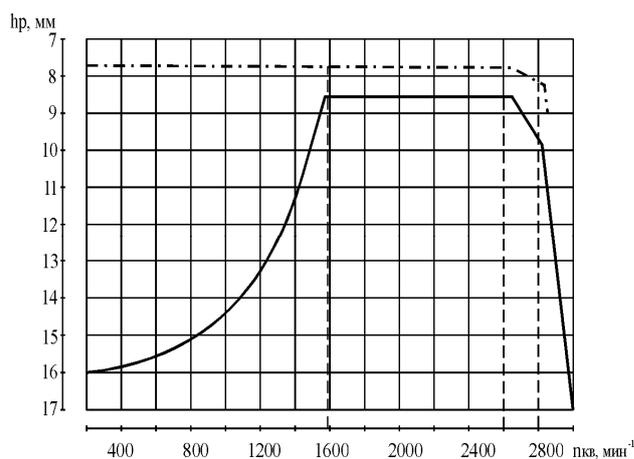


Рис. 2. Изменение хода реек топливных насосов по внешней характеристике:

- · - · - до внедрения мероприятий;
- - после внедрения мероприятий

Таким образом, стендовые испытания подтвердили эффективность введенных конструкторских мероприятий по снижению дымности выпускных газов.

УДК 621.436.052

Н.К. Рязанцев, д-р техн. наук, Ю.А. Анимов канд. техн. наук

УЧЁТ ЭКСПЛУАТАЦИОННОГО ЗАГРЯЗНЕНИЯ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА НАДДУВА ПРИ СОГЛАСОВАНИИ ЕГО ХАРАКТЕРИСТИК С РАСХОДНЫМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ БЫСТРОХОДНОГО ДВУХТАКТНОГО ТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЯ

В процессе длительной эксплуатации турбопоршневых двигателей различного назначения во многих из них наблюдается загрязнение проточной части компрессора системы наддува веществами, содержащимися в засасываемом воздухе, приводящее к рассогласованию характеристик поршневой части двигателя и компрессора. Особенно это ярко выражено у двигателей с вентиляцией картера через компрессор.

В двухтактных дизелях наземных транспортных машин (НТМ) для эффективного удаления газов из картера применяется закрытая система вентиляции картерных полостей, при которой картерные газы, пройдя через специальный маслоотделитель, поступают в воздухозаборный патрубок компрессора. Неотсепарированные частицы масла и продуктов неполного сгорания топлива, попадая в проточную часть компрессора, оседают в ней, уменьшая проходное сечение и увеличивая шероховатость обтекаемых воздухом поверхностей, вследствие чего изменяется характеристика компрессора - происходит смещение её в сторону меньших расходов воздуха и снижается к.п.д. Опыт эксплуатации форсированных дизелей НТМ показывает, что при использовании специальных моторных масел [1], содержащих различные присадки, в том числе, антиокислительные и моющие, проходные сечения газоздушного тракта дизеля после компрессора остаются практически неизменными в течение длительной работы. Таким образом, при неизменной гидравлической (расходной) характеристике дизеля и смещённой характери-

стике загрязнённого компрессора наступает их рассогласование.

Проблема рассогласования характеристик дизеля и агрегатов наддува из-за загрязнения проточной части последних присуща турбопоршневым двигателям различного назначения (судовым, тепловозным и т.д.) и отмечается во многих публикациях, например [2, 3 и др.], однако отсутствуют достаточно надёжные расчётные методы учёта влияния эксплуатационного загрязнения проточной части на характеристики компрессора при его проектировании. Это объясняется многообразием факторов, участвующих в процессе загрязнения: концентрация в воздухе продуктов загрязнения, их состав, температура поверхностей проточной части и скорость воздуха при их обтекании, конструктивные параметры компрессора и др.

Так, в работе [3] предлагается определять количество отложений в любом сечении центробежного компрессора с помощью зависимости:

$$G_{отл} = \bar{D}_m \cdot W \cdot E \cdot \frac{b_k}{t_k} \cdot \pi \cdot D_k^2 \cdot \tau_{\text{э}}, \quad (1)$$

где \bar{D}_m – удельное содержание примесей в засасываемом воздухе;

W – скорость течения воздуха на диаметре D_k ;

E – улавливающая способность профиля лопатки;

b_k, t_k – соответственно высота лопатки колеса (b_r) или диффузора (b_3) и шаг решётки;

$\tau_{\text{э}}$ – время эксплуатации.

Зависимость (1) можно использовать только лишь для приблизительной качественной оценки

процесса загрязнения проточной части, для количественной же оценки она непригодна по ряду причин. Так, в соответствии с этой зависимостью количество отложений растёт пропорционально времени эксплуатации компрессора. В действительности же, как указывает и сам автор [3], и опыт эксплуатации дизелей НТМ, интенсивность роста отложений различна в течении эксплуатации двигателя и в определённый момент толщина слоя отложений стабилизируется.

В частности, в [3] отмечается, что у судовых дизелей наиболее интенсивный рост отложений в проточной части компрессоров наблюдается в первые 50...100 часов работы, а стабилизация толщины слоя отложений происходит для компрессоров с $\pi_k \leq 1,5$ на уровне $\Delta_{омл} = 2...2,5$ мм, с $\pi_k \geq 2,0$ – на уровне $\Delta_{омл} = 1,0...1,5$ мм. В той же работе приводятся и комментарии к процессу стабилизации слоя отложений. Отложившиеся на поверхности проточной части частицы находятся под воздействием давления воздушного потока, вызывающего сдвигающие напряжения на поверхности отложений. Вначале силы сцепления между частицами и металлической поверхностью (адгезия) превосходят силы сдвига. По мере нарастания слоя отложений на поверхности силы сцепления между частицами (силы когезии) уменьшаются, а скорость течения потока вследствие уменьшения площади проходного сечения увеличивается, потому при определённой толщине слоя отложений наступает равновесие между силами когезии и силами сдвига. Попадающие на такой слой частицы уже не удерживаются силами сцепления, поток воздуха сдувает их.

Учёт условий стабилизации слоя отложений в лопаточном диффузоре, как основном элементе проточной части, определяющим протекание характеристики компрессора, автор [3] предлагает осуществлять зависимостью:

$$G_{омл} = A_{омл} \cdot G_k \cdot \bar{D}_m \cdot E_\delta \cdot \tau^{E_\delta}, \quad (2)$$

где $A_{омл} = \tau_0^{1-E_\delta}$, а τ_0 – постоянная времени.

Как и (1), выражение (2) устанавливает прямую зависимость количества отложений от концентрации примесей в воздухе. Однако, опыт эксплуатации двухтактных дизелей НТМ показывает, что при достаточно большом содержании моторного масла в воздухе (около 0,05 г/кг воздуха и более) вообще не наблюдается загрязнения проточной части компрессора.

Обобщая результаты работы экспериментальных исследований загрязнённых компрессоров судовых дизелей автор [3] приводит формулу для оценки влияния загрязнения проточной части на к.п.д. компрессора:

$$\bar{\eta}_k = \frac{\eta_k^{сп.}}{\eta_k^{уст.}} = (1 - A'_\eta \cdot \bar{\Delta}_{ш}) \cdot (1 - A''_\eta \cdot \bar{\Delta}_{омл}), \quad (3)$$

где $\bar{\Delta}_{ш} = \frac{\Delta_{ш}}{t_\delta}$ – относительная шероховатость

слоя отложений в диффузоре;

$\bar{\Delta}_{омл} = \frac{\Delta_{омл}}{t_\delta}$ – относительная толщина слоя

отложений;

$$A'_\eta = \sqrt{\frac{b_3}{t_\delta}} \cdot \frac{7,3}{e^{\sin \alpha_3}}; \quad A''_\eta = 6 \cdot \frac{b_3}{t_\delta}$$

и показывает, что при реально встречающейся относительной шероховатости слоя отложений в диффузоре $\bar{\Delta}_{ш} = (40...60) \cdot 10^{-4}$ максимальная величина к.п.д. компрессора на ветви $\eta_k = f(G_{ПР})$ при $U_{\eta_{сп}} = \text{const}$ снижается при загрязнении на 6...9%.

Применяя эту формулу, например, к компрессору дизеля 6ТД-1 с $b_3=12$ мм, $t_\delta=43$ мм, $\alpha_{3л}=16^\circ$, снижение максимального значения к.п.д. при $\Delta_{омл}=0,4$ мм и $\bar{\Delta}_{ш}=40 \cdot 10^{-4}$ должно составлять около 6,5%. В действительности же при стабилизировавшемся загрязнении проточной части ($\Delta_{омл}=0,4$ мм) максимальное значе-

ние к.п.д. компрессоров двухтактных дизелей НТМ уменьшается не более, чем на 1,5...2 %.

Всё вышесказанное говорит о том, что обобщения результатов исследований по оценке влияния загрязнения компрессора на его характеристики корректны лишь для определённой группы дизелей, однотипных по конструкции и условиям эксплуатации.

Так как силы сцепления частиц с металлической поверхностью возрастают с увеличением температуры последней [1, 3], то наибольшие отложения и, соответственно, потери по проточной части компрессора наблюдаются в элементах за рабочим колесом - безлопаточном и лопаточном диффузорах, что наглядно подтверждается экспериментальными характеристиками механически связанного с коленвалами компрессора дизеля 6ТД-1 (рис. 1), определёнными после 60-часовой эксплуатации и последующей поэлементной промывки проточной части.

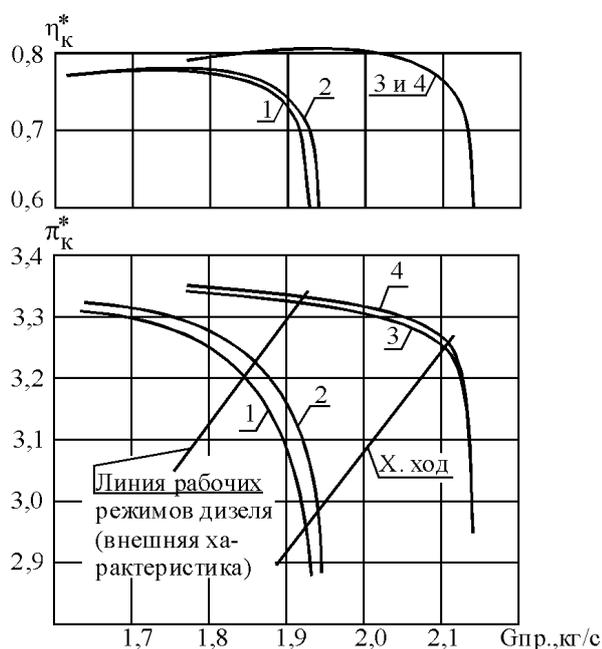


Рис. 1. Характеристики компрессора дизеля 6ТД-1 при $U_{2пр.} = 415$ м/с:

1 - загрязнённая проточная часть после 60 часов эксплуатации; 2 - с промытым рабочим колесом (РК); 3 - с промытым (РК) и лопаточным диффузором (ЛД); 4 - с промытым РК, ЛД и воздухосборной улитой (чистая проточная часть)

Максимальная производительность компрессора определяется проходным сечением горловины межлопаточного канала диффузора, а граница помпажа - углами атаки потока на входе в диффузор. При загрязнении компрессора (в рассматриваемом примере максимальная толщина отложений на стенках диффузора около 0,4 мм) из-за уменьшения проходного сечения канала диффузора максимальная производительность компрессора уменьшается, а граница помпажа вследствие увеличения угла атаки на входе в диффузор смещается в сторону меньших расходов воздуха.

Смещение всей характеристики компрессора в сторону меньших расходов воздуха приводит, как показывает рис. 1, к существенному уменьшению его степени повышения давления (4%) и к.п.д. (5%) по линии рабочих режимов внешней характеристики дизеля (и ещё большему при частичных нагрузках), что, естественно, отрицательно отражается на технико-экономических показателях дизеля.

Рассматривая графики рис. 1, можно заметить, что максимальные значения π_k и η_k на ветвях характеристик загрязнённого и чистого компрессора мало (не более чем на 1,5%) отличаются друг от друга, и это отличие можно объяснить влиянием шероховатости слоя отложений в загрязнённом компрессоре.

Механизм образования отложений в проточной части компрессора может быть представлен следующим образом. Мелкие дисперсные частицы масла, попадающие в компрессор с картерными газами, соударяясь с поверхностью проточной части, деформируются и растекаются по ней. Как показали наши лабораторные исследования, если в воздух на входе в компрессор подавать только одно масло в количестве (50...70) г/час (среднестатистическое количество масла, неотсепарированного в маслоотделителе системы вентиляции картера), то в процессе длительной работы поверхности проточной части остаются по-

крытыми очень тонкой масляной плёнкой. Применяемые в дизельных НТМ моторные масла разлагаются с образованием лака и нагара лишь при температурах выше 240 °С [1].

При подмешивании к воздуху только одних отработавших газов (50...70 м³/час) без масла поверхности проточной части покрываются тонким слоем сажи толщиной менее 0,1 мм, легко удаляемым с поверхности и не оказывающим заметного влияния на характеристики компрессора.

Если же в воздух одновременно подмешивать масло (50...70 г/час) и отработавшие газы (50...70 м³/час), то поверхности проточной части компрессора покрываются плотным, трудно удаляемым слоем отложений, аналогичных по составу эксплуатационным. То есть попадающие в масло частицы продуктов неполного сгорания топлива увеличивают вязкость слоя отложений и служат очагами его затвердевания.

При подаче с картерными газами большего количества масла (200...250 г/час) движущийся по всей поверхности проточной части слой масла уносит с собой оседающие частицы. Это явление используется для стабилизации параметров наддува и лучшей приработки ЦПГ при стендовой 10-часовой обкатке новых дизелей.

Очевидно, что силы сцепления частиц с металлической поверхностью зависят от начальной шероховатости последней. Этим можно объяснить относительно небольшую толщину слоя отложений на полированных (шероховатость 0,4 мкм) поверхностях проточных частей компрессоров двухтактных дизелей НТМ различного уровня форсирования, которая не превышает в процессе их эксплуатации 0,4 мм. Приняв эту толщину слоя отложений в качестве предельной величины и считая пропускную способность диффузора приблизительно пропорциональной изменению проходного сечения горла его межлопаточного канала (f_r), уменьшение максимальной производительности компрессора при загрязне-

нии его проточной части можно определить как:

$$\bar{G}_{\max \text{ зр.}} \approx \bar{f}_r = \frac{(a_3 - 2\Delta_{\text{отл.нр}})}{a_3 \cdot b_3} \times (b_3 - 2\Delta_{\text{отл.нр}}) = \frac{(a_3 - 0,8) \cdot (b_3 - 0,8)}{a_3 \cdot b_3}, \quad (4)$$

где a_3 - ширина горла канала диффузора, которая приближённо равна

$$a_3 = t_d \cdot \sin \alpha_{3л}.$$

Так, для компрессора дизеля 6ТД-1 величина $\bar{G}_{\max \text{ зр.}}$ в соответствии с (4) равна 0,847, что достаточно хорошо совпадает с экспериментальными данными (рис. 1).

Если рабочий диапазон характеристик спроектированного компрессора по расходу воздуха охватывает такое изменение максимальной производительности, то в процессе эксплуатации дизеля некоторое снижение π_K и η_K будет происходить только за счёт влияния шероховатости слоя отложений в проточной части. Это наглядно демонстрируют графики рис. 2, изображающие изменение степени повышения давления компрессора на номинальном режиме работы при эксплуатации дизелей НТМ в течение 300 часов. (Все приведенные на рис. 2 дизели имеют механическую связь с агрегатами системы наддува – компрессором и турбиной). Так, у дизелей 3ТД-1 ($\pi_{Kn}=1,95$) и 5ТДФ ($\pi_{Kn}=2,75$), компрессоры которых имеют рабочий диапазон характеристик по расходу воздуха

$$\Delta \bar{G}_{np} = \frac{G_{np. \max \text{ при } \eta=0,95 \eta_{\max}}}{G_{np. \text{ уст}}} - 1$$

более 0,3 изменение номинальной величины степени повышения давления незначительно (до 1,5%), а у более форсированных дизелей 6ТД-1 ($\pi_{Kn}=3,35$) и 6ТД-2 ($\pi_{Kn}=3,8$) вследствие меньшего диапазона характеристик компрессоров ($\Delta \bar{G}_{np} \approx 0,2$) наблюдается значительное уменьшение π_{Kn} , обусловленное, как было показано выше, рассогласованием характери-

стик компрессора и дизеля. Следует заметить, что интенсивное снижение $\pi_{кн}$ происходит в течение первых 40...60 часов эксплуатации дизеля, причём, чем выше абсолютная величина $\pi_{кн}$, соответственно температура наддувочного воздуха T_K , тем раньше происходит рассогласование характеристик, что объясняется большей скоростью образования отложений в проточной части компрессора. Всё это хорошо согласуется с данными автора [3].

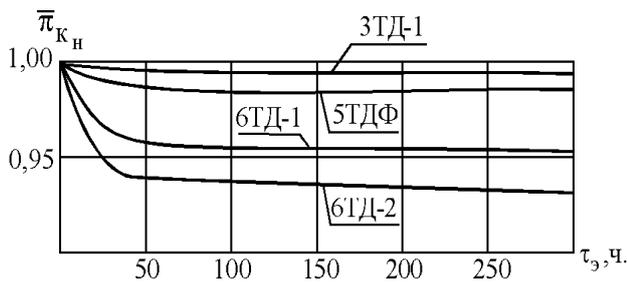


Рис. 2. Изменение номинальной величины степени повышения давления компрессора в течение 300-часовой эксплуатации дизеля НТМ

Как было показано в работе [4], для высокофорсированных двухтактных дизелей НТМ с механическим турбонаддувом настройка центробежного компрессора на беспомпажную работу в эксплуатационном диапазоне режимов должна осуществляться на номинальном скоростном режиме. С учётом (4), для обеспечения экономичной работы дизеля НТМ в течение всего периода эксплуатации рабочий диапазон характеристик компрессора по расходу воздуха на номинальном скоростном режиме работы должен быть не менее:

$$\Delta \bar{G}_{np} \geq K_y + (\bar{G}_{н.х.} - 1) + (1 - \bar{G}_{max гр.}) \quad \text{или}$$

$$\bar{G}_{np} \geq K_y + \bar{G}_{н.х.} - \frac{(a_3 - 0,8) \cdot (b_3 - 0,8)}{a_3 \cdot b_3}, \quad (5)$$

где K_y – принимаемый запас устойчивости компрессора;

$\bar{G}_{н.х.}$ – относительное увеличение расхода воздуха по нагрузочной характеристике дизеля при из-

менении нагрузки от 100% до минимально возможной.

Выводы

Эксплуатационное загрязнение компрессора наддува приводит к рассогласованию его характеристик с расходными характеристиками двухтактного дизеля НТМ, сопровождающемуся снижением к.п.д. компрессора в диапазоне рабочих режимов.

Встречающиеся в публикациях обобщения по оценке влияния загрязнения компрессоров наддува на их характеристики справедливы только для определённой группы дизелей, однотипных по конструкции и условиям эксплуатации.

Учитывая стабилизационный характер образования отложений в проточной части, предложена методика для определения требуемого диапазона характеристик по расходу воздуха проектируемого компрессора наддува двухтактного дизеля НТМ.

Список литературы

1. Рязанцев Н.К. Конструкция форсированных двигателей наземных транспортных машин: Уч. пособие. – Ч. 2. – Харьков: ХГПУ, 1996. – 388 с.
2. Камкин С.В. Газообмен и наддув судовых дизелей. – Л.: Судостроение, 1972. – 200 с.
3. Межеричкий А.Д. Турбокомпрессоры систем наддува судовых дизелей. – Л.: Судостроение, 1986. – 248 с.
4. Рязанцев Н.К., Анимов Ю.А. Согласование характеристик двухтактного транспортного дизеля и компрессора системы наддува по обеспечению устойчивой работы компрессора // Вісник інженерної академії України. – 2002. – № 1. – С. 43 – 50.

УДК 621.431

В.А. Жуков, канд. техн. наук

ЗАДАЧА МНОГОФАКТОРНОЙ ОПТИМИЗАЦИИ РЕЖИМОВ ОХЛАЖДЕНИЯ КОМБИНИРОВАННЫХ ДВС

Введение

Достижение современного уровня надежности двигателей, требуемых экономических и экологических показателей их работы возможно лишь при условии выбора наилучших конструкций его деталей и узлов и оптимальной и согласованной работы систем двигателя на всех эксплуатационных режимах. В последнее время традиционно наибольшее внимание уделялось совершенствованию систем топливоподачи, оптимизации процессов смесеобразования и сгорания, при этом недостаточно полно использовались ресурсы конструктивного совершенствования системы охлаждения и оптимизации режимов ее работы.

Формулирование проблемы

Для совершенствования работы системы охлаждения с целью повышения надежности двигателей, улучшения их экономических и экологических показателей необходимо проанализировать процессы, протекающие в системах охлаждения, параметры, характеризующие работу системы и их связь с эксплуатационными показателями двигателя (ресурсом, удельным эффективным расходом топлива, токсичностью отработавших газов и шумностью работы).

Общие положения

Для форсированных двигателей наиболее при-

емлемой является жидкостная система охлаждения, как способная обеспечить требуемый теплосъем с теплонагруженных деталей.

В полостях систем охлаждения при работе двигателя протекают, оказывая взаимное влияние следующие процессы:

- теплоотвод от поверхностей деталей (вынужденной конвекцией с переходом к пузырьковому пристеночному кипению на режимах максимальной мощности и в наиболее нагретых зонах);
- кавитационно-коррозионные разрушения поверхностей деталей, зависящие от химической агрессивности охлаждающих сред;
- образование отложений на охлаждаемых поверхностях (продукты коррозии, накипь).

Работу системы охлаждения можно охарактеризовать рядом параметров, разбив их на следующие группы:

Конструктивные (количество контуров охлаждения, способы подвода и распределения охлаждающей жидкости по полостям охлаждения, характерные размеры полостей охлаждения и т.д.); Режимные (количество отводимой теплоты, скорость циркуляции жидкости, давление в системе, температура жидкости);

Водно-химические (тип и состав теплоносителя, его теплофизические и химические характеристики).

Размеры полостей и каналов зарубашечного пространства определяются в большинстве случаев технологическими соображениями.

Удельное количество теплоты, отводимое от двигателя системой охлаждения, составляет на номинальных режимах работы от 12 до 35 %, а с переходом на долевые нагрузки эти потери еще более возрастают. Очевидно, что для повышения эффективности двигателей тепловые потери, в том числе, и через систему охлаждения необходимо сокращать.

В перспективных системах охлаждения сокращение тепловых потерь осуществляется за счет повышения температуры охлаждающей жидкости. Экспериментальные данные о влиянии повышения температурного уровня системы охлаждения на основные параметры рабочего цикла двигателя, приведенные в работах [2,3], позволяют утверждать, что высокотемпературное охлаждение может обеспечить улучшение большинства характеристик двигателя, в связи с чем, ее можно рассматривать, как одну из перспективных систем охлаждения ДВС [4]. При этом недостаточно внимания уделяется обоснованному выбору температуры охлаждающей жидкости и совершенствованию водно-химических режимов охлаждения, т.е. составу теплоносителя и его свойствам.

Результаты исследований

Целью проводимых исследований является совершенствование водно-химических режимов охлаждения, т.е. создания охлаждающей жидкости, свойства которой максимально отвечают эксплуатационным требованиям: защищают охлаждаемые поверхности от кавитационно-коррозионных разрушений и

накипеобразования, а также оптимизируют процесс теплоотвода от деталей двигателя.

Разработка присадок к охлаждающим жидкостям

Основными теплоносителями жидкостных систем охлаждения являются вода и антифризы различных марок, представляющие, главным образом, смеси воды и этиленгликолевых спиртов. Наиболее действенный способ улучшения свойств теплоносителей - введение в их состав присадок, состав которых, в большинстве случаев, не раскрывается производителем. Назначение применяемых присадок - ингибирование кавитационно-коррозионных разрушений и накипеобразования. Целью проведенных исследований было создание многофункциональной присадки, позволяющей решать не только традиционные задачи защиты, но и способной влиять на процессы теплообмена.

Тестирование большого числа веществ позволило выделить поверхностно-активные вещества (ПАВ) и полимеры, растворимые в воде и этиленгликолевых жидкостях и не конфликтующие с ними, т.е. не вызывающие вспенивание, расслоение, выпадение осадка. Данные вещества явились основой для разрабатываемых присадок.

Исследование коррозионных свойств теплоносителей

Проверка защитных свойств разработанных присадок осуществлялась при различных температурах теплоносителей двумя методами: гравиметрическим и потенциостатическим, что обеспечило достоверность полученных результатов.

Присадки эффективно ингибируют коррозионные разрушения в теплоносителях, не прошедших предварительную подготовку и снижают коррозию в

тосолах промышленного производства, содержащих традиционные присадки. Коэффициент защиты присадками черных металлов составляет 95-98%, для цветных металлов и сплавов 50-75 %. С повышением температуры коэффициенты защиты возрастают.

Исследование теплофизических свойств теплоносителей

Растворимые высокополимеры и ПАВ, присутствуя в растворах в малых концентрациях способны влиять на их теплофизические свойства благодаря изменению коэффициента поверхностного натяжения и характера течения в пристеночном пограничном слое.

При использовании в качестве теплоносителя воды в условиях конвективного теплообмена при турбулентном режиме течения ламинеризация пограничного слоя и увеличение его толщины приводят к снижению коэффициента теплоотдачи на 15-25 %. В условиях поверхностного кипения в результате уменьшения поверхностного натяжения и образования большего количества пузырьков коэффициент теплоотдачи возрастает на 4-7 %.

Исследования, этиленгликолевых охлаждающих жидкостей, содержащих полимерные присадки, проведенные в горизонтальной трубе и в контуре, моделирующем зарубашечное пространство двигателя, подтвердили изменение интенсивности теплообмена.

При конвективном теплообмене сокращение тепловых потерь приводит к повышению среднего температурного уровня гильзы цилиндров на 7-10 °С. Проведенные расчеты позволили оценить влияние «утепления» втулки на ее теплонапряженное состояние и протекание рабочего процесса. Изменение рабочего процесса аналогично тому, что наблюдается

при повышении температурного уровня охлаждающей жидкости [4].

Моторные испытания теплоносителей

Моторные испытания, проведенные на базе бензинового двигателя ВАЗ 2108, подтвердили влияние присутствия присадок на процессы теплообмена и протекание рабочего процесса.

В результате испытаний было зафиксировано снижение расхода топлива на долевых нагрузках и режимах холостого хода, сокращение времени прогрева двигателя, уменьшение токсичности отработавших газов, что подтвердило выводы, полученные при расчетных исследованиях.

Заключение

Комплексные исследования разработанных присадок к охлаждающим жидкостям позволяют утверждать, что совершенствование водно-химических и эксплуатационных режимов, прежде всего температуры, обеспечивает решение многофакторной задачи оптимального охлаждения ДВС. Оптимизация режимов охлаждения повышает надежность двигателя за счет эффективной защиты от коррозии; повышает экономичность двигателя за счет сокращения расхода топлива; улучшает экологические характеристики двигателя за счет воздействия на рабочий процесс и снижение токсичности отработавших газов.

Список литературы:

1. Костин А.К., Ларионов В.В., Михайлов Л.И. *Теплонапряженность двигателей внутреннего сгорания: Справочное пособие.* – Л.: Машино-строение, 1979.– 222 с.
2. *Жидкостное охлаждение автомобильных двигателей* / А.М. Кригер, М.Е. Дискин, А.Л. Новенников, В.И. Пикус. – М.: Машиностроение

ние, 1985. – 176 с. 3. Петриченко Л.М. Системы жидкостного охлаждения быстроходных двигателей внутреннего сгорания. – Л.: Машиностроение, 1975. – 224 с. 4. Теория двигателей внутреннего сгорания / Под ред. Н.Х. Дьяченко. – Л.: Машиностроение, 1974 – 552 с.

С.А. Алёхин, инж., В.И. Пелепейченко, д-р техн. наук, А.Ф. Доровской, инж.,
П.Я. Перерва, канд. техн. наук, Д.Ю. Бородин, канд. техн. наук

АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ УГЛА ЗАКРУТКИ ВПУСКНОГО ОКНА НА ХАРАКТЕР ТЕЧЕНИЯ ЗАРЯДА В ЦИЛИНДРЕ ТЕПЛОВОЗНОГО ДВУХТАКТНОГО ДИЗЕЛЯ БДН В ПЕРИОД ГАЗООБМЕНА

Качество процесса газообмена оказывает большое, а иногда и решающее влияние на индикаторные и эффективные показатели двухтактных двигателей.

Это положение общеизвестно и достаточно полно обосновано в работах [1, 2], в которых указывается, что определяющее влияние на эффективность протекания газообмена в двухтактных дизелях оказывает конфигурация и размеры впускных (продувочных) окон цилиндра.

В данной работе ставилась задача расчётным путём определить влияния угла закрутки впускных окон (поскольку этот конструктивный показатель впускных окон в значительной мере определяет уровень параметров газообмена) на внутрицилиндровые процессы в период продувки и наполнения цилиндра свежим зарядом

В работе [3] показано, что для тепловозной модификации дизеля БДН с охладителем наддувочного воздуха оптимальный максимальный угол закрутки впускных окон прямоугольной формы составляет $\phi_3=42^\circ$. При этом угле получены и наилучшие показатели газообмена (см. рис. 1).

Для пояснения физических причин, приводящих к улучшению показателей газообмена при оптимальном угле закрутки впускных окон цилиндра, был выполнен комплекс расчётных исследований тепловозного дизеля БДН на режиме номинальной мощности $N_e=588$ кВт при частоте вращения коленчатого вала $n=2200$ мин⁻¹ с различными значениями максимального угла закрутки впускных окон прямоугольной формы $\phi_3=27^\circ, 42^\circ$ и 57° .

Количественная оценка влияния угла ϕ_3 на показате-

ли газообмена стала возможным благодаря использованию разработанной методике математического моделирования рабочего процесса двухтактного дизеля [3, 4].

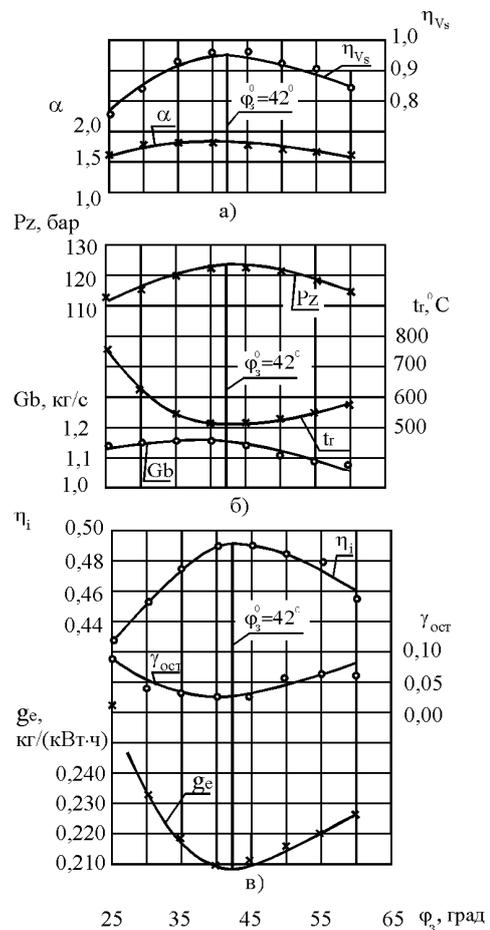


Рис. 1. Регулировочные характеристики тепловозного дизеля БДН с ОНВ по максимальному углу закрутки впускных окон на номинальном режиме $n=2200$ мин⁻¹ при $N_e=588$ кВт = const

Разработанная методика и программа расчёта движения заряда в цилиндре двухтактного дизеля типа БДН позволяет получить полную информацию о состоянии поля скоростей и концентраций остаточных

Рабочие процессы в ДВС

газов в любой момент времени и в любом сечении цилиндра. Эта информация позволяет сделать анализ основных закономерностей течения и установить их количественные характеристики.

На рис. 2 а, б, в приведены графики, показывающие изменение скорости потока (осевой скорости W_z , тангенциальной W_t , радиальной W_r) и локальной массовой концентрации (q) остаточных газов в смеси

с воздухом по диаметру цилиндра в различных его сечениях при продувке.

Как видно из рис. 2 б, при оптимальном максимальном угле закрутки впускных окон ($\varphi_3=42^\circ$) практически во всей области течения, включая зону вдоль оси цилиндра, осевая составляющая W_z положительна, то есть течение направлено от впускных окон к выпускным.

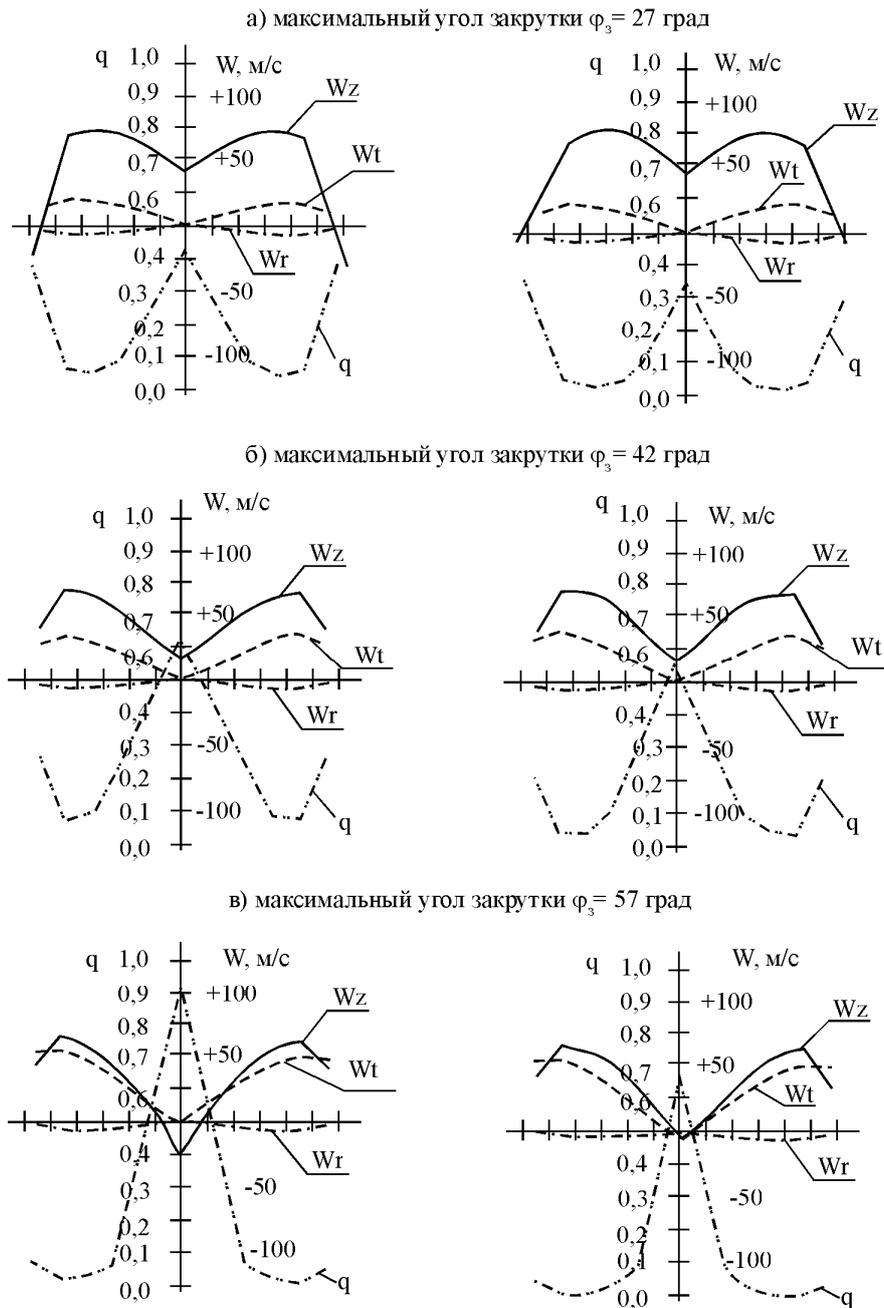


Рис. 2. Компоненты векторов скорости и доля остаточных газов в различных сечениях цилиндра тепловозного дизеля БДН на номинальном режиме

На рис. 2 в приведены графики, показывающие локальные параметры потока при увеличенном против оптимального максимальном угле закрутки впускных окон ($\varphi_3=57^\circ$ вместо 42°). Из графиков видно, что в осевой зоне цилиндра возникает обратное течение газа, т.е. течение от выпускных окон к продувочным ($W_z < 0$). Это вредное явление, так как оно приводит к большим значениям концентрации остаточных газов (q) в центральной зоне цилиндра и уменьшению коэффициента наполнения.

При уменьшении максимального угла закрутки впускных окон против оптимального ($\varphi_3=27^\circ$ вместо 42°), как это видно из рис.2 а, возникает зона обратных потоков в пристеночной зоне цилиндра вблизи впускных окон. Это вызывает резкое повышение концентрации остаточных газов в этой зоне, что также приводит к увеличению коэффициента остаточных газов и, следовательно, уменьшению коэффициента наполнения.

Итак, сравнение графиков, полученных при различном максимальном угле закрутки впускных окон по высоте, позволяет оценить влияние интенсивности закрутки воздушного заряда на внутрицилиндровые процессы. Особо заметно различие в распределении

локальной концентрации остаточных газов. Явно прослеживается тенденция к сохранению повышенной концентрации остаточных газов (q) в центре цилиндра при увеличении φ_3 против оптимального его значения, а также и в пристеночной зоне при уменьшении φ_3 против оптимального.

Список литературы

1. Орлин А.С., Круглов М.Г. Комбинированные двухтактные двигатели. – М.: Машиностроение, 1968. – 576 с.
2. Сладковский Ю.М. Влияние конструкции продувочных окон на качество процессов наполнения цилиндров высокооборотных двухтактных транспортных двигателей с прямоточной продувкой: Автореф. дис.... канд. техн. наук. – Л.: НИИД, 1973. – 26 с.
3. Алёхин С.А. Улучшение технико-экономических и токсических характеристик тепловозного дизеля 6ДН путём совершенствования системы воздухообмена: Дис... канд. техн. наук: 05.05.03. – Харьков: КП ХКБД, 2004. – 120 с.
4. Пелепейченко В.И. Улучшение показателей двигателей внутреннего сгорания на основе совершенствования локальных характеристик процессов газообмена: Дис... д-р техн. наук 05.05.03. – Харьков: ХарГАЗТ, 1995. – 310 с.

УДК 621.43.013

З.Х. Керимов, канд. техн. наук

ОСОБЕННОСТИ МОДЕЛИРОВАНИЯ ПОТОКА В ЩЕЛИ КЛАПАНА ПРИ МАТЕМАТИЧЕСКОМ МОДЕЛИРОВАНИИ ТРЕХМЕРНОГО ПОТОКА ГАЗА В ЦИЛИНДРЕ ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ

Введение

Являясь несравненно более информативными по сравнению с экспериментальными методами исследования, методы математического моделирования позволяют значительно экономить время и матери-

альные затраты на проведение исследовательских работ. Получив сильное развитие в последнее десятилетие в связи с большим прогрессом в области средств вычислительной техники и методов прикладной математики, математические модели стано-

влятся важным инструментом в исследовании и совершенствовании различных газодинамических процессов. На настоящем этапе развития математических моделей необходимым считается учет и таких факторов и явлений, которые еще в недавнем прошлом считались излишним усложнением модели. Мощностные, экономические и токсические показатели поршневых двигателей, и особенно дизелей, в значительной степени зависят от качества процесса смесеобразования в цилиндре, что в свою очередь, во многом обуславливается надлежащей организацией движения газовой среды на тактах впуска и сжатия. Характер макродвижения газовой среды в цилиндре на такте впуска, да и микродвижения на такте сжатия, во многом формируется выбором направления и формы впускного канала, а также, размеров и расположения впускного клапана. Поэтому возможно более точный учет параметров как впускного канала, так и впускного клапана является важной задачей для достижения такой адекватности математической модели, которая позволит с ее помощью решать практические задачи.

Формулирование проблемы

В существующих математических моделях потока газа в цилиндре поршневых двигателей основное внимание уделяется наиболее полному учету конфигурации камеры сгорания и внутрицилиндровых факторов. При этом направление потока во впускном канале и его влияние на направление и распределение потока как в щели клапана, так и в цилиндре, изменение конфигурации потока в щели с открытием или закрытием клапана учитываются недостаточно точно [1, 2]. Часто клапан рассматривается как отверстие с круглым сечением или как щель с истечением струи под постоянным углом 45° относительно оси. Кроме того, в результате пренебрежения направлением потока во впускном канале и его инерционностью, не учитывается неравномерность рас-

пределения скорости потока по окружности щели клапана, особенно впускного [1], что не может не отразиться на адекватности моделирования потока в цилиндре.

Целью настоящих исследований являлся наиболее полный учет конфигурации потока, истекающего из щели впускного клапана, неравномерности распределения скорости истечения по окружности щели клапана и влияния направления впускного канала на это распределение.

Решение задачи

При численном интегрировании трехмерных уравнений потока в цилиндре двигателя для расчетных ячеек, сообщающихся с щелью впускного клапана необходимо иметь значения трех проекций скорости впускаемого потока в щели клапана. На рис.1 схематично представлены вертикальный разрез и горизонтальная проекция впускного клапана. Переменные по времени скорость потока в выходном сечении $l-l$ впускного трубопровода $w_{Т1}$ и давление $p_{кл}$ над клапаном определяются отдельно, математическим моделированием неустановившегося потока газа в трубопроводе. Впускной канал расположен под углом γ к плоскости крышки цилиндра. Щель впускного клапана, являющаяся боковой поверхностью усеченного конуса (по образующей CD) разделена на элементарные секторы, таким образом, чтобы каждый сектор сообщался только с одной расчетной ячейкой цилиндра. Одна из этих секторов AOB показана на рис.1 б, где α является углом между биссектрисой сектора и направлением впускного канала в горизонтальной плоскости. Допускается, что во всем пространстве над тарелкой клапана до входа в щель скорость газа соответствует вектору $w_{Т1}$. Определим проекцию вектора скорости $w_{Т1}$, нормальную к боковой поверхности усеченного конуса, в пределах рассматриваемого сектора щели AOB . Скорость $w_{Т1}$ разложим на две составляющие в горизонтальной и вертикальной

плоскостях, соответственно w_H и w_V (рис.1 а). Затем, проекцию w_H разложим на две составляющие – в радиальном w_{HR} и тангенциальном w_{Ht} направлениях (рис.1 б). Компонента w_{Ht} , направленная по касательной к окружности щели не участвует в потоке газа через щель сектора, поэтому далее не рассматривается. Радиальную же составляющую, равную

$$w_{HR} = w_H \cdot \cos \alpha = w_{TI} \cdot \cos \alpha \cdot \cos \gamma,$$

проецируя на нормаль к сечению щели в пределах расчетного сектора, получаем:

$$w_{HRn} = w_{HR} \cdot \sin \beta = w_{TI} \cdot \cos \alpha \cdot \sin \beta \cdot \cos \gamma, \quad (1)$$

Вертикальную составляющую w_V также проецируя на нормаль к сечению щели, получаем:

$$w_{Vn} = w_V \cdot \cos \beta = w_{TI} \cdot \cos \beta \cdot \sin \gamma, \quad (2)$$

Суммируя выражения (1) и (2), получаем суммарную проекцию скорости во впускном канале на нормаль к сечению щели клапана в пределах расчетного сектора AOB :

$$w_{Tn} = w_{HRn} + w_{Vn} = w_{TI} \cdot (\cos \alpha \cdot \sin \beta \cdot \cos \gamma + \cos \beta \cdot \sin \gamma).$$

Проецируя составляющие скорости потока u, v, w в ячейке цилиндра, сообщаемой с рассматриваемым сектором щели впускного клапана, на нормаль к сечению щели в пределах данного сектора, получаем:

$$W_{n \ i-1/2, j-1/2, k-1/2} = (u_{i-1/2, j-1/2, k-1/2} \times \cos \psi + v_{i-1/2, j-1/2, k-1/2} \cdot \sin \psi) \cdot \sin \beta - w_{i-1/2, j-1/2, k-1/2} \cdot \cos \beta,$$

где ψ – угол между биссектрисой дуги расчетного сектора клапана и радиус-вектором системы координат цилиндра, проведенным через центр той же дуги клапана (дуга GH на рис.2 б);

$i-1/2, j-1/2, k-1/2$ – номера текущей расчетной ячейки в направлениях координатных осей соответственно r, θ, x .

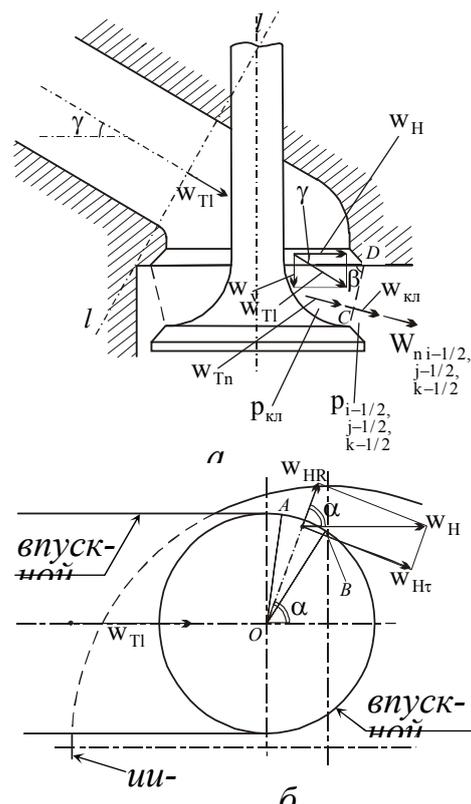


Рис. 1. Схема разложения вектора скорости

потока в щели сектора впускного клапана

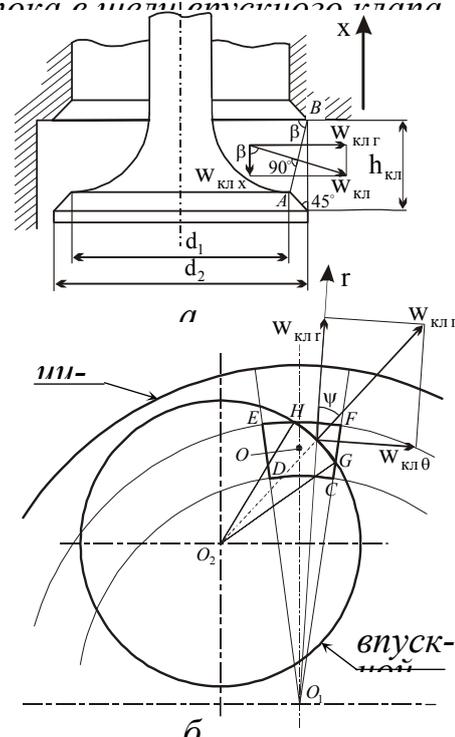


Рис. 2. Схема стыковки расчетного сектора впускного клапана

Таким образом, определены скорости потока w_{Tn} и $W_{n+1/2, j-1/2, k-1/2}$, нормальные к поверхности раздела, каковой является боковая поверхность усеченного конуса по образующей CD в пределах рассматриваемого сектора AOB (рис.1 б). Скорость потока $w_{кл}$ в щели клапана для каждого расчетного сектора определяется методом “распада разрыва” С.К.Годунова [3].

Как видно из рис.2 а, направление выходного сечения щели клапана, характеризуемое углом β зависит от высоты открытия клапана $h_{кл}$. При $h_{кл} > (d_2 - d_1)$ угол β определяется в зависимости от $h_{кл}$, а при $h_{кл} \leq (d_2 - d_1)$, считается, что поток направляется уплотняющим конусом клапана, т.е. принимается $\beta = 45^\circ$.

Проекция скорости потока $w_{клr}$ на горизонтальную координатную плоскость r, θ (рис.2 б) разлагается на радиальную $\overline{w_{клr}}$ и тангенциальную $\overline{w_{кл\theta}}$ составляющие (на рис.2 б: CDEF– контуры расчетного элемента; O – центр тяжести элемента):

$$w_{клr} = w_{клz} \cdot \cos \psi = w_{кл} \cdot \sin \beta \cdot \cos \psi,$$

$$w_{кл\theta} = w_{клz} \cdot \sin \psi = w_{кл} \cdot \sin \beta \cdot \sin \psi,$$

$$w_{клx} = w_{кл} \cdot \cos \beta.$$

Для описания потока в цилиндре использованы уравнения сплошности, движения (Навье-Стокса) и энергии в консервативных переменных в трехмерной цилиндрической системе координат r, θ, x [4].

Для учета потока, истекающего из впускного клапана в правую часть уравнения сплошности добавляется член, учитывающий секундное изменение плотности газа в расчетном элементе в результате поступления массы газа через щель клапана:

$$\frac{\partial(rp)}{\partial\tau} + \frac{\partial(rpu)}{\partial r} + \frac{\partial(pv)}{\partial\theta} + \frac{\partial(rpw)}{\partial x} = r \cdot \frac{f_{кл}^3}{V_*} \rho_{кл} w_{кл}, \quad (3)$$

где $f_{кл}^3$ – площадь проходного сечения расчетного сектора клапана, сообщающегося с рассматриваемым расчетным элементом цилиндра;

V_* – объем расчетного элемента цилиндра;

$\rho_{кл}$ – плотность газа в щели клапана цилиндра.

В уравнениях движения расчетных элементов, расположенных вокруг щели впускного клапана учитываются приращения секундного количества движения в расчетном элементе в направлениях соответствующих координат за счет поступившей массы газа через щель клапана. Эти приращения соответственно равны произведениям секундного массового расхода газа через сектор щели и соответствующих проекций скорости истечения:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial(rpu)}{\partial\tau} + \frac{\partial(p + \rho u^2)r}{\partial r} + \frac{\partial(puv)}{\partial\theta} + \frac{\partial(rpuw)}{\partial x} = \\ & = p + \rho v^2 + (\mu + \mu_u)r \left\{ \frac{1}{3} \frac{\partial}{\partial r} \text{div}(\overline{W}) + \nabla^2 u - \frac{2}{r} \cdot \frac{\partial v}{r \partial \theta} \right\} + \\ & + r \cdot \frac{f_{кл}^3}{V_*} \rho_{кл} |w_{кл}| w_{кл} \cdot \sin \beta \cdot \cos \psi, \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial(rpv)}{\partial\tau} + \frac{\partial(rpvu)}{\partial r} + \frac{\partial(p + \rho v^2)}{\partial\theta} + \frac{\partial(rpvw)}{\partial x} = \\ & = -\rho uv + (\mu + \mu_v)r \left\{ \frac{1}{3} \frac{\partial}{r \partial \theta} \text{div}(\overline{W}) + \nabla^2 v + \frac{2}{r} \cdot \frac{\partial u}{r \partial \theta} \right\} + \\ & + r \cdot \frac{f_{кл}^3}{V_*} \rho_{кл} |w_{кл}| w_{кл} \cdot \sin \beta \cdot \sin \psi, \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial(rpw)}{\partial\tau} + \frac{\partial(rpuw)}{\partial r} + \frac{\partial(rpvw)}{\partial\theta} + \frac{\partial(p + \rho w^2)r}{\partial x} = \\ & = (\mu + \mu_w)r \left\{ \frac{1}{3} \frac{\partial}{\partial x} \text{div}(\overline{W}) + \nabla^2 w + \frac{w}{r^2} \right\} - \\ & - r \cdot \frac{f_{кл}^3}{V_*} \rho_{кл} |w_{кл}| \cdot w_{кл} \cdot \cos \beta, \end{aligned} \quad (6)$$

где $\text{div}(\overline{W})$ – дивергенция скорости;

∇^2 – оператор Лапласа [3].

Уравнение энергии для расчетных элементов, граничащих с щелью впускного клапана имеет вид:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial(er)}{\partial\tau} + \frac{\partial(i + 0,5W^2)}{\partial r} \rho_{ur} + \frac{\partial(i + 0,5W^2)}{\partial\theta} \rho_v + \\ & + \frac{\partial(i + 0,5W^2)}{\partial x} \rho_{wr} = (\lambda + \lambda_t) r \nabla^2 T + \\ & + (\mu + \mu_T) r \Phi + r \frac{f_{кл}^3}{2V_*} \rho_{кл} \cdot |w_{кл}| \cdot w_{кл}^2 + \\ & + r \frac{f_{кл}^3}{V_*} \rho_{кл} \cdot w_{кл} \cdot i_{кл} , \end{aligned} \quad (7)$$

где $i_{кл}$ – удельная энтальпия газа в щели клапана;

$W = \sqrt{u^2 + v^2 + w^2}$ – суммарная скорость газа;

Φ – диссипативный член.

В правой части уравнения (7) предпоследний член выражает кинетическую энергию, а последний член – энтальпию, вносимые массой газа, поступающей через щель клапана.

Коэффициенты турбулентного переноса определяются с использованием теории "пути перемешивания" Прандтля [4]. Уравнения потока решены численным методом конечных разностей.

Результаты исследований

Для определения адекватности математической модели были смоделированы газодинамические процессы в цилиндре модельного двигателя фирмы Ricardo Consulting Engineering с тангенциальным расположением впускного канала, камера сгорания которого имеет форму диска без вытеснителей [5]. Сопоставление расчетного профиля скоростей потока в определенном сечении цилиндра при разных положениях поршня показало достаточную адекватность математической модели.

Математическая модель применена для исследования газодинамической ситуации на тактах впуска и сжатия в цилиндре дизельного двигателя Д-120 с размерностью S/D = 120 мм/105 мм, который имеет полусферическую камеру сгорания в поршне. Из расчетных диаграмм, приведенных на рис.3 видно, что по мере увеличения скорости движения поршня неравномерность распределения скорости впускае-

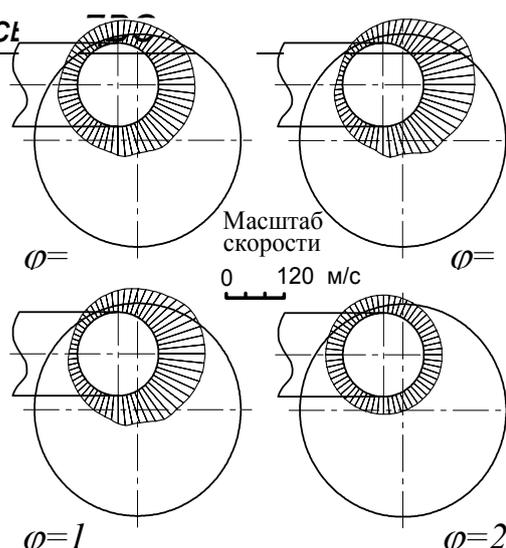


Рис. 3. Эюры распределения скорости потока по окружности щели впускного клапана при частоте вращения коленчатого

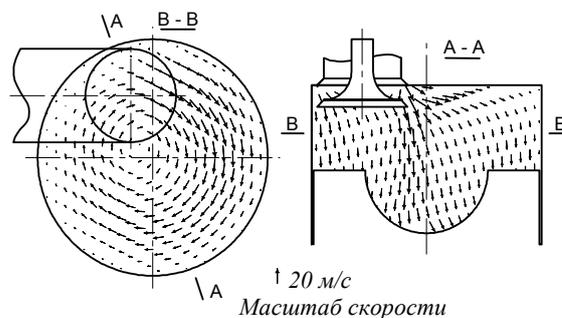


Рис. 4. Поля скоростей в горизонтальном и вертикальном се-

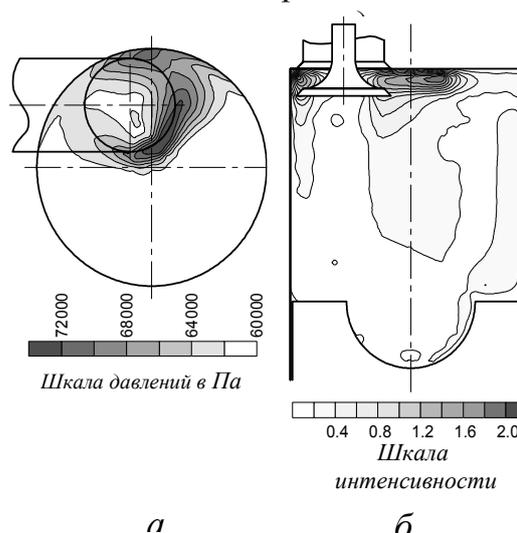


Рис. 5. Поля давлений (а) и интенсивности турбулентности

мого воздуха по окружности щели клапана также

увеличивается, в результате чего газ в цилиндре приобретает вращательное движение (рис.4). На рис. 5 а представлена эпюра распределения давления газа внутри цилиндра вокруг щели впускного клапана, а на рис. 5 б – относительной интенсивности турбулентности, определяемой как отношение локальных осредненных значений суммарных скоростей турбулентных пульсаций к средней за цикл скорости поршня. На рис. 5 б заметно поле турбулентности отрывного течения из щели клапана. Модель позволяет также строить поля распределения температур газа, путей перемешивания турбулентности и др. параметров в цилиндре и вести обширные численные исследования по оптимизации газодинамической ситуации в цилиндре двигателя.

Заключение

1. Разработана методика математического моделирования потока в щели впускного клапана поршневого двигателя и ее стыковки с уравнениями трехмерного потока в цилиндре.

2. Результаты численного моделирования процессов впуска и сжатия в цилиндре дизельного двигателя показали, что представленная методика обладает

достаточной адекватностью и может быть применена для проведения численного эксперимента.

3. Подобным методом возможно моделирование потока и в щели выпускного клапана поршневого двигателя.

Список литературы

1. Naifoh Ken, Fujii Hiroyuki, Urushihara Tomonori. Numerical simulation of the detailed flow in engine ports and cylinders // SAE Techn.Pap.Ser. – 1990. – № 900256. – P. 1 – 18. (Англ.).
2. Галышев Ю.В., Магидович Л.Е., Чернышев В.С. Численное моделирование процессов смесеобразования в газовом двигателе с расслоением заряда // Двигателестроение. – 2003. – № 1. – С. 8 – 11. (С.-Пб.).
3. Годунов С.К., Забродин А.В., Иванов М.Я. Численное решение многомерных задач газовой динамики. – М.: Наука, 1976. – 400 с.
4. Керимов З.Х. Определение показателей турбулентности при математическом моделировании трехмерного потока газа в цилиндре поршневого двигателя // Двигатели внутреннего сгорания. – 2002. – № 1. – С. 13 – 18. (НТУ «ХПИ»).
5. Glover A.R., Hundleby G.E., Hadded O. An Investigation into Turbulence in Engines Using Scanning LDA // SAE Techn. Pap. Ser. – 1988. – № 880378. – 19 p. (Англ.)

УДК 62.135

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

ЧИСЛЕННАЯ МОДЕЛЬ ТЕЧЕНИЯ ВБЛИЗИ ВПУСКНОГО КЛАПАНА ДВС

Введение

В данной работе численно исследуется трехмерное стационарное течение газовой смеси в окрестности впускного клапана ДВС. Течение газовой смеси через проходное сечение впускного клапана определяет внутрицилиндровое течение в ДВС, наполнение цилиндра свежим зарядом, эффективность сгорания.

Обоснование квази-стационарности течения дано в работе [1] при помощи лазерной анемометрии (ЛДА) вблизи впускного клапана.

Задачи работы и численная модель

Задачами исследования являются: тестирование версии солвера *MTFS*[2] для расчета низкоскоростных течений путем сопоставления с опытными данными; изучение

расходной характеристики и структуры течения вблизи впускного клапана в зависимости от особенностей подводящего тракта.

Первой задаче исследования соответствует модель осесимметричного течения в подводящем тракте с клапаном и цилиндром (рис.1). Геометрические параметры модели и конфигурация клапана соответствуют параметрам опытной модели [1] при различных величинах поднятия клапана. Сеточная модель имеет сгущения к твердым стенкам для обеспечения адекватного описания параметров пограничного слоя. Размер минимальной ячейки пограничного слоя составляет 0,001 мм, мощность сетки около 300 тыс. ячеек, $y^+ < 2$. Использовались модели турбулентности Спаларта-Алмараса (S-A), SST модель Ментера [2,3].

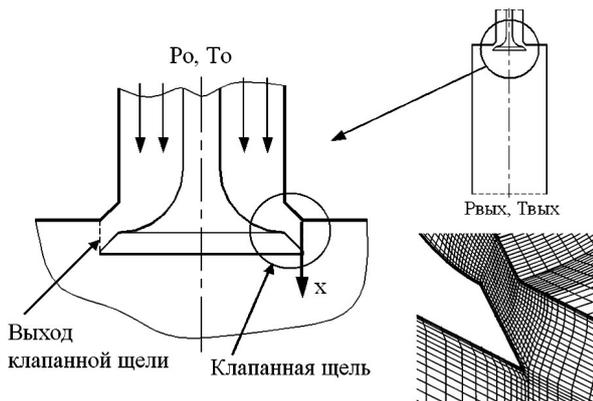


Рис.1. Геометрическая и сеточная модель

Второй задаче исследования соответствуют 5 вариантов модели, представленных на рис.2.

В варианте (А) подводящий канал расположен под углом 30° к оси цилиндра с вертикальной проставкой 30% от диаметра цилиндра. Радиус скругления между проставкой и наклонным участком канала составляет 30% от диаметра цилиндра. В варианте (В) параметры аналогичны (А), но подводящий канал расположен под углом 60° к оси цилиндра. Вариант (С) отличается от (В) отсутствием проставки. В варианте (D) клапан смещен от оси цилиндра на величину, составляющую 24% от диаметра цилиндра. В вари-

анте (Е) подводящий канал является частью впускного тракта двигателя ЯМЗ-236.

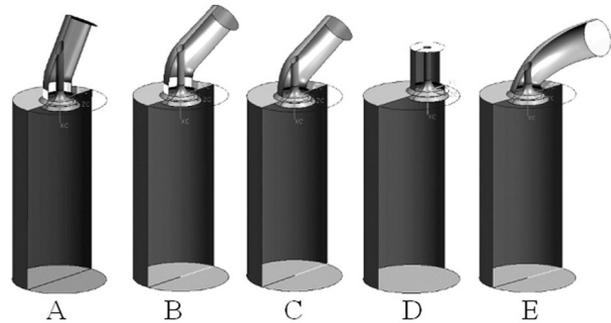


Рис.2. Конфигурации впускного канала

Описание геометрии, численный анализ и обработка данных выполнены с использованием программного комплекса *MTFS*[®] [2].

Результаты расчетов и обсуждение

На первом этапе исследовалась структура течения на выходе клапанной щели в зависимости от величины подъема клапана h . Условия на входе соответствовали данным работы [1], с результатами которой проводились сравнения.

На рис.3 представлены поля радиальной компоненты скорости для различных значений подъема клапана (а) – 4,25 мм; (б) – 6 мм; (в) – 8 мм.

На рис.4 представлены результаты сопоставления расчетных и опытных данных по радиальной составляющей скорости для подъема клапана $h=4,25$ мм. Зарегистрирован отрыв потока от поверхности клапана.

Расчетная кривая на рис.5 для поднятия $h=6$ мм смещена вверх относительно экспериментальных значений, что может объясняться неточностью привязки опытных и расчетных данных. Наблюдается отрыв потока от поверхности клапана и седла клапана.

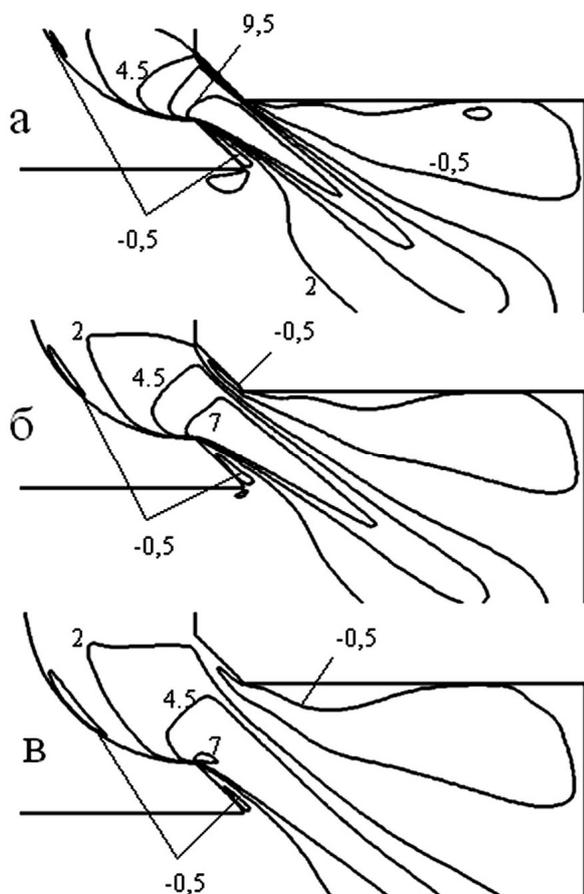


Рис.3. Радиальная компонента скорости (м/с)

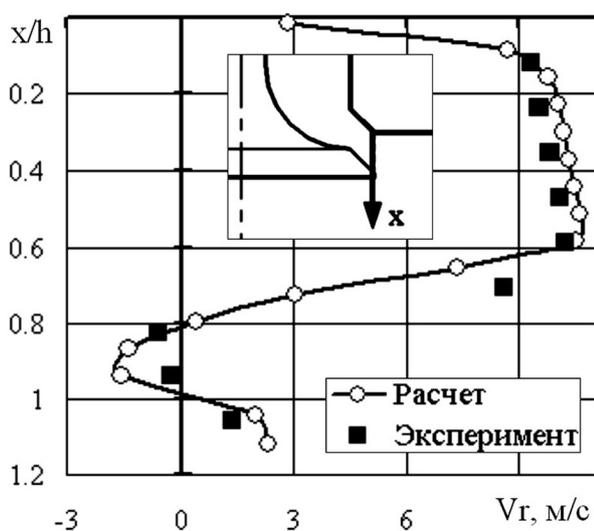


Рис.4. Профиль скорости для $h = 4,25$ мм

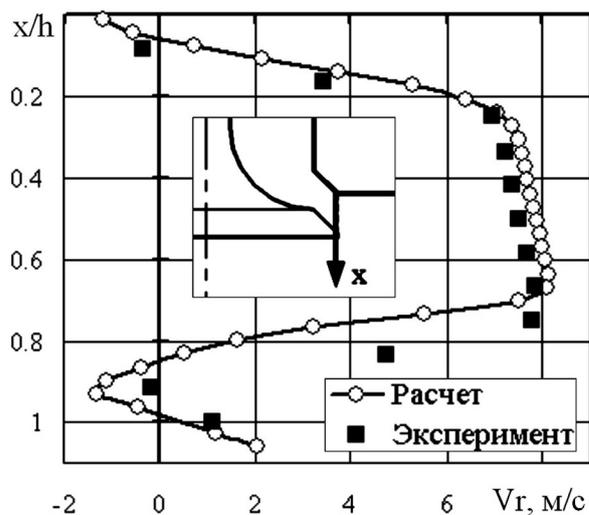


Рис.5. Профиль скорости $h = 6$ мм

Для подъема клапана $h = 8$ мм (рис.6) согласно расчетной кривой наблюдается отрыв потока от поверхности клапана, который не отмечен в эксперименте. Модель турбулентности SST недопредсказывает величину скорости в ядре струи, поэтому основная часть результатов представлена с применением модели S-A.

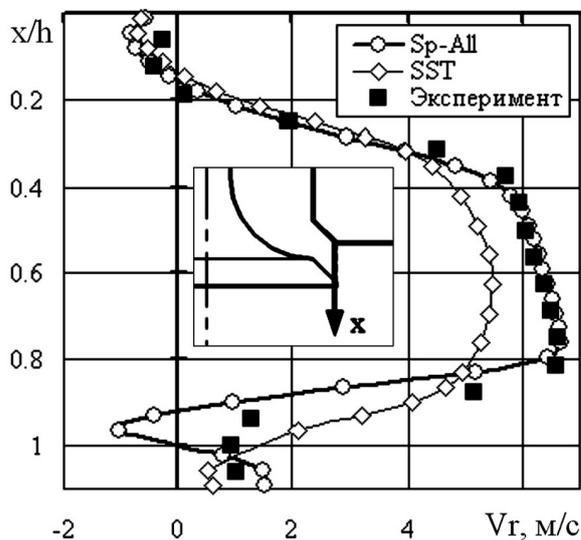


Рис. 6. Профиль скорости для $h = 8$ мм

В целом сравнительный анализ указывает на количественное совпадение экспериментальных и численных результатов.

Второй этап исследования – определение зависимости массового расхода (G , кг/ч) от величины подъема кла-

пана при фиксированном перепаде давления. Авторы [1] для данного типа клапана классифицируют четыре режима течения, характеризующиеся изменением наклона кривой (рис.7). При малых подъемах клапана поток первоначально касается стенок клапанной щели, что соответствует режиму течения 1. Для подъема клапана более 3 мм происходит отрыв от поверхности клапана, фактически уменьшая эффективную площадь потока и, следовательно, наклон кривой, что соответствует режиму течения 2. Увеличение подъема клапана до значений более 5,5 мм приводит к отрыву потока не только от поверхности клапана, но и от седла клапана. Устанавливается режим течения 3. При подъеме клапана более чем на 6.5 мм поток присоединяется к поверхности клапана, но отрыв от седла клапана сохраняется.

Расчеты проводились для различных значений перепада давления [3]. На рис.7 представлен сравнительный график для перепада давления 1500 Па.

На участках 2, 3 расчетная кривая отклоняется от экспериментальной, однако исследование полей скорости для различных подъемов клапана показывает наличие всех четырех режимов течения и совпадение их с соответствующими участками. Лишь для малых перепадов давления исключение составляет участок 4, на котором наблюдается незначительный отрыв от поверхности клапана (см. рис.7).

Влияние геометрических параметров впускного тракта на течение вблизи клапана исследовалось при одинаковом поднятии клапана в моделях. Установлено, что структуры течения в клапанной щели для каналов, расположенных под углом к оси цилиндра и вдоль нее, различаются слабо; массовые расходы при одинаковом перепаде давления на клапанный зазор для рассмотренных моделей также отличаются слабо. На рис.8 представлена окружная неравномерность статического давления, отнесенная к перепаду давлений на тракте.

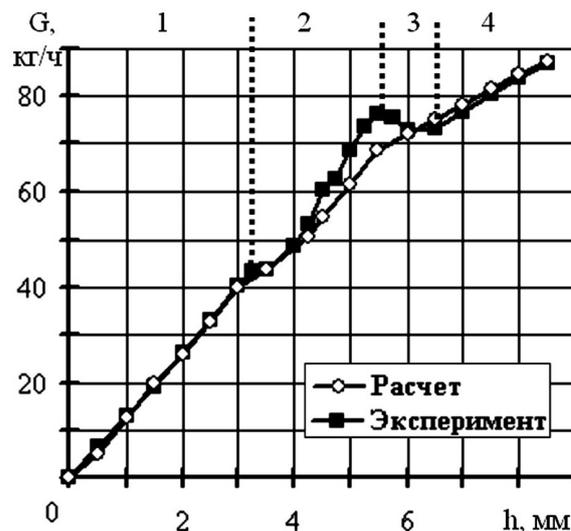


Рис.7. Зависимость массового расхода от величины поднятия клапана

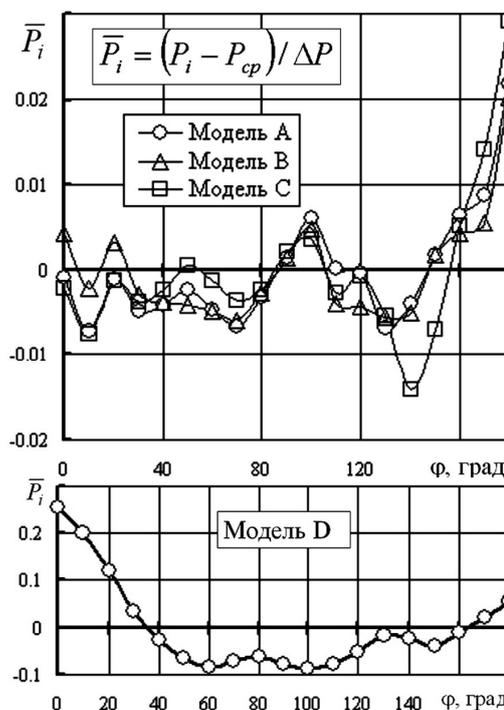


Рис.8. Окружная неравномерность давления в щели клапана для различных моделей впуска

Таким образом, наклон канала слабо влияет на окружную неравномерность на выходе клапанной щели. Существенное влияние оказывает смещение клапана относительно оси цилиндра (Модель D, рис.8), причем с увеличением перепада давления окружная неравномерность снижается (рис.9).

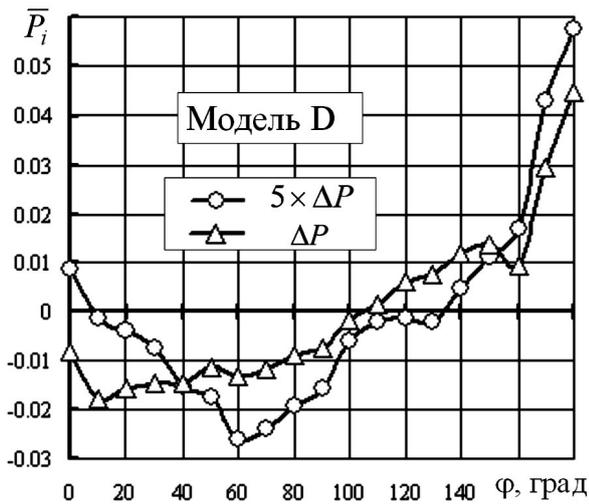


Рис. 9. Окружная неравномерность статического давления в щели при различных перепадах давления

Заключение

Тестирование численной модели вязкого турбулентного стационарного течения в щели впускного клапана на основе данных ЛДА показывает удовлетворительное количественное совпадение опытных и расчетных данных. Обсуждается влияние геометри-

ческих параметров впускного тракта на характеристики газового потока в щели.

Работа выполнена в рамках гранта МОН Украины № 105303. Авторы признательны проф. J.H. Whitelaw за полезные обсуждения.

Список литературы:

1. Bicen A.F., Vafidis C., Whitelaw J.H. Steady and unsteady air flow through an intake valve of a reciprocating engine // 2nd Winter Annual Meeting ASME, New Orleans, La, (Dec. 9 – 14, 1984). – N.Y. – 1984. – Vol. VI. – P. 47 – 55.
2. Солодов В.Г., Стародубцев Ю.В. Научно-прикладной программный комплекс MTFS® для расчета трехмерных вязких турбулентных течений жидкостей и газов в областях произвольной формы. Сертификат гос. регистрации авт. прав, УГААСП, № 5921, 16.07.2002.
3. Хандримайлов А.А. Исследование структуры газового потока в щели впускного клапана ДВС // Вестник ХНАДУ. – 2004. – Вып. 26.

УДК 621.51.001.4

И.И. Петухов, канд. техн. наук, А.В. Минячихин, асп., В.П. Парафейник, канд. техн. наук

ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРОЦЕССА СЖАТИЯ РЕАЛЬНОГО ГАЗА В НЕОХЛАЖДАЕМОМ КОМПРЕССОРЕ

Компрессоры являются наиболее распространёнными устройствами для повышения давления. Вне зависимости от их типа и конструкции все они для реализации рабочего процесса потребляют техническую (связанную с наличием в потоке газа подвижных элементов) работу [1, 2], подводимую от внешнего источника. Её величина зависит от вида процесса сжатия и уровня диссипаций при его реализации. Для расчёта технической работы можно использовать уравнения первого начала термодинамики, которые, следуя [1, 2] и пренебрегая изменением потенциальной энергии, запишем в виде

$$\delta q = di - vdp - \delta l_{дисс}, \tag{1}$$

$$\delta q = di + d \frac{w^2}{2} + \delta l_{техн}, \tag{2}$$

где δq – подведенная извне теплота;
 $-vdp$ – располагаемая (или полезная внешняя [1, 3]) работа;
 $\delta l_{дисс}$ – работа диссипативных сил;
 $\delta l_{техн}$ – техническая работа.

Из (1) и (2) непосредственно следует

$$-vdp = d \frac{w^2}{2} + \delta l_{техн} + \delta l_{дисс}, \tag{3}$$

т.е., что источником для совершения технической работы, изменения кинетической энергии и преодоления диссипативных сил является располагаемая работа.

Приведенные уравнения справедливы для необратимых и обратимых процессов. При этом располагаемая работа всегда больше технической на величину работы диссипативных сил. Для процессов сжатия и техническая, и располагаемая работы отрицательны, что соответствует меньшей по модулю располагаемой работе по сравнению с технической. В обратимых процессах работа диссипативных сил отсутствует и с точностью до изменения кинетической энергии техническая работа равна располагаемой.

В ряде публикаций по теории турбокомпрессоров уравнение (3), записанное относительно $\delta \ell_{техн}$, известно как уравнение Бернулли [4 и др.]. При этом, как правило, знак технической работы, которая по положениям термодинамики отрицательна, меняют на противоположный, а полезную внешнюю работу именуют удельным изменением потенциальной энергии газа [4, 5 и др.].

Для оценки эффективности компрессоров широко используются различные КПД, определяемые как отношение работы идеализированного процесса сжатия от начального давления до конечного к действительной работе, [1...5 и др.]. В неохлаждаемых компрессорах для равновесных и неравновесных процессов техническая работа может быть определена как разность энтальпий потока на входе и выходе компрессора. Возможные методические погрешности здесь связаны с неоднородностью параметров по сечениям, точностью измерения параметров, определяющих энтальпию [6], и вкладом кинетической энергии потока.

Такой способ расчёта действительной работы привода адиабатного компрессора непосредственно следует из уравнения закона сохранения энергии (2) и ис-

пользуется всеми авторами. Различия могут быть связаны с учётом или не учётом изменения кинетической энергии. Последнее обстоятельство детально проанализировано в работе [7]. Соотношения для КПД, учитывающие в явном виде изменение кинетической энергии, определяют так называемый внутренних КПД [5, 7]. По статическим параметрам рассчитывается политропный КПД

$$\eta_n = \frac{\int_1^2 v \cdot dp}{i_2 - i_1}. \quad (4)$$

Выражение (4) для его расчёта является общепризнанным [1...8 и др.]. Оно непосредственно следует из уравнений (2) и (3) и остаётся справедливым для любых адиабатных процессов. Возможное ограничение здесь определяется тем, что отклонения параметров состояния от равновесных в ходе политропного процесса должны быть малы по сравнению с их изменением, определяющим соответствующую работу [3].

Политропный КПД наиболее широко используют для оценки эффективности процесса сжатия и построении характеристик компрессора. В авиационном компрессоростроении наряду с ним используется также изоэнтропный (более раннее название адиабатный) КПД

$$\eta_s = \frac{i_{2s} - i_1}{i_2 - i_1}. \quad (5)$$

Его преимуществом является вполне однозначное определение минимальной работы сжатия, которая совпадает с работой идеального адиабатного компрессора. Недостаток связан с учётом всех потерь из-за необратимости процесса, в том числе работы на сжатие газа вследствие дополнительного увеличения его температуры из-за теплоты трения. В политропном анализе эта работа входит в состав идеализированной. В результате изоэнтропный КПД всегда ниже политропного и сильно зависит от степени сжатия [2]. Поэтому для обобщения результатов испытаний

и их переноса на другие компрессоры и газы более широко используется политропический анализ [8].

Значительной проблемой при использовании политропного КПД является неопределённость вида (пути) идеализированного процесса, который рассматривают как обратимый процесс с внешним теплоподводом, равным теплоте вследствие диссипаций. При известных параметрах на входе и выходе компрессора связь между ними в промежуточных сечениях задают по-разному.

Так в работе [8] используется условие постоянства КПД

$$\eta = \frac{v \cdot dp}{di} = const \quad (6)$$

в любой точке политропного процесса. Из этого условия следует уравнение связи параметров реального газа на линии процесса в виде [8]

$$\frac{P}{V} \frac{dV}{dP} = \frac{\left(\frac{1}{\eta} - 1 \right) - \frac{1}{k} \left[\frac{1}{\eta} + \frac{T}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_P \right]}{\left[1 + \frac{T}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_V \right]}, \quad (7)$$

где Z – коэффициент сжимаемости;

η – политропный КПД по условию (6);

k – показатель адиабаты.

Для его использования в работе разработан отдельный алгоритм и введены специальные функции сжимаемости.

В отечественной литературе политропным чаще называют процесс, идущий с постоянной теплоёмкостью [3]

$$c_n = \left(\frac{\delta q}{dT} \right)_n = const \quad (8)$$

либо с постоянным коэффициентом разветвления теплоты [9]

$$\varphi = \left(\frac{du}{\delta q} \right)_n = const. \quad (9)$$

Индекс "n" здесь означает, что соответствующие производные берутся вдоль линии политропного

процесса. Наряду с (8) и (9) широко используется также условие

$$p \cdot v^n = const. \quad (10)$$

Часто эти соотношения рассматриваются как эквивалентные. В действительности это не так или не всегда так.

Из общего уравнения (1) для равновесного процесса с учётом дифференциальных уравнений термодинамики получим

$$\begin{aligned} c_n &= c_p - T \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p \left(\frac{\partial p}{\partial T} \right)_n, \\ c_n &= c_v + T \left(\frac{\partial p}{\partial T} \right)_v \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_n. \end{aligned} \quad (11)$$

С учётом (2) дифференциальное уравнение политропы записано в [2] как

$$\frac{dp}{dv} = -n \cdot \frac{p}{v}, \quad (12)$$

где n – показатель политропы.

$$n = \frac{c_p - c_n}{c_v - c_n} \cdot \frac{1}{v} \cdot \left(\frac{\partial p}{\partial T} \right)_v \cdot \frac{1}{p} \cdot \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p \quad (13)$$

Политропную теплоёмкость, когда известны граничные точки, процесса можно легко вычислить как

$$c_n = \frac{s_2 - s_1}{\ln(T_2/T_1)} \quad (14)$$

Уравнение (12) в общем виде интегрировать затруднительно, но для калорически совершенного (с постоянной изохорной теплоёмкостью) идеального газа можно получить следующий хорошо известный результат:

$$p \cdot v^n = const, \quad n = \frac{c_p - c_n}{c_v - c_n}. \quad (15)$$

При зависящей от температуры теплоёмкости идеального газа показатель политропы (15) будет переменным.

Рассматривая соотношения (1) и (11) получим связь политропного КПД (6) и теплоёмкости (8) в виде

$$c_n \frac{\eta}{1 - \eta} = v \left(\frac{\partial p}{\partial T} \right)_n. \quad (16)$$

Преобразуя выражение для полного дифференциала внутренней энергии с учётом (9), получим

$$c_n \cdot \varphi = c_v + \left[T \left(\frac{\partial p}{\partial T} \right)_v - p \right] \cdot \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_n. \quad (17)$$

Условия (6) и (8) не противоречат друг другу, когда правая часть соотношения (16), а (8) и (9) соотноше-

ния (17) неизменны в каждой точке политропного процесса. Например, для газа с уравнением (15) это выполняется, а для идеального газа с переменной теплоёмкостью – нет. В случае реального газа каждому способу задания процесса отвечает свой политропный КПД, (см. табл. 1). Расчёты выполнены для метана при давлении на входе 0,1 МПа.

Таблица 1. КПД процесса сжатия в неохлаждаемом компрессоре

№	T_1, K	x_1	π_k	T_2, K	η_s	(6) [8]	(6) числ.	$n = \text{const}$	$c_n = \text{const}$	η_{ex}	$\frac{\eta_{ex} + \eta_s}{2}$
1	112	0,8	4	131,81	0,8	-	0,776	0,769	0,816	0,830	0,815
2	112	0,9	4	137,96	0,8	-	0,776	0,795	0,819	0,837	0,819
3	112	1	4	168,94	0,8	0,793	0,818	0,796	0,829	0,862	0,831
4	132	1	4	200,31	0,8	0,829	0,807	0,829	0,831	0,864	0,832
5	152	1	4	229,17	0,8	0,838	0,817	0,838	0,830	0,863	0,831
6	172	1	4	260,63	0,8	0,821	0,801	0,821	0,831	0,864	0,832
7	192	1	4	288,48	0,8	0,828	0,809	0,828	0,830	0,862	0,831
8	112	0,8	4	131,81	0,9	-	0,865	0,855	0,908	0,915	0,908
9	112	0,9	4	133,45	0,9	-	0,865	0,875	0,906	0,914	0,907
10	112	1	4	163,17	0,9	0,874	0,899	0,876	0,914	0,929	0,915
11	132	1	4	193,12	0,9	0,913	0,887	0,913	0,916	0,931	0,916
12	152	1	4	221,02	0,9	0,924	0,899	0,924	0,915	0,930	0,915
13	172	1	4	251,15	0,9	0,905	0,881	0,905	0,915	0,930	0,915
14	192	1	4	278,32	0,9	0,913	0,890	0,914	0,916	0,930	0,915
15	112	0,8	8	145,05	0,8	-	0,786	0,755	0,824	0,846	0,823
16	112	0,9	8	169,26	0,8	-	0,802	0,814	0,825	0,858	0,829
17	112	1	8	206,87	0,8	0,794	0,835	0,798	0,843	0,886	0,843
18	132	1	8	244,39	0,8	0,836	0,827	0,835	0,843	0,886	0,843
19	152	1	8	278,69	0,8	0,841	0,834	0,840	0,844	0,887	0,843
20	172	1	8	315,10	0,8	0,827	0,822	0,827	0,843	0,886	0,843
21	192	1	8	346,76	0,8	0,830	0,827	0,830	0,844	0,885	0,843
22	112	0,8	8	145,05	0,9	-	0,873	0,834	0,912	0,923	0,911
23	112	0,9	8	162,02	0,9	-	0,884	0,887	0,914	0,929	0,914
24	112	1	8	197,51	0,9	0,868	0,910	0,871	0,921	0,942	0,921
25	132	1	8	232,92	0,9	0,914	0,905	0,913	0,922	0,942	0,921

Такая неопределённость в расчёте располагаемой работы сжатия значительно усложняет сравнение компрессорных машин различных производителей. В каждом конкретном случае необходимо учитывать условие связи параметров и алгоритм вычисления работы политропного процесса. На наш взгляд, наиболее последовательно политропический анализ реализуется при использовании условия (6).

Для двухфазного состояния потока на входе ($x_1 < 1$) возможность использования политропного КПД требует дополнительного, в том числе экспериментального, изучения. В то же время использование изоэнтропного КПД проблем не вызывает.

К числу более универсальных можно отнести и со-

отношения для КПД процесса сжатия, использующие эксергию [2, 10 и др.]. Они также более строгие и методически, так как не содержат допущений о виде процесса между двумя состояниями. В рассматриваемом случае эксергетический КПД можно представить как

$$\eta_{ex} = \frac{\ell_{ex}}{i_2 - i_1}, \quad (18)$$

где эксергетическая работа

$$\ell_{ex} = ex_2 - ex_1 = (i_2 - i_1) - T_1(s_2 - s_1). \quad (19)$$

Для вычисления эксергетического КПД достаточно знать параметры состояния среды на входе и выходе компрессора. Результаты его расчёта также приведены в табл.1.

Значение политропного КПД всегда ниже, чем эксергетического и выше, чем изоэнтропного КПД. Это связано с различием используемого идеализированного процесса и вполне согласуется с приведенными соотношениями и методиками. Используя диаграмму (см. рис.1), проиллюстрируем причину этих различий.

Во всех случаях действительная работа адиабатного сжатия определяется разностью энтальпий в состояниях 2 и 1. Изоэнтропическая работа отличается от действительной вследствие разности энтальпий в состояниях 2 и 2s, которая равна теплоте изобарного процесса между этими состояниями.

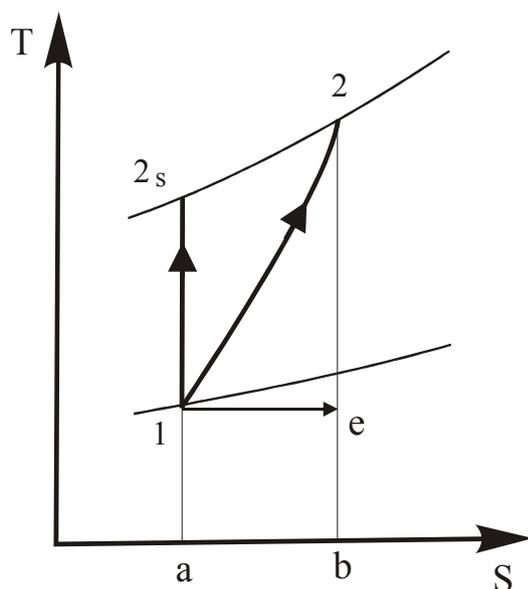


Рис. 1. Схема процесса сжатия в компрессоре

Графически это означает, что от действительной работы надо вычесть теплоту, соответствующую площади фигуры "a-2s-2-b-a" (см. рис.1). Для получения эксергетической работы следует вычесть теплоту "a-1-e-b-a", а в случае нахождения политропной работы

– теплоту "a-1-2-b-a". Последняя является промежуточной между первыми двумя теплотами.

КПД, определённый как полусумма изоэнтропного и эксергетического КПД, очень близок к политропному. Политропные КПД, выходящие за интервал указанных, являются ошибочными (табл.1).

Список литературы:

1. Кириллин В.А., Сычев В.В., Шейндлин А.Е. *Техническая термодинамика*. – М.: Энергия, 1985. – 416 с.
2. Бэр Г.Д. *Техническая термодинамика*. – М.: Мир, 1977. – 518 с.
3. Вукалович М.П., Новиков И.И. *Термодинамика*. – М.: Машиностроение, 1972. – 672 с.
4. Селезнёв К.П., Подобуев Ю.С., Анисимов С.А. *Теория и расчёт турбокомпрессоров*. – Л.: Машиностроение, 1968. – 406 с.
5. Рис В.Ф. *Центробежные компрессорные машины*. – Л.: Машиностроение, 1981. – 382 с.
6. Галёркин Ю. Б., Прокофьев А.Ю. *Оценка эффективности нагнетателей природного газа с помощью разного рода КПД при заводских испытаниях // Компрессорная техника и пневматика*. – 2002. – №2. – С. 23 – 25.
7. Ден Г.Н. *О связи между внутренним КПД неохлаждаемых ЦКМ и политропным КПД по полным параметрам // Турбины и компрессоры*. – 2002. – № 1, 2. – С. 67 – 71.
8. Шульц И.М. *Политропический анализ центробежного компрессора // Тр. америк. общ. инж.-мех. Сер. А. Энергетические машины и установки*. – 1962. – № 1. – С. 87 – 100.
9. Мухачев Г.А., Шукин В.К. *Техническая термодинамика и теплопередача*. – М.: Высш. шк., 1991. – 480 с.
10. Евенко В.И. *Оценка термодинамического совершенства компрессоров и компрессорных установок // Химическое и нефтегазовое машиностроение*. – 1999. – № 11. – С. 25 – 29.

Д.Д. Матиевский, д-р техн. наук, А.Е. Свистула, канд. техн. наук,
А.В. Еськов, канд. техн. наук, А.В. Клочков, асп.

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ СТЕНД ДИАГНОСТИКИ И КОНТРОЛЯ
ХАРАКТЕРИСТИК МАССОПЕРЕНОСА РАСПЫЛЕННОГО ТОПЛИВА
ДИЗЕЛЬНОЙ ФОРСУНКОЙ**

Известно, что от скорости капле в струе зависит доля топлива, попавшая на стенки камеры сгорания и определяющая процесс догорания.

Возникает задача разработки и использования специальных методов исследования, позволяющих установить взаимосвязь между параметрами топливной струи, геометрией камеры сгорания и др. с показателем эффективности использования воздушного заряда цилиндра.

Движущийся поток распыленного топлива нормально к направлению распространения пронизывает световое излучение в нескольких сечениях [1]. По закону Ламберта-Бера, относительная интенсивность светового излучения

$$J(t) = \frac{I(t)}{I_o} = \exp\{-\alpha nL\}, \quad (1)$$

где α - оптический коэффициент потока;

n - концентрация капле в объеме потока, пронизанном световым излучением;

L - толщина импульсного дисперсного потока в соответствующем сечении. Тогда относительный выходной сигнал фотодатчика:

$$\frac{U_i(t)}{U_o} = \frac{SI_i(t)}{SI_o} = \exp\{-Qg_i(t)\}, \quad (2)$$

где Q - константа измерительного устройства,

S - чувствительность фотодатчика,

$g_i(t)$ - интенсивность потока в i сечении в произвольный момент времени впрыска,

U - выходной сигнал фотодатчика.

Диагностика скорости потока распыленного топлива сводится определению в произвольный момент времени впрыска t интервала времени транспортировки через два соседних сечения i и $i+1$ одинаковых масс жидкости:

$$\int_0^t g_i(t)dt = \int_0^{t+t_{hi}} g_{i+1}(t)dt, \quad (3)$$

$$g_i(t) = QLn[J_i(t)]. \quad (4)$$

Интервал времени транспортировки t_{hi} находится по величине сигналов фотодатчиков, расположенных в соответствующих сечениях:

$$t_{hi} = t_i - t_{i+1}. \quad (5)$$

В результате определяется скорость переноса массы потока в произвольный момент времени между любыми двумя сечениями, расположенными на малом расстоянии друг от друга.

Экспериментальный стенд диагностики и контроля характеристик массопереноса распыленного топлива дизельной форсункой является дополнением к промышленным стендам настройки топливных насосов и форсунок.

На топливном стенде MIRKEZ 1 установлен насос высокого давления 2 (рис. 1, 2).

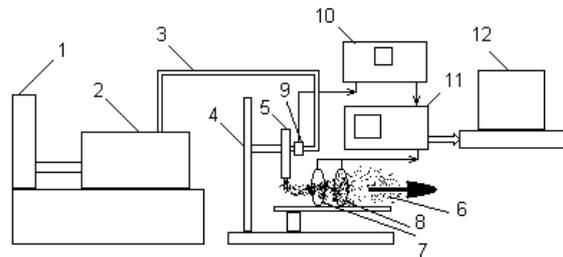


Рис. 1. Схема экспериментального стенда

Топливо по трубопроводу 3 поступает на форсунку 5. Распылитель форсунки генерирует топливный поток 6, развивающийся через сечения 7 и 8.

Сечение состоит из кольца, в котором оппозитно друг другу расположены излучатель и фотодатчик.

С фотодатчика электрический сигнал поступает в цифровой осциллограф 11 и далее в ЭВМ 12.

Параллельно регистрируется изменение давления тензодатчиком 9.

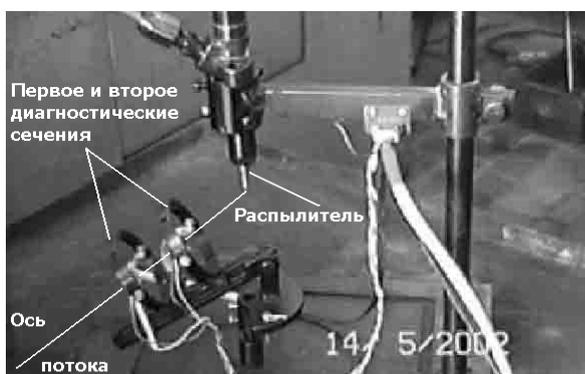


Рис. 2. Внешний вид экспериментального стенда

На рис. 3 изображено изменение оптической плотности топливного потока в сечениях на расстоянии 5 см и 10,3 см от носика по оси распылителя Алтайского завода прецизионных изделий с 5 сопловыми отверстиями $d=0,25$ мм, установленный на форсунку ФД-22. Опыты проводились с частотой вращения вала топливного насоса 500 мин^{-1} и расходом топлива $100 \text{ мм}^3/\text{цикл}$. Время развития потока в первом сечении 6 мс, а во втором более 8 мс.

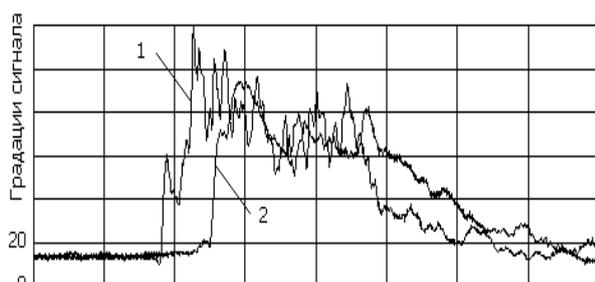


Рис. 3. Оптические плотности 1 и 2 каналов

Из графиков на рис. 3 видно, что начало впрыска сопровождается резким (80 градаций за 200 мкс) уменьшением интенсивности световой волны. В результате наблюдается подъем напряжения на выходе фотодатчика по причине прохождения уплотненной головной части струи с высокой концентрацией капель топлива.

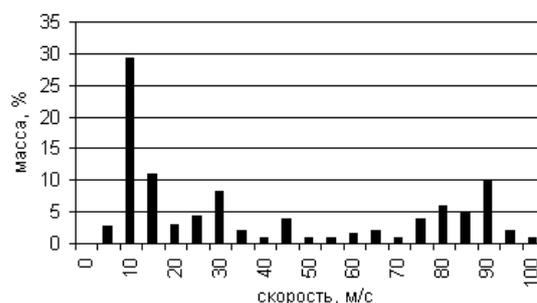


Рис. 4. Распределение скоростей массопереноса

Основная масса капель, вероятно находящаяся в головной части топливного потока, встречая сопротивление неподвижной среды, движется со скоростью 10-20 м/с (рис. 4). Капли топлива, находящиеся в шлейфе потока, могут двигаться с большими скоростями, но масса их на много меньше капель во фронте. Большая масса капель в головной части свидетельствует о переобогащении этой зоны топливом. Всплеск скорости в районе 90 м/с предположительно может определяться пульсацией потока.

Распределение массы потока по скорости будет зависеть от параметров истечения потока из соплового отверстия, расстояния до измерительных сечений, свойств жидкости и др. При соблюдении режимных параметров неизменными, можно определить влияние конструктивных факторов распылителя (отклонение от эталона в процессе массового производства).

Список литературы:

1. Патент РФ №2147749. Способ определения скорости импульсного аэропотока / В.В. Евстигнеев, П.Ю. Гуляев, А.В. Еськов.
2. Экспериментальное исследование характеристик топливных струй дизельных форсунок / А.Е. Свистула, Д.Д. Матиевский, П.Ю. Гуляев, А.В. Еськов // Двигателестроение. – 1999. – № 1. – С. 29 – 31.

УДК 621.431:621.436.068

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

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ УГЛА НАЧАЛА ПОДАЧИ ТОПЛИВА НА ПОКАЗАТЕЛИ ТОКСИЧНОСТИ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ БЫСТРОХОДНОГО ДИЗЕЛЯ

В работе [1] показано, что угол начала подачи топлива позволяет существенно влиять на динамическую напряженность и топливную экономичность дизеля. Причем, для анализа сгорания, обобщения и выбора условий оптимального регулирования быстроходных дизелей необходимы сведения о действительном угле опережения впрыскивания топлива (УНПТ).

С этой целью на основании экспериментальных данных, полученных при исследовании дизеля 6ЧН12/14 (СМД-31), установлена взаимосвязь между УНПТ и геометрическим (установочным) углом опережения подачи топлива (УОПТ), показано влияние УНПТ на максимальное давление сгорания, степень повышения и скорость нарастания давления, удельный эффективный расход топлива, а также с учетом принятых ограничений на динамическую напряженность и обеспечения минимального расхода топлива предложен закон управления углом начала подачи топлива.

В настоящей работе приведены результаты экспериментальных исследований дизеля 6ЧН12/14 для установления зависимостей показателей токсичности и дымности отработавших газов (ОГ) от УНПТ. Номинальная мощность дизеля, максимальный крутящий момент на частичных скоростных режимах, топливная аппаратура и ее регулировочные параметры такие же, как и в работе [1].

Результаты исследования дизеля на максимальных нагрузках при различных частотах вращения коленчатого вала приведены на рис.1. Рассмотрим в первую очередь показатели токсичности ОГ, связанные с неполным сгоранием топлива. К таким показателям следует отнести концентрации в ОГ оксида углерода и газообразных суммарных углеводородов

(W_{CO} , W_{CnHm}), массовый выброс твердых частиц ($G_{TЧ}$).

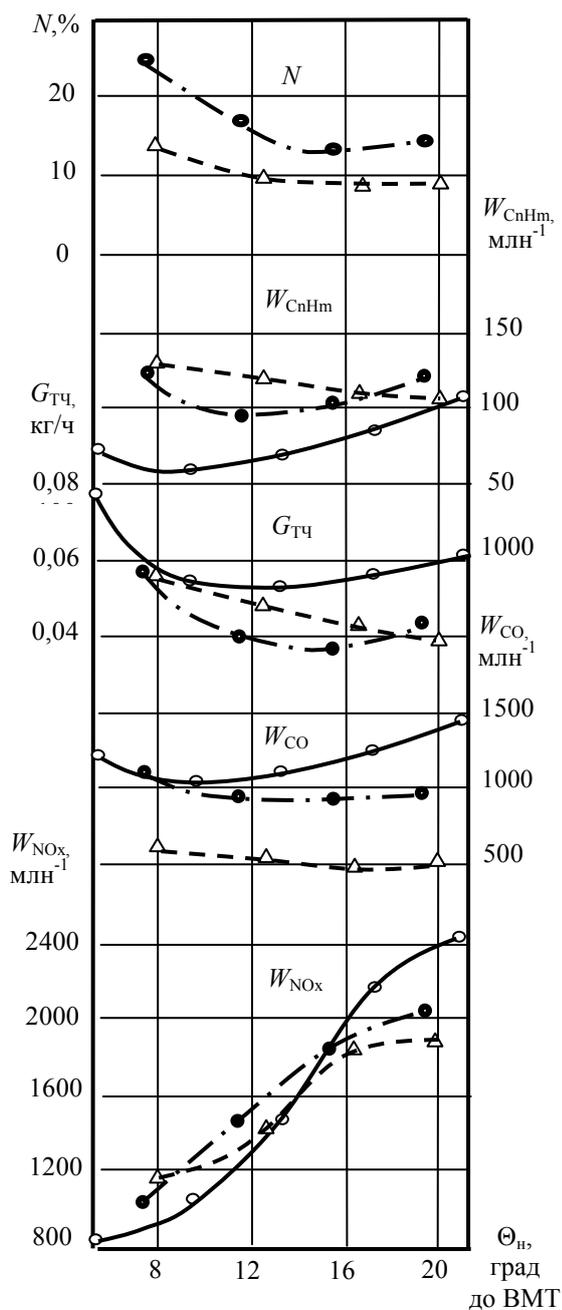


Рис. 1. Зависимости показателей токсичности и дымности ОГ от угла начала подачи топлива, $N_e=100\%$:

- — при $n=1200 \text{ мин}^{-1}$
- — при $n=1600 \text{ мин}^{-1}$
- △ — при $n=2000 \text{ мин}^{-1}$

Эти показатели, как и оптическая непрозрачность ОГ (N), которая определяется наличием в ОГ частиц сажи, относящихся к продуктам неполного сгорания топлива, имеют в разной степени выраженные оптимальные значения УНПТ.

Концентрация в отработавших газах дизеля оксида углерода зависит от частоты вращения коленчатого вала, особенно заметно при $Q_n > 14$ градусов до ВМТ. Оптимальные УНПТ, обеспечивающие минимальные значения W_{CO} при $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$, находятся в пределах 16...20 градусов до ВМТ. При $n = 1600 \text{ мин}^{-1}$ и $n = 1200 \text{ мин}^{-1}$ оптимальные УНПТ находятся в пределах 12...14 и 9...11 градусов до ВМТ, соответственно.

Влияние частоты вращения коленчатого вала на концентрацию в отработавших газах газообразных суммарных углеводородов менее заметно, чем на W_{CO} , но оптимальные УНПТ, обеспечивающие минимальные значения W_{CnHm} практически те же самые, что и для W_{CO} . Так, при $n = 1600 \text{ мин}^{-1}$ оптимальные УНПТ находятся в пределах 11...13 градусов до ВМТ, а при $n = 1200 \text{ мин}^{-1}$ – 8...10 градусов до ВМТ. И лишь при $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$ оптимальные УНПТ, обеспечивающие минимальные значения W_{CnHm} находятся выше значений 20 градусов до ВМТ, т.е. выше значений, исследованных в настоящей работе.

Оптическая непрозрачность отработавших газов незначительно зависит от частоты вращения коленчатого вала. Если при $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$ оптимальные УНПТ, обеспечивающие минимальные значения оптической непрозрачности ОГ составляют 16...18 градусов до ВМТ, то для $n = 1600 \text{ мин}^{-1}$ – 15...17 градусов.

Массовый выброс с отработавшими газами твердых частиц определяется, главным образом, наличием в ОГ частиц сажи и конденсированных углеводородов [2]. Оптимальные значения УНПТ, обеспечивающие минимальные значения выброса твердых частиц при $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$ находятся выше 20 градусов до ВМТ. При $n = 1600 \text{ мин}^{-1}$ оптимальные углы находятся в пределах 12...14 градусов до ВМТ, при $n = 1200 \text{ мин}^{-1}$ – 10...13 градусов.

Концентрация в отработавших газах оксидов азота. Оксиды азота, в основном, являются продуктом окисления азота, поступающего в цилиндр дизеля с воздухом [3] и концентрация их в ОГ зависит от условий сгорания в 1 и 2 фазах [4]. Анализ зависимостей концентрации в ОГ оксидов азота (W_{NOx}) от частоты вращения коленчатого вала при максимальных нагрузках показывает, что значения W_{NOx} возрастают при снижении n . Минимальные значения W_{NOx} можно достичь при УНПТ менее 6 градусов до ВМТ.

Таким образом, для продуктов неполного сгорания топлива (оксида углерода, газообразных суммарных углеводородов, твердых частиц) при каждой из частот вращения коленчатого вала можно найти оптимальный УНПТ, обеспечивающий минимальный выброс вредного вещества или найти компромиссное решение при выборе УНПТ, обеспечивающее минимальные значения выбросов продуктов неполного сгорания топлива. Например, по результатам исследований для частоты вращения коленчатого вала $n = 1200 \text{ мин}^{-1}$ может быть рекомендован УНПТ 10 градусов до ВМТ, для $n = 1600 \text{ мин}^{-1}$ – 13 градусов до ВМТ, а для $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$ – 20 градусов до ВМТ. В то же время для обеспечения минимальной концентрации в ОГ оксидов азота необходимо УНПТ устанавливать менее 6 градусов до ВМТ.

Выбор закона управления УНПТ необходимо проводить с учетом назначения двигателя и данных об условиях его эксплуатации по комплексному критерию топливной экономичности и токсичности ОГ или суммарным затратам на топливо и возмещение ущерба от вредного воздействия ОГ на окружающую среду [2].

На рис. 2 показаны три возможных закона управления УНПТ по внешней характеристике дизеля:

– первый – с учетом принятых ограничений по максимальному давлению, скорости нарастания дав-

ления и обеспечения минимальной топливной экономичности;

– второй – обеспечивающий минимальные выбросы с ОГ продуктов неполного сгорания топлива;

– третий – при постоянном значении УНПТ равном 8 градусов до ВМТ, обеспечивающий существенное снижение выброса оксида азота при ухудшении топливной экономичности на режиме номинальной мощности на 10 % и режиме максимального крутящего момента 5 %.

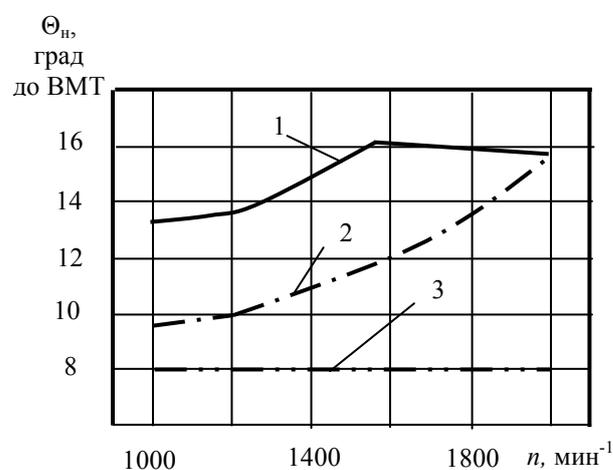


Рис. 2. Законы управления углом начала подачи топлива по внешней характеристике

В табл. 1 показано относительное изменение суммарных затрат на топливо и возмещение ущерба от вредного воздействия на окружающую среду ОГ для трех выбранных законов управления УНПТ. Как видим из таблицы, уменьшение УНПТ с целью обеспечения минимальных выбросов с ОГ продуктов неполного сгорания топлива и одновременно снижения выброса оксида азота на частотах вращения коленчатого вала позволяет уменьшить суммарные затраты на 10...11 %. Дальнейшее уменьшение угла (третий закон управления) несмотря на заиетное ухудшение топливной экономичности дизеля, также позволяет обеспечить снижение суммарных топливно-экологических затрат при $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$ на 21 %, при 1600 мин^{-1} на 25 % и при $n = 1200 \text{ мин}^{-1}$ 14 % от-

носителю закона, обеспечивающего на минимальную топливную экономичность дизеля. Это связано с существенным снижением затрат на возмещение ущерба от вредного воздействия на окружающую среду оксидов азота.

ущерба от вредного воздействия отработавших газов на окружающую среду показал топливно-экологическую эффективность управления углом начала подачи топлива при котором возможно ухудшение топливной экономичности на режиме номинальной мощности на 10 % и режиме максимального крутящего момента 5 %.

Таблица 1. Относительное изменение суммарных затрат на топливо и возмещение ущерба от вредного воздействия ОГ на окружающую среду

Вариант закона	Относительное изменение суммарных затрат на топливо и возмещение ущерба от вредного воздействия ОГ на окружающую среду при $M_{кр\ max}$		
	$n=1200\ \text{мин}^{-1}$	$n=1600\ \text{мин}^{-1}$	$n=2000\ \text{мин}^{-1}$
1	1,0	1,0	1,0
2	0,89	0,90	1,0
3	0,86	0,75	0,79

Выводы

В результате проведенных исследований быстроходного дизеля:

1. Установлено влияние УНПТ на показатели токсичности и дымности отработавших газов. Выявлено, что продукты неполного сгорания топлива имеют оптимальные значения, при которых обеспечиваются минимальные значения этих выбросов. Концентрация оксидов азота в отработавших газах при уменьшении угла начала подачи топлива в исследованном диапазоне снижается.

2. Проведенный анализ изменения суммарных затрат на топливо и возмещение экологического

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

1. ПАРСАДАНОВ И.В., ТРЕТЬЯКОВ С.И. **ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ УГЛА НАЧАЛА ПОДАЧИ ТОПЛИВА НА ПОКАЗАТЕЛИ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАПРЯЖЕННОСТИ И ТОПЛИВНОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ БЫСТРОХОДНОГО ДИЗЕЛЯ // ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ.** –ХАРЬКОВ: НТУ “ХПИ”. – 2004.– № 1.– С. 4–7. 2. ПАРСАДАНОВ И.В. **ПОВЫШЕНИЕ КАЧЕСТВА И КОНКУРЕНТОСПОСОБНОСТИ ДИЗЕЛЕЙ НА ОСНОВЕ КОМПЛЕКСНОГО ТОПЛИВНО-ЭКОЛОГИЧЕСКОГО КРИТЕРИЯ.** – ХАРЬКОВ: ИЗДАТЕЛЬСКИЙ ЦЕНТР НТУ “ХПИ”, 2003.– 244 С. 3. ЗВОНОВ В.А. **ТОКСИЧНОСТЬ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ.** – М.: МАШИНОСТРОЕНИЕ, 1981.– 160 С. 4. РАЗЛЕЙЦЕВ Н.Ф. **ОСОБЕННОСТИ И ЗАКОНОМЕРНОСТИ ОБРАЗОВАНИЯ ОКИСЛОВ АЗОТА В ДИЗЕЛЯХ. // ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ.** – 1996. – ВЫП. 55. – С. 158 – 172.

УДК 539.3

**Н.Г. Шульженко, д-р техн. наук, П.П. Гонтаровский, канд. техн. наук,
Н.Г. Гармаш, канд. техн. наук, Т.В. Протасова асп.**

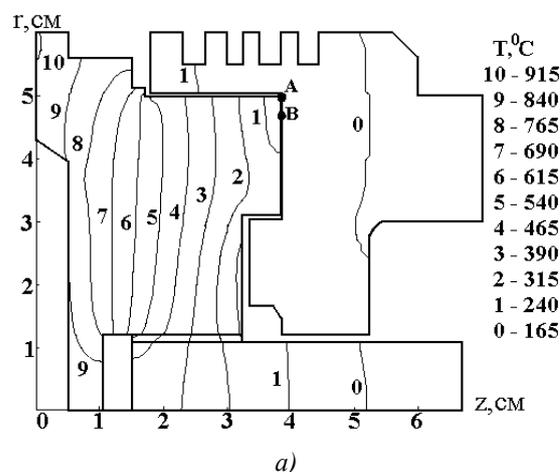
РАЗВИТИЕ РАСЧЕТНЫХ МОДЕЛЕЙ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕПЛОВОГО И ТЕРМОНАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЙ СОСТАВНЫХ ПОРШНЕЙ ДВС

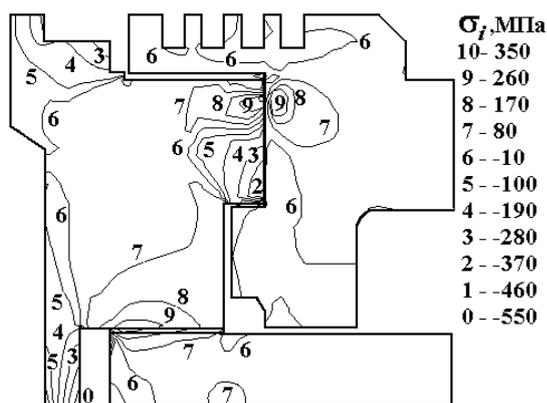
Повышение удельной мощности и экономичности двигателей внутреннего сгорания характеризуется повышением температур в камере сгорания и деталях цилиндра-поршневой группы. Надежность работы ДВС во многом определяется тепловым и термонапряженным состоянием, определение которого целесообразно расчетным путем.

Для выполнения подобных исследований разработаны универсальные и специализированные программные комплексы [1,2], позволяющие решать стационарные и нестационарные задачи термомеханики. Ввиду сложности конструкции и условий ее работы важное значение приобретает построение расчетной модели. Широкое распространение получили осесимметричные термоупругие расчетные схемы. Поскольку изменения температуры поршня со стороны камеры сгорания составляют около 10 °С и ослабевают на глубине около 1 мм, граничные условия теплообмена усредняются за цикл работы двигателя. Граничные условия приводятся к условиям конвективного теплообмена, когда на участке поверхности задаются усредненные за цикл температура среды и коэффициент теплообмена. Поскольку в поршне около 30-40% составляет лучистый теплообмен, то полный теплообмен целесообразно разделить на конвективную и лучистую составляющие. Это позволяет точнее определить колебания температур и напряжений на поверхности поршня со стороны камеры сгорания, точнее определять граничные условия теплообмена при изменении режима работы двигателя.

В составных поршнях теплообмен между жаровой накладкой и другими деталями происходит через

заранее неизвестную область контакта, которая изменяется за такт работы дизеля, а также в процессе изменения режима работы. В связи с этим расчет термонапряженного состояния составных поршней целесообразно проводить в рамках термоконтактной задачи [3]. Без определения зоны контакта и контактных давлений некорректно находить распределение температурных полей, а без распределения температуры – решить контактную задачу. Задачи теплопроводности и термомеханики оказываются связанными таким образом через условия контактного взаимодействия. Термическое сопротивление в области контакта зависит от контактного давления, шероховатости взаимодействующих поверхностей, теплопроводности и прочности взаимодействующих материалов [4]. Разработанное программное обеспечение [3] позволяет производить термостойкий расчет составных поршней с учетом всех перечисленных факторов в рамках двумерной задачи. На рис. 1 приведены результаты расчета термоконтактной задачи для составного осесимметричного поршня свободнопоршневого двигателя.





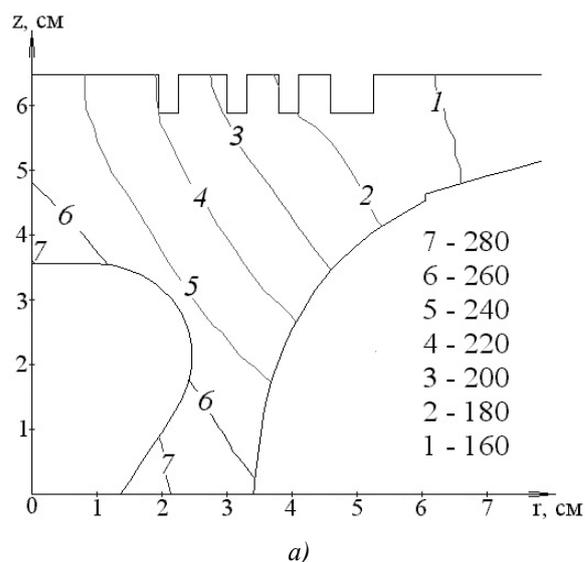
б)

Рис.1. Распределение тепловых полей (а) и эквивалентных напряжений (б) в составном поршне свободнопоршневого двигателя. Зона контакта жаровой накладки с тронком показана линией АВ

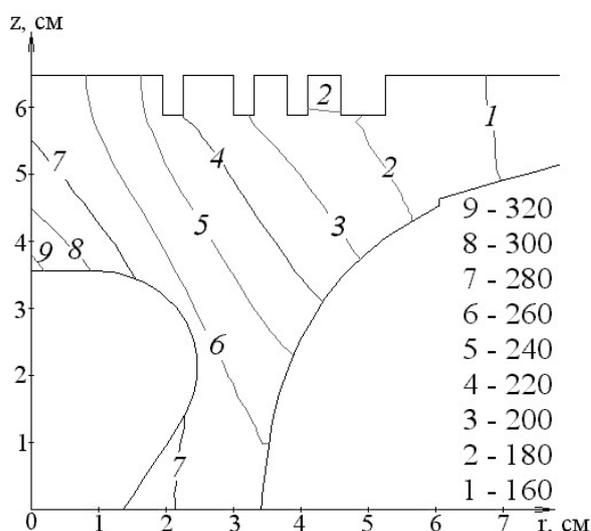
Поршни ДВС не являются строго осесимметричными конструкциями, кроме того, условия теплообмена в них изменяются в окружном направлении, как со стороны камеры сгорания (за счет влияния впускных и выпускных клапанов), так и при теплообмене юбки поршня с гильзой цилиндров за счет перекладки поршня при возвратно-поступательном перемещении. Существует ряд факторов, нарушающих осевую симметрию термонапряженного состояния [5, 6]. Поэтому для расчета нестационарного термонапряженного состояния пространственных конструкций разработана методика с использованием метода конечных элементов (МКЭ) в декартовых координатах [7] и на основе полуаналитического МКЭ в цилиндрических [8], где решения в окружном направлении представляются рядами Фурье. Методика [8] позволяет решать задачи на основе трехмерной математической модели со значительно меньшими вычислительными затратами, чем при использовании обычного МКЭ. На рис. 2 приведен расчет в двух диаметрально противоположных меридиональных сечениях неосесимметричного температурного поля поршня СМД-60 с применением полуаналитического МКЭ.

Обе методики и соответствующие программы [7, 8] обеспечивают контроль ошибок при вводе исходной информации, осуществляют графический контроль геометрии и позволяют построить изолинии температур и напряжений в произвольных сечениях конструкции.

Неосесимметрия напряженного состояния, вызванная давлением газов, порождается локальным опиранием поршня на поршневой палец [6]. Существенный вклад в распределение напряжений в элементах поршней вносит ползучесть материала [9,10]. При этом за счет релаксации напряжений могут возникать большие остаточные растягивающие напряжения, позволяющие объяснить причину появления трещин в головке поршня.



а)



б)

Рис. 2. Неосесимметричное температурное поле в поршне дизеля СМД-60 на номинальном режиме

Неосесимметричные напряжения от сил давления газов изменяются циклически и в сочетании с термоупругими напряжениями вызывают в поршнях явление циклической ползучести [11], без учета которой невозможно надежно оценить ресурс работы элементов поршня. Из-за высоких температур в жаровых накладках составных поршней имеет место интенсивная ползучесть материала, подтверждаемая изменениями их формы. Без учета свойств, определяющих ползучесть материала такие расчеты невозможны.

Отметим, что при решении подобных задач с помощью современных программных комплексов типа ANSYS, иногда некорректно используются расчетные модели, что приводит к неверным результатам. Так, если рассмотреть расчет поршня тепловозного дизеля, то можно отметить, что его закрепление в районе опирания пальца вызывало появление результирующих сжимающих напряжений, которые не позволяют объяснить причины возникновения трещины в чугунном поршне с внутренней стороны в районе ребра, поддерживающего бобышку (точка А на рис. 3, а). После расчета поршня в рамках термоконтактной задачи в районе точки А были получены растягивающие напряжения, которые и соответствовали реальному напряженному состоянию в данной конструкции. С целью уменьшения трещинообразования было предложено использование двух ребер вместо одного (рис. 3, б).

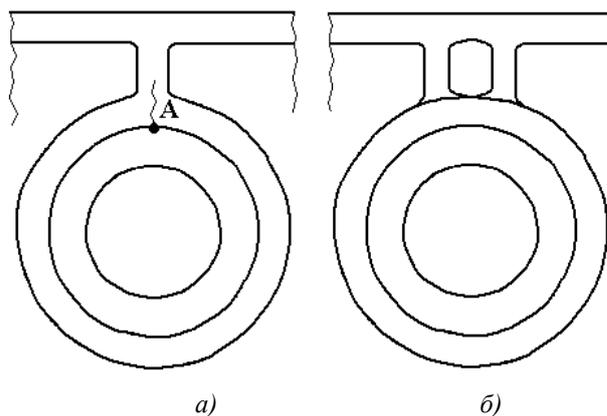


Рис. 3. Ребра жесткости в чугунном поршне с внутренней стороны

Проведенные расчеты показали, что расстояние 10–15 мм между ребрами является наиболее оптимальным и приводит к значительному падению контактных и окружных напряжений в бобышке поршня. Их распределение вдоль дуги окружности приведено на рис. 4, 5.

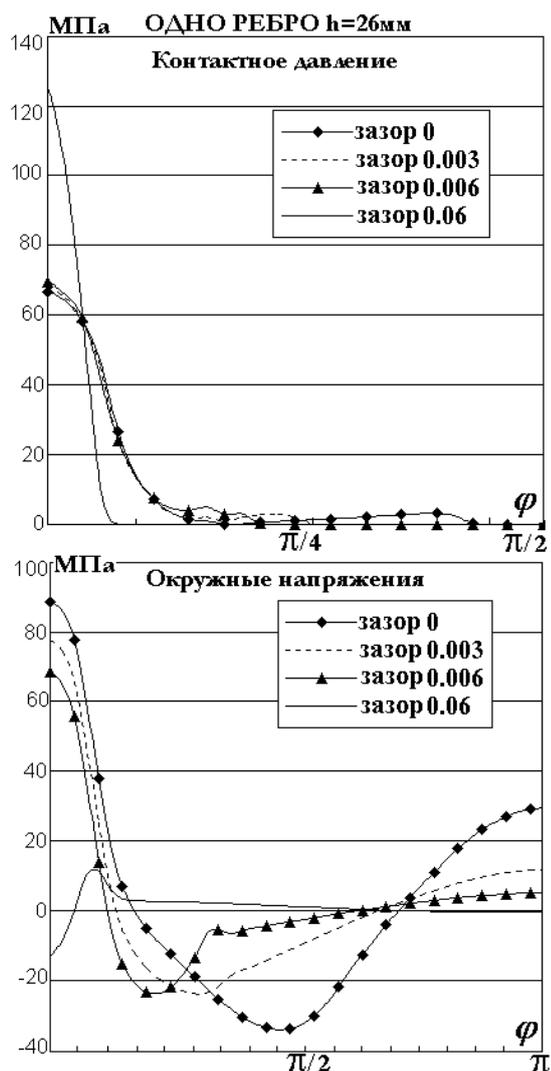


Рис. 4. Контактные и окружные напряжения в бо-
бышке поршня

Использование данных рекомендаций исключило возникновение трещин в чугунных поршнях тепловозных дизелей. Надо отметить, что на величину напряжений существенное влияние оказывает зазор между пальцем и поршнем.

В заключение отметим, что развитие математических моделей, позволяющих учитывать контактные взаимодействия деталей, ползучесть и виброползучесть материала, граничные условия теплообмена, максимально приближенные к реальным, открывает новые возможности для проведения термомеханических расчетов составных поршней.

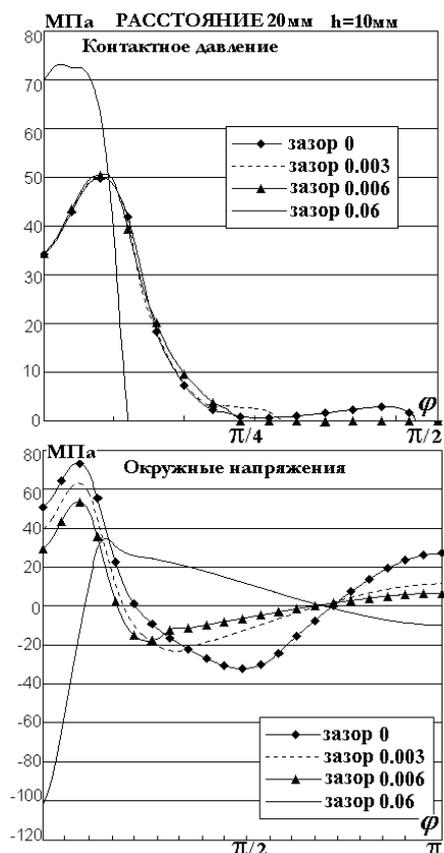


Рис. 5. Контактные и окружные напряжения в бо-
бышке поршня

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

1. Задачи контактного взаимодействия элементов конструкций / А.Н. Подгорный, П.П. Гонтаровский, Б.Н. Киркач, Ю.И. Матюхин, Г.Л. Хавин. – К.: Наук. думка, 1989. – 232 с.
2. Расчет конструкций в MSC/NASTRAN for Windows. – М.: ДМК Пресс, 2001. – 448 с.
3. Гонтаровский П.П., Гармаиш Н.Г. Расчет напряженно-деформированного состояния лопаток турбомашин с учетом термоконтактных взаимодействий // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования: Тр. Междунар. науч.-техн. конф. – Харьков, 1997. – С. 533 – 536. (ИПМаш НАНУ).
4. Шлык Ю.П., Ганин Б.А., Царевский С.Н. Контактное термическое сопротивление. – М.: Энергия, 1977. – 328 с.
5. Шабров Н.Н. Метод конечных элементов в расчетах деталей тепловых двигателей.

лей. – Л: Машиностроение, 1983. – 212 с. 6. Гонтаровский П.П., Руденко Е.К. Анализ неосесимметричного напряженно-деформированного состояния поршней // Двигатели внутреннего сгорания: Сб. науч. тр. – 1988. – Вып. 48. – С. 46 – 49. (ХПИ). 7. Моделирование кинетики трехмерных механических полей в элементах турбомашин / Н.Г. Шульженко, П.П. Гонтаровский, Ю.И. Матюхин, Н.Г. Гармаш // Пробл. динамики и прочности в газотурбостроении: Тр. Междунар. конф. – К., 2004. (ИПП НАНУ). 8. Протасова Т. В. Алгоритм решения нестационарной нелинейной неосесимметричной задачи термомеханики для тел вращения // Современные проблемы машиностроения: Тез. докл. конф. молодых ученых и специалистов Ин-та пробл. машиностроения. –

Харьков, 2003. – С. 7. 9. Релаксация термоупругих напряжений в поршне с камерой сгорания типа ЦНИДИ / А.Ф. Шеховцов, П.П. Гонтаровский, Ю.И. Матюхин, Ф.И. Абрамчук, В.А. Пылев // Двигатели внутреннего сгорания: Сб. науч. тр. – 1989. – Вып. 49. – С. 7 – 13. (ХПИ). 10. Релаксация термоупругих напряжений в чугунном поршне быстроходного дизеля с учетом разносопротивляемости материала / А.Ф. Шеховцов, П.П. Гонтаровский, Ю.И. Матюхин, Ф.И. Абрамчук, В.А. Пылев // Двигатели внутреннего сгорания: Сб. науч. тр. – 1990. – Вып. 52. – С. 3 – 9. (ХПИ). 11. Голуб В.П., Погребняк А.Д. Высокотемпературное разрушение материалов при циклическом нагружении. – К.: Наук. думка, 1994. – 228 с.

УДК 621.43

А.А. Жуков, канд. техн. наук, Н.Н. Михайлов, инж., В.А. Жуков, канд. техн. наук,

А.П. Навоев, асп.

АНАЛИЗ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ И ПОВЫШЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС ПРИВОДА АГРЕГАТОВ ДВИГАТЕЛЕЙ ЯМЗ-840

Введение

Быстрый рост мирового парка ДВС вынуждает правительства развитых стран ужесточать допустимые нормы расхода топлива и выбросов в атмосферу с отработавшими газами вредных отравляющих веществ. Это проявляется

в принятии ряда документов, регламентирующих токсичность и дымность отработавших газов:

Правила ЕЭК ООН ЕСЕ-R49

(1982г.); Правила ЕЭК ООН 49.01

(1989г.); Правила ЕЭК ООН Euro-1

(1993г.); Правила ЕЭК ООН Euro-2

(1996г.); Правила ЕЭК ООН Euro-3 (1999г.).

Для обеспечения установленных экологических нормативов в конструкциях современных двигателей предусмотрена установка дорогостоящих нейтрализаторов, дожигателей, фильтров, рекуператоров и т.п. Экспериментальные и эксплуатационные исследования последних лет, однако, показывают, что такие конструктивные решения, не снимая полностью экологических проблем, приводят к снижению топливной экономичности. Более перспективным и целесообразным является совершенствование топливоподачи и рабочего процесса двигателя.

Формулирование проблемы

Одним из направлений совершенствования топливоподачи с целью обеспечения экологических требований является повышение энергетики впрыска. Это подразумевает увеличение давления впрыска топлива с целью сокращения топливоподачи и улучшения смесеобразования.

Многочисленные исследования показывают, что для улучшения процесса сгорания требуется увеличение давления впрыска топлива до 120-150 МПа и более. Такие давления впрыска могут быть обеспечены лишь топливными насосами высокого давления (ТНВД) нового поколения. Замена на уже выпускающихся двигателях старых ТНВД на новые с повышенной энергией впрыска требует замены и привода ТНВД, так как увеличение усилий, действующих в зубчатых зацеплениях, приводит к снижению ресурса зубчатых колес (ЗК) и может послужить причиной выхода механизма привода из строя.

Общие положения

Подавляющая часть разрушений зубчатых колес начинается на поверхности и в поверхностных слоях. Такой характер разрушений вызывается только одним – превышением действующими напряжениями прочностных характеристик материала в этих зонах.

Поскольку рабочие напряжения при эксплуатации зубчатых колес имеют максимальные значения на поверхности и в поверхностных слоях, поэтому

основное внимание необходимо уделять вопросам совершенствования технологии формирования структуры и свойств материала поверхностных слоев. В настоящее время для достижения и обеспечения стабильно высоких показателей свойств поверхностных слоев используют различные способы химико-термической обработки (цементация, азотирование, нитроцементация).

Помимо повышения прочности зубчатых колес требуется подобрать марки материалов и режимы термообработки, обеспечивающие минимальное коробление и отклонение от заданной геометрии. В настоящее время установлено, что структура, фазовый состав, свойства и напряженное состояние готовых зубчатых колес являются следствием кинетики сложных структурных и фазовых превращений на всех стадиях их изготовления.

Во время работы нагруженной зубчатой передачи на колеса действует нормальная к профилю зуба и распределенная по контактной линии сила, под действием которой в зубьях возникают напряжения изгиба и контактные напряжения. Максимальные напряжения изгиба возникают в тот момент, когда вся

нагрузка воспринимается одной парой зубьев, а точка её приложения максимально удалена от основания зуба. Наибольшие напряжения изгиба сосредотачиваются у основания зуба. Под действием контактных напряжений на рабочих поверхностях зубьев колес происходит выкрашивание.

Решение проблемы

Для двигателей, удовлетворяющим нормам «Евро-2», применяется топливная аппаратура «Компакт-40». Для прокручивания кулачкового вала привода ТНВД нужен крутящий момент, достигающий 400 Н·м (44 кгс·м). При частотах вращения коленчатого вала 1700 – 1820 мин⁻¹ эти упругие колебания переходят в резонанс. При этом амплитуда крутящего момента достигает 1600 Н·м (163 кгс·м). Это приводит к разрушению элементов привода ТНВД (валы, шестерни, муфты).

Расчет напряженного состояния зубчатых колес

Анализ напряженного состояния зубчатых колес производился с использованием специализированных расчетных программ. В качестве исходных данных задавались тип передачи, крутящий момент на колесе, частота вращения колеса, геометрия зуба и прочностные свойства применяемого конструкционного материала.

По результатам проведенных расчетов сделаны следующие выводы:

В зацеплении «ведущая шестерня коленчатого вала – промежуточная шестерня» запас прочности по контактным напряжениям составляет 1,5; максимальные изгибные напряжения при перегрузке превосходят допустимые на 2 %.

В зацеплении «промежуточная шестерня – шестерня распределительного вала» запас прочности по контактным напряжениям составляет 1,15-1,20, максимальные изгибные напряжения при перегрузках превышают допустимые на 15 %.

В зацеплении «шестерня распределительного вала – шестерня привода ТНВД» запас прочности по контактным напряжениям составляет 1,4-1,5, максимальные изгибные напряжения при перегрузках превышают допустимые на 15 %.

Дальнейшее форсирование двигателей, повышение энергетики впрыска с целью достижения требуемых экологических показателей, приведет к дальнейшему ужесточению условий работы зубчатых колес. В связи с этим задача рационального выбора материала и назначение наилучших режимов химико-термической обработки является актуальной.

Рекомендации по применению традиционных материалов

Выбор марки стали, а также способы и режимы химико-термической и термической обработки определяются условиями службы зубчатых колес. Для средне – и тяжело нагруженных деталей, наряду с хорошей износостойкостью, сталь должна обладать более высокими механическими свойствами, чтобы обеспечить требуемую прочность при статических и повторно-переменных нагрузках, а также высокое сопротивление большим давлениям. Для тяжело нагруженных деталей применяют хромоникелевые и хромоникельвольфрамовые стали 12ХН3А,

12Х2Н4А, 20Х2Н4А и 18Х2Н4МА. Разработаны новые марки сталей с меньшим содержанием никеля и без никеля. К таким сталям относятся 15ХГНР и 20ХГНР, рекомендуемые взамен стали 20ХН3А и 20Х2Н4А для зубчатых колес, валов, осей и других деталей, стали 14ХГ2НР и 14ХГ2СР (вместо сталей 12Х2Н4А и 20Х2Н4А) для особо ответственных тяжело нагруженных деталей, стали 15ХНГ2ВА и 15Х2Г2СВА (вместо сталей 20Х2Н4А и 18Х2Н4МА) для зубчатых колес, работающих в очень тяжелых условиях.

В результате анализа и обобщения литературных и производственных данных выявлены некоторые общие рекомендации по выбору оптимальных значений основных показателей качества материала для зубчатых колес. Так, например, установлено, что оптимальное содержание углерода в поверхностном упрочненном слое цементованных и нитроцементованных зубчатых колес для различных марок сталей находятся в пределах от 0,75 до 1,10%. При уменьшении содержания углерода механические свойства снижаются.

Повышение содержания углерода сверх оптимальных значений также не желательно, т.к. это приводит к образованию немартенситных структур. Это связано с тем, что при повышенном содержании углерода образуются карбиды, в результате чего происходит обеднение твердого раствора углеродом и карбидообразующими элементами, что и способствует формированию немартенситных структур. Очевидно, что снижение доли мартенсита, и повышение карбидной фазы в структуре стали, обуславливает снижение механических свойств и особенно характеристик усталостной прочности.

Для нитроцементуемых сталей, при оптимальной содержании углерода, максимальная прочность может быть получена при содержании азота от 0,25 до 0,35%. Учитывая, что азот существенно влияет на прокаливаемость нитроцементованных легирован-

ных сталей установлено, что при содержании углерода более 0,7% даже небольшое содержание азота (~ 0,05%) снижает прокаливаемость. Таким образом, азот в нитроцементованном слое не всегда обеспечивает наилучшие прочностные свойства.

Влияние качества остаточного аустенита на механические и эксплуатационные свойства зубчатых колес неоднозначно. В большинстве случаев считается, что в поверхностном слое цементованных зубчатых колес содержание остаточного аустенита не должно превышать 25...30 %, для особо ответственных зубчатых колес 15%. Повышенное содержание остаточного аустенита (до 50%) допускается для зубчатых колес, работающих при высоких контактных нагрузках, для которых предусматривается поверхностное упрочнение дробеструйной обработкой или накатной в результате наклепа.

Для большинства марок цементованных и нитроцементованных сталей максимальные значения ударной вязкости, усталостной выносливости, статической прочности при изгибе достигаются при 35...50% остаточного аустенита, который должен равномерно распределяться по толщине упрочненного слоя.

Толщина упрочненного слоя оказывает существенное влияние на эксплуатационные свойства зубчатых колес. Оптимальная толщина цементованного слоя определяется либо из условия контактной выносливости, либо из условия прочности на изгиб. Для цементованных зубчатых колес наиболее широко применяется рекомендации формы Глиссон: для колес с модулем $m=1...5$ мм, $h=(0,22...0,27)m$, а для колес с $m=7...10$ мм, $h=(0,18...0,20)m$. Для нитроцементованных колес согласно ГОСТ 21354-87 толщину упрочненного слоя рекомендуется определять по соотношению $h=(0,13...0,2)m$.

Для цементованных и нитроцементованных сталей для обеспечения контактной выносливости толщина упрочненного слоя равна $h=0,13m-0,2m^2$.

Предел выносливости для цементованных зубчатых колес определяется для толщины упрочненного слоя $h=0,28m-0,007m^2$, для нитроцементованных колес для $h=0,13m-0,2m^2$.

Твердость поверхности цементованных и нитроцементованных зубчатых колес находится в пределах 58...63HRC иногда допускается твердость 56...57HRC. При снижении твердости наблюдается уменьшение контактной выносливости и износостойкости, а при более высокой твердости происходит хрупкое разрушение.

Согласно ГОСТ 21354-87 для цементованных и нитроцементованных зубчатых колес предел контактной выносливости определяется выражением: $\sigma^k=23$ HRC. Однако во многих случаях это соотношение не подтверждается. Таким образом, для большинства марок цементуемых и нитроцементуемых сталей не установлено надежной взаимосвязи между твердостью поверхности зуба и показателями эксплуатационной надежности.

Твердость сердцевины зубьев должна находиться в пределах от 20 до 44 HRC. При дальнейшем повышении твердости наблюдается снижение ударной вязкости. Наибольшее влияние, твердость сердцевины зуба оказывает на прочность при изгибе и допустимые контактные напряжения. Установлено, что при повышении твердости сердцевины зуба более 35HRC допустимые контактные напряжения возрастают с 1750МПа до 1900МПа.

Очевидно, что широкий интервал 14 HRC рекомендуемой твердости сердцевины зуба обуславливает нестабильность эксплуатационных свойств. По результатам эксплуатационных исследований установлено, что при снижении твердости сердцевины зуба от 40 до 32 HRC предел выносливости цементованных зубчатых колес снижается в 1,5...2 раза с 500 МПа до 250...300 МПа. Следовательно, для обеспечения стабильного качества зубчатых ко-

лес рекомендуется уменьшить допустимый интервал твердости сердцевины зуба в пределах 38...44HRC.

Выполненный сравнительный анализ используемых в настоящее время показателей качества материала показал, что они не всегда дают достаточно надежные результаты по оценке и прогнозу окончательной долговечности зубчатых колес. Поэтому необходимо проведение дальнейших дополнительных исследований направленных на определения новых более надежных показателей и на разработку более эффективных методов и средств измерения этих показателей. Наряду с этими направлениями вполне целесообразно и актуально проведение исследований по разработке и использованию новых материалов и совершенствованию технологических процессов, изготовления зубчатых колес.

Бейнитный чугун – перспективный материал для изготовления зубчатых колес

В настоящее время в России и за рубежом большое внимание уделяется внедрению прогрессивных конструкционных материалов в машиностроении, которые позволяют значительно повысить надежность и долговечность машиностроительной продукции, снизить ее металл – и энергоемкость.

Одним из таких материалов является бейнитный высокопрочный чугун с шаровидным графитом (БВЧШГ), отличающийся от других типов чугунов высокой прочностью (до 1500 МПа), пластичностью (6 до 10 %) износостойкостью, усталостной прочностью. Это позволяет успешно применять БВЧШГ для ответственных и высоконагруженных деталей взамен заготовок из прокатной и ковальной стали, в той числе легированных и цементированных.

Бейнитная структура в высокопрочных чугунах с шаровидным графитом (ВЧШГ) образуется при изотермической закалке.

Изотермическая закалка ВЧШГ состоит из нагрева до аустенитного состояния (850...925 °С), выдержки в течение 1-2 ч и последующей закалки в

средах с температурой 220...450 °С с выдержкой в течение 0,5...6 ч. Формирование бейнитной структуры проходит через три стадии. На стадии I происходит выделение ферритных игл или пластин и их рост, а также обогащение углеродом аустенита. Скорость превращения на этой стадии максимальная. Стадия II характеризуется очень низкой скоростью; происходит рост участков феррита. Концентрация углерода в аустените достигает максимума. На стадии III после насыщения аустенита углеродом происходит его распад на феррит и карбиды. Эта стадия превращения реализуется только после длительной изотермической выдержки.

Оптимальная структура бейнита формируется на первых двух стадиях превращения, обеспечивая сочетание высоких показателей прочности и пластичности чугуна.

Несмотря на весьма высокие показатели механических и эксплуатационных свойств бейнитного чугуна и осуществление больших программ его исследования в ряде промышленно развитых стран, практическое применение литых деталей из этого материала остаётся весьма ограниченным. Это может быть связано с очень жёсткими требованиями к базовым отливкам, включающим высокую плотность, отсутствие скрытых дефектов, минимальные допуски по структуре и химическому составу, ограничения по массе и толщине отливок из-за прокаливаемости. Тем не менее, бейнитный чугун является перспективным материалом и обладает неограниченными возможностями для получения различных литых изделий высокого качества.

Заключение

В связи с модернизацией двигателей семейства ЯМЗ-840, а также учитывая современные научно-технические достижения в области технологии изготовления зубчатых колес для повышения и обеспечения стабильного качества, работоспособности и эксплуатационной надежности зубчатых колес меха-

низма привода агрегатов целесообразным является совершенствование химико-термической обработки УДК 621.43.011

стальных колес и постепенный переход на изготовление зубчатых колес из бейнитного чугуна.

В.И. Ершов, канд. физ.-мат. наук, З.Г. Ершова, канд. физ.-мат. наук

О КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЯХ КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ

При рассмотрении динамики двигателей внутреннего сгорания вопросам исследования крутильных колебаний коленчатых валов уделяется большое внимание. В классических учебниках [1, 2, 3] подробно описана роль крутильных колебаний в двигателестроении.

При изучении динамических явлений двигатель внутреннего сгорания, обладающий бесконечным числом степеней свободы, заменяется расчетной схемой с конечным числом степеней свободы.

Наиболее сложными моделями являются континуальные, например – конечно-элементная модель. Однако применение метода конечных элементов связано с применением совершенных программных средств [3].

Простейшей моделью является система, состоящая из упругого прямолинейного вала постоянного диаметра, не обладающего массой и ряда насаженных на этот вал сосредоточенных масс.

При исследовании режимов работы двигателя, в частности при прохождении через резонанс, необходимо рассматривать более сложные модели: учитывать переменность осевого момента инерции моторных масс и угловой скорости вала, более точно учитывать силовое воздействие, сопротивление колебаниям, включая и полезное сопротивление [3, 4]. Для получения дифференциальных уравнений движения воспользуемся уравнениями Лагранжа II рода.

Для коленчатого вала с n моторными массами и маховиком система уравнений может быть представлена в следующем виде:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi_i} = Q_i^r + Q_i^c + Q_i^y, \quad (1)$$

$$I = 1, \dots, n,$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_{n+1}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi_{n+1}} = Q_{n+1}^c + Q_{n+1}^y + Q_{n+1}^n,$$

где φ_i, φ_{n+1} – углы поворота моторных масс и маховика;

n – число моторных масс;

$Q_i^r, Q_i^c, Q_i^y, Q_{n+1}^n$ – обобщенные силы соответствующие обобщенным координатам φ_i и φ_{n+1} от, соответственно, сил давления газов, сил сопротивления, сил упругости, силы полезного сопротивления.

Не нарушая качественной картины можно вычислять кинетическую энергию для механической системы с учетом приведения массы шатуна к оси поршневого пальца и к оси шатунной шейки по известной схеме.

Кинетическая энергия системы может быть представлена в виде:

$$T = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n [m_{1i} r^2 + m_{2i} a_1^2(\varphi_i)] \dot{\varphi}_i^2 + \frac{1}{2} I_o \dot{\varphi}_{n+1}^2, \quad (2)$$

$$\text{где } a_1(\varphi_i) = -r \sin \varphi_i - \frac{\ell \lambda^2 \sin \varphi_i \cos \varphi_i}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi_i}};$$

$\lambda = \frac{r}{\ell}$ – кривошипно-шатунное отношение;

m_{1i} – приведенные к оси шатунной шейки массы кривошипа и части массы шатуна;

m_{2i} – масса поршня и часть массы шатуна, приведенная к оси поршневого пальца;

I_o – осевой момент инерции маховика.

Выражения для обобщенных сил приведены ниже:

$$\begin{aligned} Q_i^r &= -P_i a_1(\varphi_i), \quad Q_{n+1}^r = C_{n,n+1}(\varphi_n - \varphi_{n+1}), \\ Q_i^y &= C_{i-1,i}(\varphi_{i-1} - \varphi_i) - C_{i,i+1}(\varphi_i - \varphi_{i+1}), \\ Q_i^c &= -n_i \dot{\varphi}_i, \quad Q_{n+1}^c = -n_{n+1} \dot{\varphi}_{n+1}, \quad Q_{n+1}^n = -M_n, \end{aligned} \quad (3)$$

где P_i – силы давления газов на i -ую моторную массу;

$C_{i-1,i}$, $C_{n,n+1}$ – жесткость участка коленчатого вала между, соответственно, $i-1$ -й и i -й моторными массами и между n -й моторной массой и маховиком;

M_n – приведенный к маховику момент полезного сопротивления;

n_i , n_{n+1} – коэффициенты демпфирования на моторных массах и маховике.

Жесткость участков коленчатого вала, коэффициенты демпфирования, приведенный момент полезного сопротивления считаются постоянными. Величина силы давления газов для стационарных процессов является функцией от угла поворота вала, а для нестационарных процессов является функцией от угла поворота вала и от времени и может быть смоделирована на основе индикаторной диаграммы.

С учетом преобразований система (1) приведена к виду:

$$\begin{aligned} b(\varphi_i) \ddot{\varphi}_i + \frac{1}{2} \frac{\partial b(\varphi_i)}{\partial \varphi_i} \dot{\varphi}_i^2 &= -P_i a_1(\varphi_i) - n_i \dot{\varphi}_i + \\ &+ C_{i-1,i}(\varphi_{i-1} - \varphi_i) - C_{i,i+1}(\varphi_i - \varphi_{i+1}) \end{aligned} \quad (4)$$

$$I_n \ddot{\varphi}_{n+1} = -n_{n+1} \dot{\varphi}_{n+1} + C_{n,n+1}(\varphi_n - \varphi_{n+1}) - M_n$$

$$\begin{aligned} \text{где } b(\varphi_i) &= m_{1i} r^2 + m_{2i} a_1^2(\varphi_i); \\ \frac{\partial b(\varphi_i)}{\partial \varphi_i} &= 2m_{2i} a_1(\varphi_i) \frac{\partial a_1(\varphi_i)}{\partial \varphi_i}. \end{aligned}$$

Данная система дифференциальных уравнений является нелинейной. Моделируя силу давления газов как функцию от угла поворота вала и от времени, можно рассматривать процесс прохождения системы через резонанс.

Система (4) может быть решена численно с использованием современных пакетов прикладных программ. Для качественной оценки протекающих процессов можно применить метод асимптотического интегрирования, используя в качестве малого параметра кривошипно-шатунное отношение.

Список литературы

1. Попык К.Г. Динамика автомобильных и тракторных двигателей. – М.: Высш. шк., 1970. – 326 с.
2. Чистяков В.К. Динамика поршневые и комбинированных двигателей внутреннего сгорания. – М.: Машиностроение, 1990. – 276 с.
3. Яманин А.И., Жаров А.В. Динамика поршневых двигателей. – М.: Машиностроение, 2003. – 464 с.
4. Истомин П.А., Сорочкин М.М. Дополнительные возмущения на моторных массах, вызванные изменением момента инерции // Двигелестроение. – 1980. – № 10 – С. 22 – 25.

УДК 621.43

*Н.Д. Чайнов, д-р техн. наук, Л.Л. Мягков, канд. техн. наук,
В.С. Русинковский, канд. техн. наук*

ПРОГРАММНЫЙ КОМПЛЕКС ДЛЯ РАСЧЕТА ВИБРАЦИИ И СТРУКТУРНОГО ШУМА КОРПУСНЫХ ДЕТАЛЕЙ АВТОМОБИЛЬНОГО ДИЗЕЛЯ

Введение

Излучение шума в окружающее пространство поверхностью вибрирующих корпусных деталей автомобильных двигателей, называемое структурным шумом, является одним из основных источников шума автомобиля. Законодательные нормы в области экологии планомерно требуют уменьшать внешний шум транспортных средств, следовательно, актуальным является решение задачи снижения структурного шума автомобильных дизелей. Однако методы расчета вибрации и структурного шума корпусных деталей автомобильных двигателей разработаны на сегодняшний день недостаточно. Разработке точной аналитической модели препятствует сложная геометрическая форма корпусных деталей. Настоящая статья посвящена разработке метода численного расчета вибрации и структурного шума корпусных деталей автомобильных дизелей на основе сочетания конечно-элементного и гранично-элементного методов.

Общие положения метода и алгоритм расчета

Структурный шум является следствием вибрации наружных поверхностей корпусных деталей, а вибрация вызвана силами, действующими на корпусные детали. Следовательно, для того, чтобы рассчитать структурный шум, излучаемый двигателем, необходимо в том или ином виде проделать три основных этапа вычислений (рис.1):

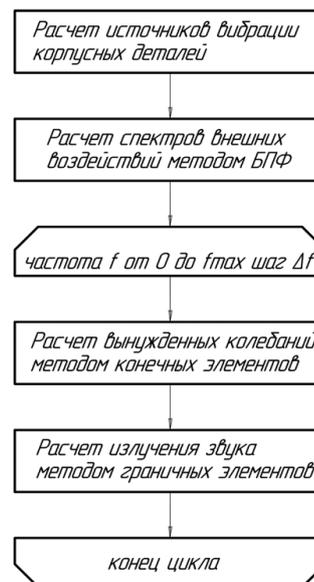


Рис. 1. Общий алгоритм расчета структурного шума и вибрации корпусных деталей дизеля

- 1) расчет сил и давлений, действующих на корпусные детали;
- 2) расчет вибрации корпусных деталей под действием сил и давлений, определенных на 1 этапе;
- 3) расчет излучения звука (шума) вызванного вибрацией наружных поверхностей.

На 1 этапе, исходя из анализа принципа работы двигателя, выявляются силы и давления, которые вызывают наиболее значимые воздействия на вибрацию корпусных деталей, детали корпуса, которые будут учитываться при расчете вибрации и излучения звука.

На 2 этапе определяются законы движения корпусных деталей под действием сил, определенных на 1 этапе.

На 3 этапе определяется закон изменения во времени звукового давления в пространстве, окружающем наружную поверхность математической модели корпусных деталей.

Для того чтобы разрабатываемая для расчета структурного шума и вибрации математическая модель была промышленно эффективна на практике, были сделаны некоторые общие допущения:

Количество источников шума, учитываемых при расчете, фиксировано и задается на этапе построения модели конкретного двигателя. Сила или давление воздействующего источника шума задается функцией от времени.

Точки приложения сил и поверхности приложения давлений, вызывающих вибрацию, неподвижны.

Уравнения динамики, используемые при расчете вибрации под действием приложенных воздействий, линейны и имеют постоянные коэффициенты.

Звуковое поле структурного шума, излучаемого корпусными деталями, представляется как суперпозиция конечного количества одночастотных гармонических полей с дискретным набором частот, амплитуда и фаза которых не меняются во времени.

Для расчета излучения звука используется линейная теория акустики. Вибрация корпусных деталей, которая является граничным условием при расчете излучения звука, точно или приближенно представляется суперпозицией одночастотных гармонических колебаний с постоянной фазой и амплитудой с частотами, которые равны или кратны частоте вспышек в цилиндрах двигателя.

Источники вибрации

В образовании вибрации и структурного шума участвуют большинство механизмов и систем двигателя. Это силы, передающиеся на корпус при работе кривошипно-шатунного, газораспределительного механизмов, привода топливного насоса; пульсирующее давление во впускных и выпускных трубопроводах, в улитке турбокомпрессора, в корпусе воздухоочистителя; удары поршня о гильзу при переключках, удары впускных и выпускных клапанов при посадке на седла, удары игл о наконечники распылителей форсунок, удары в зацеплениях зубчатых колес приводов; пульсации давления в цилиндрах при сгорании топлива; другие источники. Однако следует принять во внимание логарифмический характер зависимости меж-

ду громкостью шума, воспринимаемой человеческим ухом, и энергией сигнала шума. Источники шума, уровень звукового давления которых на 10 дБ меньше наиболее громкого источника, практически не слышны на его фоне. Соответственно в большинстве случаев, если не ставится специальная задача оценки вклада определенного источника шума, достаточно ограничиться основными источниками вибрации.

Это силы воздействия на корпус, возникающие при работе кривошипно-шатунного механизма и удары поршня о гильзу цилиндров при переключках.

Для того, чтобы модель силы взаимодействия между поршнем и цилиндром соответствовала принятым допущениям, ее перемещающаяся точка приложения приводится к неподвижной плоскости. Перенос точки приложения компенсируется введением момента, равного произведению боковой силы на плечо переноса (рис. 2).

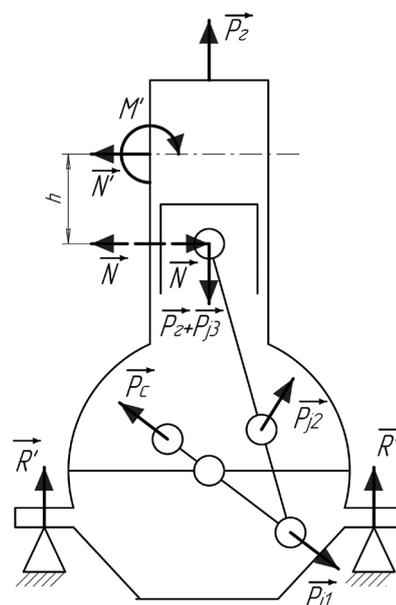


Рис. 2. Приведение боковой силы КШМ к неподвижной точке

Воздействие на коренные опоры рассматривается по разрезной схеме коленчатого вала, силы от соседних цилиндров, действующих на общую коренную опору, суммируются (рис. 3).

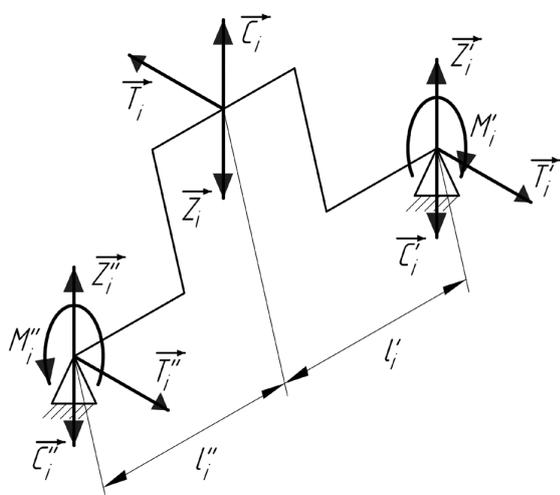


Рис. 3. Применение разрезной схемы коленчатого вала при расчете реакций коренных опор

Продолжительность удара поршня о гильзу при перекладке значительно меньше периодов колебаний диапазона звуковых частот. Поэтому удар может быть охарактеризован не законом изменения силы во времени, а интегральной величиной – импульсом силы при ударе.

Для описания частотного спектра удара при перекладке поршня применяется модель импульса с равномерным ограниченным по верхней частоте спектром (рис. 4).

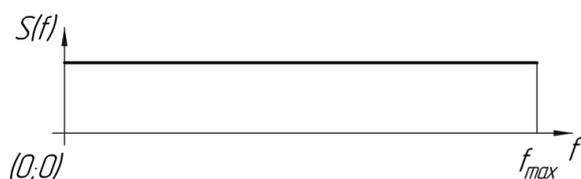


Рис. 4. Модель спектра ударного импульса при перекладке поршня

Функциональная модель

Свойства линейности предлагаемой математической модели расчета вибрации позволяют использовать при расчетах функциональную модель двигателя.

Каждое силовое воздействие на корпусные детали двигателя представляется «входом». Изменение силы воздействия каждого «входа» во времени при проведении расчетов характеризуется его частотным спектром. Параметрами, получаемыми на «выходах» функциональной модели, являются виброскорость колебаний поверхности корпусных деталей и интенсивность излучения звука на поверхности корпусных деталей. На основании выходных параметров получают результаты, которые представляют конечный интерес, например, суммарную мощность излучения звука, давление звука в точках расположения измерительных микрофонов согласно [1] и другие. При этом результат суммарного воздействия входов зависит от их природы. Если силы, действующие на входах, когерентны, то учитывается их взаимная интерференция, а если не когерентны, то суммарная энергия шума и вибрации определяется суммированием энергии каждого входа в отдельности.

Комплексные коэффициенты передачи

Использование функциональной модели становится возможным благодаря использованию теории передаточных функций. Теория передаточных функций позволяет установить зависимость между сигналами $x(t)$ на входе и $y(t)$ на выходе линейной цепи с помощью единственной функции $\tilde{K}(\omega)$, характеризующей данную линейную цепь и называемой комплексным коэффициентом передачи [2].

Если $\tilde{X}(\omega)$ и $\tilde{Y}(\omega)$ - спектры функций $x(t)$ и $y(t)$ соответственно, то:

$$\tilde{Y}(\omega) = \tilde{K}(\omega) \cdot \tilde{X}(\omega) \tag{1}$$

Входной и выходной сигналы не обязательно должны иметь одинаковую физическую размерность. В расчете вибрации и шума используются два комплексных коэффициента передачи:

— комплексный коэффициент передачи скорости: (для обозначения взята первая буква от греч. ταχύτητα – скорость):

$$\tilde{T}_{jk}(\omega) = \frac{\tilde{v}_n^j(\omega)}{\tilde{f}(\omega)} \quad (2)$$

где $\tilde{v}_n^j(\omega)$ - комплексная амплитуда скорости колебаний на частоте ω корпусной детали по нормали к поверхности в контрольной точке j -ого граничного элемента,

$\tilde{f}(\omega) = \tilde{F}(\omega)$ - комплексная амплитуда k -ого силового воздействия;

— комплексный коэффициент передачи давления (для обозначения взята первая буква от греч. πίεση – давление):

$$\tilde{\Pi}_{jk}(\omega) = \frac{\tilde{p}_n^j(\omega)}{\tilde{f}(\omega)} \quad (3)$$

где $\tilde{p}_n^j(\omega)$ - комплексная амплитуда давления звука, излучаемого на частоте ω поверхностью корпусной детали в контрольной точке j -ого граничного элемента.

Применение теории передаточных функций позволяет быстро проводить вычисления шума и вибрации по одновременно вычисленным комплексным коэффициентам передачи.

Расчет вибрации

Для вычисления комплексного коэффициента передачи скорости необходимо вычислить отклик корпусных деталей на единичную гармонически изменяющуюся силу, приложенную на «вход», в зависимости от частоты колебаний. В случае численных расчетов комплексный коэффициент передачи для качественной интерполяции должен вычисляться с достаточно мелким шагом по частоте, что требует проведения огромного количества конечно-

элементных расчетов. В таких случаях для механических систем с большим числом степеней свободы нашел широкое применение приближенный метод решения разложением по базису собственных векторов (в литературе также метод суперпозиции, метод главных координат [4]).

Расчет излучения звука

Распространение акустических волн описывается волновым уравнением, которое для случая стационарных одночастотных гармонических акустических волн принимает вид уравнения Гельмгольца:

$$\Delta \tilde{p} + k^2 \tilde{p} = 0 \quad (4)$$

где \tilde{p} - комплексная амплитуда давления,

$k = \frac{\omega}{c}$ - волновое число,

ω - круговая частота колебаний,

c - скорость звука.

Для решения задачи распространения гармонических акустических волн, описываемых уравнением Гельмгольца, используется непрямой метод граничных элементов (НМГЭ) [5].

Граница расчетной области разбивается на трех- и четырехугольные граничные элементы (рис. 5).

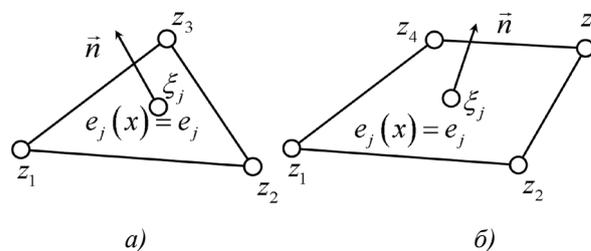


Рис. 5. Треугольный и четырехугольный граничные элементы

В основе НМГЭ лежит [5] использование понятий плотности источников поля $e(x)$ и фундаментальное решение уравнения Гельмгольца:

$$\tilde{G}(x, \xi) = -\frac{1}{4\pi|r|} e^{\pm ik|r|}, \quad (5)$$

где x и ξ - координаты точки расположения источника поля и точки наблюдения,

$|r|$ - расстояние между x и ξ .

Если имеется несколько источников акустического поля, то их суммарное поле $\tilde{p}(\xi)$ в произвольной точке определяется суперпозицией:

$$\tilde{p}(\xi) = \int_S e(x) \cdot \tilde{G}(x, \xi) dS \quad (6)$$

После отыскания неизвестной функции интенсивности источников поля $e(x)$ можно определить используя (6) значения $\tilde{p}(\xi)$ для произвольной точки пространства.

Пример практического применения

Разработанный программный комплекс был использован для расчетов структурного шума и вибрации двигателя 8ЧН 12/13. Расчеты проводились согласно [1] в октавах 125 Гц, 250 Гц, 500 Гц, 1кГц, 2 кГц, 4 кГц, 8 кГц.

На рис. 6 представлена конечно-элементная модель двигателя (~ 300 тыс. степеней свободы), использовавшаяся при расчете вибрации.

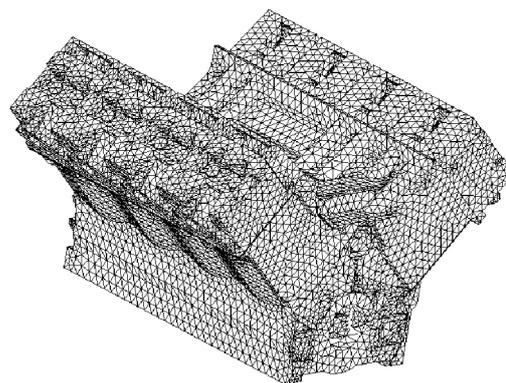


Рис. 6. Конечно-элементная модель дизеля 8ЧН 12/13

На рис. 7 показана гранично-элементная модель двигателя (~ 3500 граничных элементов) и поле суммарной по всем октавам интенсивности звукового излучения, которое показало повышенное излучение звука головками крайних цилиндров и поверхностями в развале двигателя

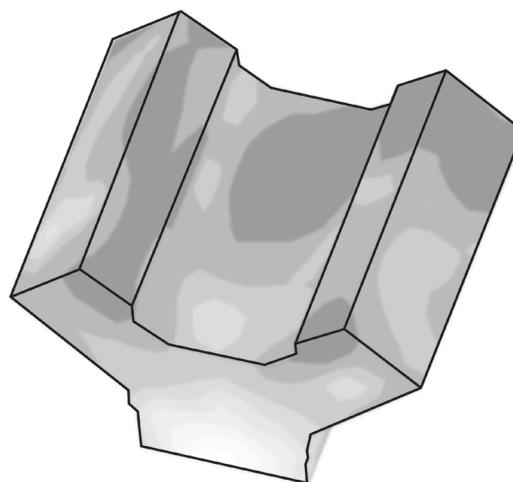


Рис. 7. Контур гранично-элементной модели и суммарное поле интенсивности излучения звука поверхностью корпусных деталей

Список литературы:

1. ОСТ 37.001.266-83 Шум автомобильных двигателей. Допустимые уровни и методы измерения. – М.: Изд-во стандартов. – 1983. – 12 с.
2. Рабинер П., Гоулд Б. Теория и применение цифровой обработки сигналов. – М.: Мир, 1978. – 125 с.
3. Бате К., Вилсон Е.. Численные методы анализа и метод конеч-

ных элементов. – М: Стройиздат, 1982. – 180 с. 4.
Бидерман В.Л. Прикладная теория механических колебаний. Учеб. пособие для вузов. – М.: Высш.

шк. – 1972. – 220 с. 5. Бенерджи П., Баттерфилд Р. Метод граничных элементов в прикладных науках. – М.: Мир, 1984. – 165 с.

УДК 621 22

Г.А. Василенко, инж., Ю.П. Манжос, инж.

РАСЧЕТ УСТОЙЧИВОСТИ ГИДРОЦИЛИНДРА С ДВУХСТОРОННИМ ШТОКОМ С УЧЕТОМ ПОГРЕШНОСТЕЙ ЕГО ИЗГОТОВЛЕНИЯ

Введение

Увеличение энерговооруженности систем управления летательными аппаратами требует создания гидроприводов с силовыми цилиндрами, обладающими большими ходами и усилиями. Это влечет за собой значительное увеличение массы, поэтому задача расчета гидроцилиндра с целью обеспечения его минимального веса актуальна и имеет важное практическое значение.

Наиболее существенным моментом является определение параметров устойчивости гидроцилиндра. В литературе данный вопрос освещен неполно. Известный способ расчета [1] ориентирован лишь на гидроцилиндр с односторонним штоком без учета особенностей нагружения и погрешностей изготовления.

В данной работе предлагается расчет гидроцилиндра с двусторонним штоком, находящегося под действием сжимающих усилий Q , моментов трения в шарнирах $M_{тр1}$ и $M_{тр2}$, а также поперечных сил Q_1 и Q_2 , обусловленных массой привода под действием линейных перегрузок.

Кроме того, учитываются погрешности изготовления отдельных элементов гидроцилиндра:

- смещения осей шарнира со стороны штока (тяги) – $A_1 (A_2)$;
- смещение осей отверстия под шток (тягу) относительно оси цилиндра в его правом (левом)

торце – $E_1 (E_2)$;

– биения штока (тяги) – $E_3 (E_4)$;

– радиальные зазоры между штоком (тягой) и отверстием под шток (тягу) в правом (левом) торце цилиндра – $\delta_{11} (\delta_{22})$.

Основная часть

Для выполнения расчета силового цилиндра на устойчивость разработана специальная методика, в которой рассмотрена его статическая модель. Она достаточно точно описывает его реальную работу и позволяет производить расчет прочности при нагружениях, близких к потере устойчивости. В результате определяется критическое усилие, при котором теряется устойчивость цилиндра с максимально выдвинутым штоком.

Схема нагружения гидроцилиндра приведена на рис.1.

Расчетная схема гидроцилиндра представлена на рис. 2.

Гидроцилиндр разбивается по длине на три характерных участка (рис.1)

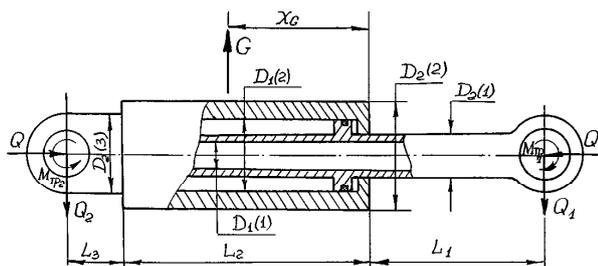


Рис. 1. Схема нагружения гидроцилиндра:

1 – шток; 2 – цилиндр; 3 – тяга; L_1 – длина штока в максимально выдвинутом положении от пальца до наружной поверхности доньшка цилиндра; L_2 – длина цилиндра между наружными поверхностями доньшек; L_3 – длина тяги от пальца до наружной поверхности доньшка цилиндра; X_G – расстояние от центра тяжести привода до торца цилиндра со стороны штока

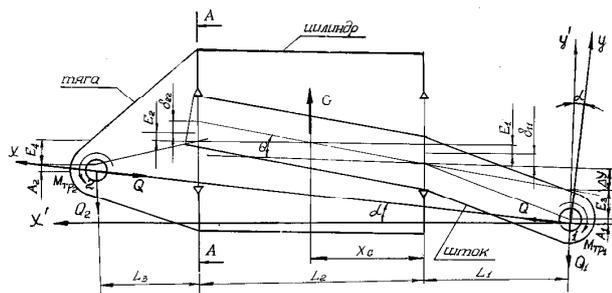


Рис. 2. Расчетная схема гидроцилиндра

Неподвижная плоскость отсчета – плоскость А-А. Оси координат выбраны следующим образом: ось x – по линии действия сжимающей нагрузки Q ; ось y – по направлению прогибов гидроцилиндра.

С учетом погрешностей изготовления элементов гидроцилиндра угол α между осью x и горизонтальной осью x' , перпендикулярной неподвижной плоскости А-А, можно определить по формуле:

$$\alpha = \frac{A_1 + E_3 + \Delta y + E_1 + \delta_{11} - A_2 - E_4}{L_1 + L_2 + L_3},$$

где $\Delta y = L_1 \cdot \theta$ – смещение оси штока в правом шарнире, обусловленное углом θ (рис. 2), равным

$$\theta = \frac{\delta_{11} + E_1 + \delta_{22} + E_2}{L_2},$$

L_1, L_2, L_3 – геометрические размеры гидроцилиндра (длины участков разбиения).

Дифференциальное уравнение изогнутой оси штока имеет вид [2]

$$E_{11} I_1 \frac{d^2 y}{dx^2} = -Q y - M_{TP1} - Q_1 x,$$

$$\text{или } \frac{d^2 y}{dx^2} + a_{12}^2 y = -\frac{1}{E_{11} I_1} (M_{TP1} + Q_1 x),$$

$$\text{где } a_{12}^2 = \frac{Q}{E_{11} I_1};$$

E_{11} – модуль упругости материала штока, кгс/см²;

I_1 – момент инерции поперечного сечения штока, см⁴.

$$I_1 = \frac{\pi D_{2(1)}^4}{64} \left(1 - \frac{D_{1(1)}^4}{D_{2(1)}^4} \right),$$

$D_{1(1)}, D_{2(1)}$ – внутренний и наружный диаметр штока, соответственно, см;

Q – тормозное усилие (осевая сжимающая нагрузка), кгс;

$M_{TP1} = 0,5 Q D_{P1} f_{TP}$ – момент трения в шарнире со стороны штока, кгс·см;

D_{P1} – диаметр пальца в шарнире со стороны штока, см;

f_{TP} – коэффициент трения в шарнире;

Q_1 – поперечная сила в шарнире со стороны штока, обусловленная силой веса привода с учетом действия линейных перегрузок, кгс.

$$Q_1 = \frac{G(L_2 - X_G + L_3)}{L_1 + L_2 + L_3},$$

$G = M A_G$ – сила веса привода с учетом действия линейных перегрузок, кгс,

M – вес привода, кг;

A_G – заданная перегрузка;

X_G – расстояние от координаты центра тяжести привода до торца цилиндра со стороны штока, см.

Упругие линии осей штока, тяги и цилиндра в нагруженном состоянии представлены на рис. 3.

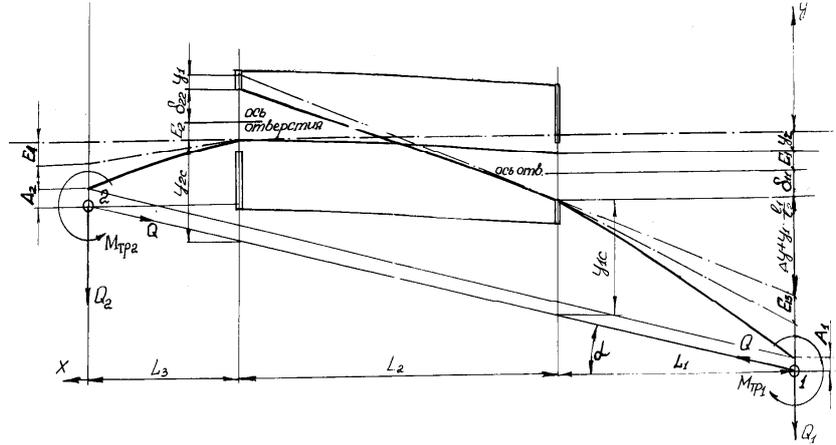


Рис. 3. Упругие линии осей штока, тяги и цилиндра в нагруженном состоянии

Общий интеграл уравнения оси штока равен

$$y = a \sin(a_{12}x) + b \cos(a_{12}x) - \frac{M_{TP1} + Q_1x}{Q},$$

где a и b – постоянные интегрирования, которые определяются из граничных условий при $x = 0$,

$$y = A_1; \quad x = L_1, \quad \frac{dy}{dx} = \frac{\Delta y + E_3 - L_1\alpha}{L_1} + \frac{y_1 + y_2}{L_2},$$

$$y_1 = \frac{(Q y_{1C} + M_{TP1} + Q_1 L_1) L_2^2}{3 E_{11} I_1};$$

$$y_2 = \frac{(Q y_{2C} + M_{TP2} + Q_2 L_3) L_2^2}{3 E_{22} I_2};$$

$M_{TP2} = 0,5 Q D_{P2} f_{TP}$ – момент трения в шарнире со стороны тяги, кгс·см,

D_{P2} – диаметр пальца в шарнире со стороны тяги, см;

Q_2 – поперечная сила в шарнире со стороны тяги, обусловленная силой веса привода с учетом действия линейных перегрузок, кгс

$$Q_2 = \frac{G(X_G + L_1)}{L_1 + L_2 + L_3};$$

y_{1C} – прогиб штока при $x=L_1$

$$y_{1C} = a \sin(a_{12}L_1) + b \cos(a_{12}L_1) - \frac{M_{TP1} + Q_1 L_1}{Q},$$

y_{2C} – прогиб тяги при $x=L_3$

$$y_{2C} = c \sin(a_{22}L_3) + d \cos(a_{22}L_3) - \frac{M_{TP2} + Q_2 L_3}{Q},$$

$$a_{22}^2 = \frac{Q}{E_{33} \cdot I_3};$$

E_{33} – модуль упругости материала тяги, кгс/см²;

I_3 – момент инерции поперечного сечения тяги, см⁴

$$I_1 = \frac{\pi \cdot D_{2(3)}^4}{64} \cdot \left(1 - \frac{D_{1(3)}^4}{D_{2(3)}^4}\right);$$

c и d – постоянные интегрирования, которые определяются из граничных условий при $x = 0$,

$$y = A_2; \quad x = L_3, \quad \frac{dy}{dx} = \frac{E_4 - L_3\alpha}{L_3}.$$

Угол α в нагруженном состоянии гидроцилиндра:

$$\alpha_n = \frac{E_1 + \delta_{11} + y_2 + y_{1C} + L_1\alpha - y_{2C} + L_3\alpha}{L_1 + L_2 + L_3}.$$

Для проверки предложенного способа выполнен расчет на ПЭВМ по программе, составленной по специальной методике для гидроцилиндра двухстороннего действия с односторонним штоком.

В качестве исходных данных приняты следующие величины:

$$Q = 6000 \text{ кгс}; \quad M = 10 \text{ кгс}; \quad A_G = 15; \quad L_1 = 23,5 \text{ см};$$

$$L_2 = 16,7 \text{ см}; \quad L_3 = 17,75 \text{ см}; \quad X_G = 10,4 \text{ см};$$

$$D_{P1} = D_{P2} = 3 \text{ см}; \quad D_{1(1)} = 0; \quad D_{2(1)} = 2,8 \text{ см};$$

$$D_{1(2)} = 6,6 \text{ см}; \quad D_{2(2)} = 8 \text{ см};$$

$$D_{1(3)} = 3,2 \text{ см}; \quad D_{2(3)} = 5,2 \text{ см};$$

$$E_{11} = 2 \cdot 10^6 \text{ кгс/см}^2; \quad E_{22} = 2 \cdot 10^6 \text{ кгс/см}^2;$$

$$E_{33} = 2 \cdot 10^6 \text{ кгс/см}^2; \quad f_{TP} = 0,2; \quad 0,005 \text{ см};$$

$$E_1 = E_2 = 0,01 \text{ см}; \quad E_3 = E_4 = 0,005 \text{ см};$$

$$\delta_{11} = \delta_{22} = 0,01 \text{ см}.$$

Результаты расчета (индексы: 1 – шток; 2 – цилиндр; 3 – тяга):

- углы α, θ и смещение Δy , обусловленное углом θ , без нагрузки: $\alpha = 0,00131 \text{ см}$; $\theta = 0,00238$; $\Delta y = 0,0561 \text{ см}$;

- прогиб и максимальные напряжения поперечного сечения штока в месте его соединения с поршнем при рабочей нагрузке $P = 6000 \text{ кгс}$: $y_{1C} = 0,128 \text{ см}$; $\sigma_1 = 2844 \text{ кгс/см}^2$.

Параметры устойчивости:

гидроцилиндр неустойчив при $P = 22800 \text{ кгс}$; $\alpha = 0,02818 \text{ радиан}$; $y_{1C} = 1,0930 \text{ см}$.

гидроцилиндр устойчив при $P_Y = 22200 \text{ кгс}$; $\alpha = 0,02534 \text{ радиан}$; $y_{1CY} = 0,9908 \text{ см}$.

На рис. 4 представлена зависимость прогиба штока Y_1 от осевой сжимающей нагрузки.

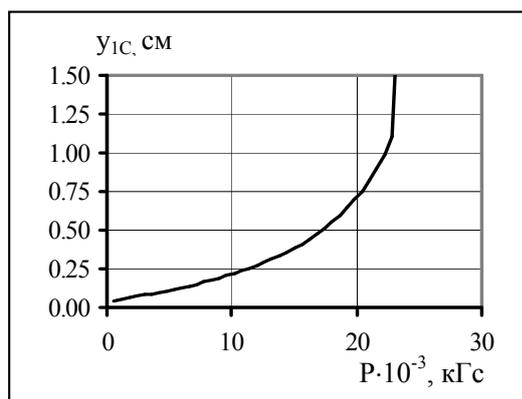


Рис.4. Зависимость прогиба штока y_{1C} от осевой сжимающей нагрузки

Таким образом, запас устойчивости для гидроцилиндра составляет:

$$n_{уст} = \frac{P}{Q} = \frac{22200}{6000} = 3,7.$$

С целью сравнительного анализа расчет этого же силового цилиндра был произведен по твердо-

тельной модели без учета погрешностей изготовления с помощью программы COSMOS Works 6.0.

Результаты показывают завышенный запас устойчивости $n_{уст} = 4,18$ и вполне подтверждают правильность выше приведенного расчета (рис. 5).

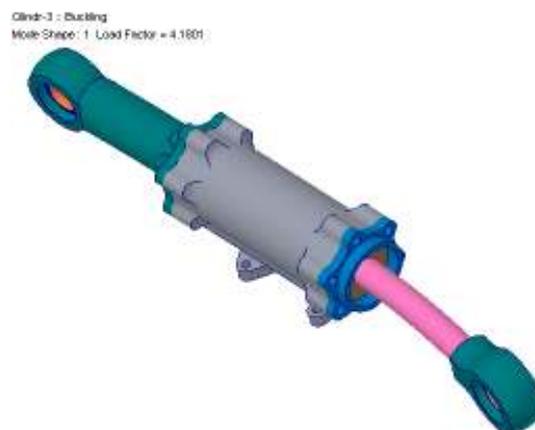


Рис.5. Расчет гидроцилиндра на устойчивость по твердотельной модели

Заключение

Представленная математическая модель гидроцилиндра позволяет изучить его поведение при нагрузках, близких к критическим. Это дает возможность при проектировании гидроцилиндра выбрать конструктивные параметры, обеспечивающие необходимый запас устойчивости при минимальном весе.

Список литературы:

1. Марутов В.А., Павловский С.А. Гидро-цилиндры. – М.: Машиностроение, 1966. – 172 с.
2. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчет на прочность деталей машин. – М.: Машиностроение, 1979. – 702 с.

УДК 006.86:620.178.16(045)

Н.А. Ходак, канд. техн. наук, О.А. Вишневский, асп., В.А. Шолопов, инж.

**МОДЕРНИЗАЦИЯ ОБОРУДОВАНИЯ И СРЕДСТВ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ
ПРОЦЕССОВ АБРАЗИВНОГО ИЗНАШИВАНИЯ МАТЕРИАЛОВ И ИХ
МОДЕЛИРОВАНИЯ**

Общая постановка проблемы и ее связь с научно-практическими проблемами

Абразивное изнашивание является одним из распространенных видов повреждаемости элементов авиационных конструкций, деталей узлов трения автомобилей, деталей сельскохозяйственных, строительных, горных и других машин путем попадания на их поверхности в процессе эксплуатации частиц минерального происхождения SiO₂, глинозема, горных пород, продуктов износа поверхностей самих деталей с выступами шероховатостей более твердых поверхностей с их твердыми структурными составляющими (оксидные пленки и др.).

Для обеспечения более длительной работоспособности элементов конструкций и их конструкционных материалов, которые работают в условиях абразивного изнашивания, на их рабочие поверхности наносят покрытия различными способами, что приводит к существенным изменениям механизмов и кинетики процессов разрушения поверхностных слоев деталей.

В связи с этим появляется научно-практическая необходимость разработки современного экспериментального оборудования для исследования процессов абразивного изнашивания и механических свойств материалов и их покрытий, разработки методик определения

экстремальных скоростей изнашивания, критериев оценки процессов изнашивания и их математического моделирования с целью определения сравнительных характеристик материалов и покрытий их абразивной износостойкости, и которое могло бы составить основу при разработке соответствующего стандарта на проведение испытаний материалов на абразивное изнашивание.

Известно, что в комплект существующих машин трения типа “Бринеля”, которые предназначены для исследования процессов абразивного изнашивания материалов не входят устройства регистрации характерных параметров, отвечающих современным требованиям экспериментальных исследований [1-4]. В этой связи возникает необходимость в каждом конкретном случае в лабораторных условиях разрабатывать средства контроля необходимых определенных характерных параметров. Отсутствие координации работ в указанной области приводит к созданию разнородной аппаратуры одного предназначения, что в свою очередь, приводит к дополнительным затратам интеллектуальных и материальных средств.

В большинстве случаев конкретные структурные и схемные решения определяются преимущественно на основе личного опыта и интуиции разработчиков.

Поэтому вопросы модернизации и создания новых средств и оборудования с современными системами автоматизации экспериментальных исследований данного класса, а также их внедрения в выработку соответствующих стандартов, являются весьма актуальными. Не менее актуальными также являются и решения задач математического моделирования процессов абразивного изнашивания, необходимых для получения сравнительных характеристик материалов по абразивной износостойкости.

Обзор публикаций и анализ нерешенных проблем

Виды и механизмы абразивного изнашивания конструкционных материалов освещены в работах [5–11] и др. Исследователи отмечают разнообразие факторов, определяющих тот или иной вид изнашивания и механизм его развития. В основе механизма этого процесса лежит взаимодействие абразивной частицы с металлом, которое состоит из двух этапов: 1) внедрения абразивной частицы в металл; 2) поступательное перемещение ее вдоль поверхности. В большинстве случаев исследования проводили на железоуглеродистых сплавах. Вопросы исследования свойств покрытий нанесенных на различные стали на сегодня еще недостаточно широко изучены.

Непосредственно, вопросами моделирования процессов абразивного износа различных материалов занимались наиболее известные ведущие специалисты в области трения и износа [12, 13] и др. Однако задачи на установление связи между весом износом и максимальной глубиной лунки или износом и площадью поверхности лунки до настоящего времени не находили решения исследователями. В работе [14] сделана попытка найти решение

этой задачи. Однако полученный результат оказался громоздким и неудобным в использовании.

В работе [15] получена модель абразивного износа, которая не учитывает зависимости весового износа от линейного износа, в ней не указаны методы построения универсальной модели для всех материалов, т.е. отсутствует универсальный обобщенный принцип построения модели абразивного изнашивания.

В некоторых существующих моделях [16,17] основу составляет вероятностно-статистический подход, но недостатком указанных моделей есть громоздкость и неудобство в использовании так, как включают ограниченное число характерных параметров, но которые влияют на износостойкость. В этой связи возникает необходимость создания универсальной и обобщенной модели, которая учитывала бы влияние многих факторов на процесс изнашивания и была бы применима для разных материалов и условий использования. Понятно, что для разработки и экспериментальных проверок моделей, описывающих процесс абразивного изнашивания, необходима соответствующая экспериментальная база, которая в настоящее время в иссле-

довательских лабораториях отсутствует [1-4].

Цель работы

В настоящей статье рассматриваются отдельные вопросы разработки средств контроля и регистрации характерных параметров при проведении испытаний материалов на абразивное изнашивание на машинах типа “Бринеля”, выполненных на современной элементной базе.

Этот метод испытаний на машинах данного типа приближается к американскому методу входящему в стандарт АСТМС6585. На рис.1 представлена схема экспериментальной установки “Бринеля”. Кроме этого в работе рассматривается вопрос определения максимальной и минимальной скорости изнашивания среднеуглеродистой стали с покрытиями.

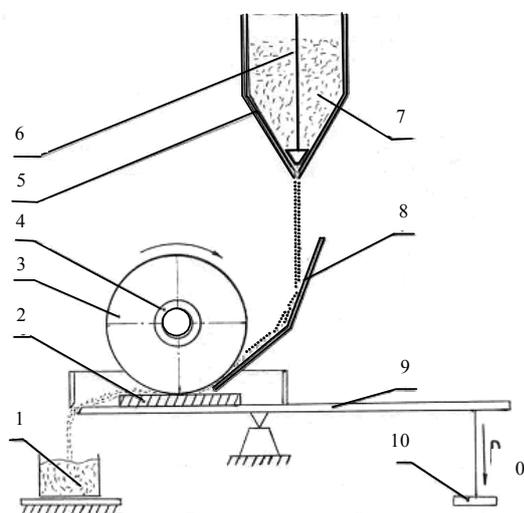


Рис.1. Схема экспериментальной установки:
 1 – бункер для сбора отработанного абразива; 2 – образец исследуемого материала; 3 – вращающийся резиновый ролик; 4 – втулка для ролика; 5 – бункер для свободного абразива; 6 – рычаг для регулирования скорости подачи абразива; 7 – свободный абразив; 8 – лоток для подачи абразива; 9 – рычаг для регулирования усилий прижатия ролика к поверхности абразива; 10 – нагрузка рычага силой P_0

Кроме этого существующая установка “Бринеля” оборудована шестиразрядным механическим счетчиком для регистрации количества оборотов резинового ролика (на рис.1 не показан). Смонтирован счетчик с обратной стороны установки возле выходного вала электропривода для вращения ролика. Регистрировать обороты ролика при расположении счетчика, за установкой оператору затруднительно, что является существенным недостатком при многократном регистрировании данных параметров в процессе испытаний.

Установленные шестиразрядные механические счетчики с кулачковым механизмом имеют малые размеры цифр, что в свою очередь затрудняет работу оператора и в силу конструктивных исполнений не дают возможности перенести такой счетчик в точку удобную для оператора. В этой связи предложено механический счетчик заменить автоматическим электронным с цифровой индикацией типа ЕСА-3, который выпускается серийно [18]. При этом достигается дистанционность регистрации количества оборотов ролика. Суть предложения заключается в том, что на вал механического счетчика устанавливается специально изготовленный диск с периферийным одним отверстием, через которое проходит импульс света от осветителя, расположенного с левой стороны диска на фотоэлектрический преобразо-

ватель, помещенный на одном уровне с осветителем с правой стороны диска. При вращении диска импульс света, попадающий от отверстия на фотодатчик, соответствующий одному обороту выходного вала механического счетчика, регистрируется теперь электронным счетчиком. Таким образом получаем одно из возможных модернизированных технических решений рассматриваемой задачи.

На рис.2 и 3 показана структурная схема датчика скорости вращения резинового ролика n_n и принципиальная схема усилителя сигнала фотоприемника 3, которые могут служить вторым вариантом решения поставленной задачи. Особенностью второго варианта является возможность передачи регистрации скорости вращения резинового ролика n_n и количество оборотов, выполненных в период эксперимента N , на монитор компьютера.

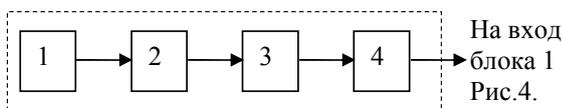


Рис.2. Структурная схема датчика измеряемой скорости вращения n_n ролика:

1 – фотодиод с инфракрасным излучением (тип КФДМ) 2 – модулятор излучения фотодиода 1; 3 – фотоприемник (тип АЛ108А) инфракрасного промодулированного излучения фотодиода 1; 4 – усилитель сигнала фотоприемника 3 (см. рис.3)

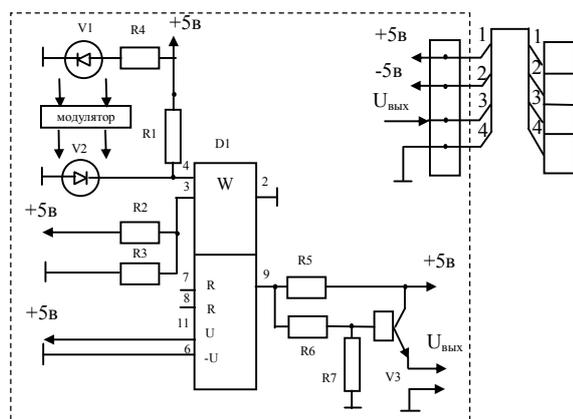


Рис.3. Принципиальная схема усилителя сигнала фотоприемника 3 (см. рис.2)

Датчик скорости вращения резинового ролика 3 (рис. 1) состоит из двух основных частей: электронной части и модулятора. Электронная часть (см. рис.3) выполнена на светодатчике инфракрасного излучения V1, светоприемнике V2 инфракрасного излучения, микросхеме D1, транзисторе V3. Инфракрасное непрерывное излучение V1 модулируется модулятором. Промодулированное излучение воспринимается V2.

На рис.2 V1, модулятор и V2 обозначены соответственно 1, 2, 3. Импульсный сигнал полученный на V2 поступает на вход микросхемы D1. Усиленный сигнал с выхода D1 поступает на транзистор V3, с эмиттера V3 импульсный сигнал поступает (см. рис.4) на вход электронного блока 1. Транзистор V3 служит для согласования выхода D1 со входом электронного блока 1. На рис.2 электронная часть датчика измеряемой скорости n_n обозначена в виде блока 4.

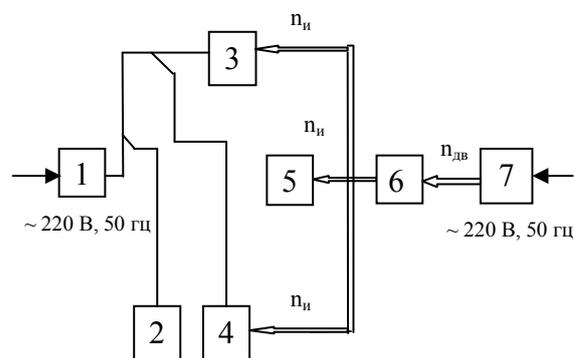


Рис.4. Блок-схема кабельных и механических связей комплектующих изделий модернизированной экспериментальной установки:

1 - электронный блок ТЦ-3М (579.6050.00.000) измерения скорости вращения (в об/мин.) с цифровой индикацией; 2 - цифровой электромеханический суммирующий счетчик числа оборотов (интегратор n_n) $N_c = f(n_n, t)$, где t – время; 3 - датчик скорости вращения (n_n) с инфракрасным излучателем и фотоприемником с усилителем выполненного на микросхеме К554МА3 – 1 шт; 4 - датчик (прерыватель) сигнала, один импульс которого, соответствует одному обороту резинового ролика; 5 - резиновый ролик (см. рис.1.), вращается со скоростью n_n ; 6 - редуктор с передаточным числом $i \approx 0,04166$; 7 - двигатель 3Ф, кор.замк., тип АОЛ 011/4, 220/380В, 50Вт, 50Гц, КПД 0,43, $\cos\phi=0,62$, ГОСТ 3212-56

Модулятор излучения светодиода V1 представляет собой металлический тонкий диск диаметром 110 мм, с 60 отверстиями с центрами расположенных на расстоянии 50 мм от центра диска. Центры отверстий расположены равномерно на угловом расстоянии (6^0) шесть градусов друг относительно друга. Диск закреплен на валу электропривода резинового ролика, который вращается с заданной скоростью. Диск вращается в зазоре между светодатчиком V1 и светоприемником V2 и таким образом производится модулятором модуляция излучения. Частота модуляции зависит от скорости вращения n_n и при этом частота импульсов пропорционально значению n_n . Блок 1 (см. рис. 4) показывает n_n в оборотах за минуту.

Перечень необходимых элементов к электрической схеме усилителя сигнала фотоприемника 3, показанного на рис.3 следующий:

D1-микросхема К554СА3 – 1 шт;

V1- светодиод инфракрасного излучения КФДМ – 1 шт;

V2- светоприемник инфракрасного излучения АЛ108А – 1 шт;

V3- транзистор КТ315;

Резисторы:

R1, R2 - МЛТ-0,25 200КОм \pm 10% – 2 шт;

R3 - МЛТ-0,25 100КОм \pm 10% – 1 шт;

R4 - МЛТ-0,25 27Ом \pm 10% – 1 шт;

R5 - МЛТ-0,25 1КОм \pm 10% – 1 шт;

R6 - МЛТ-0,25 1,8КОм \pm 10% – 1 шт;

R7 - МЛТ-0,25 6,2КОм \pm 10% – 1 шт.

Электромеханический суммирующий счетчик (ЭСО) числа оборотов N_c состоит из трех частей: электрической схемы (см. рис.5) питания, указателя числа оборотов (УЧО) 0312.10.83 и коммутатора.

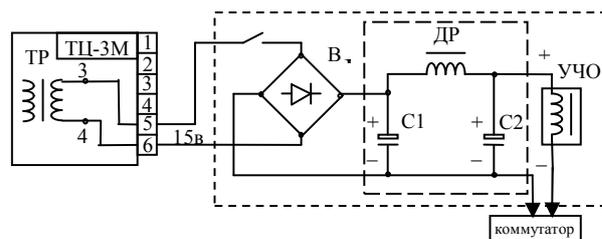


Рис.5. Принципиальная схема питания электромеханического счетчика (тип 0312.10.83) оборотов резинового ролика 3 (см. рис.1.):

В – выпрямитель КЦ405А; ДР – дроссель; У.Ч.О. – указатель числа оборотов 0 312.10.83; Конденсаторы C1, C2 – К50-16, 50В, 100мкф

Схема питания ЭСО представляет собой выпрямительное устройство на основе применения выпрямительного полупроводникового изделия КЦ405А. Питание осуществляется переменным напряжением 15 В. от трансформатора ТР1 (контакты 3, 4) через штырьки 5, 6 разъема электронного блока ТЦ-3М. Выпрямленное напряжение подается на фильтр, который включает дроссель (ДР) и конденсаторы C1, C2-К50-16, 50В, 100мкф. На выходе фильтра получаем постоянное напряжение 25 В. Плюс напряжения 25в непосредственно подается на один конец обмотки УЧО. Минус напряжения 25 В подается через коммутатор 4 (см. рис.5).

УЧО (рис.5) представляет собой пятиразрядный электромеханический счетчик электрических импульсов, подаваемых на обмотку. Таким образом количество поданных импульсов после включения установки суммируется с показанием счетчика до включения. Счетчик является сумматором импульсов за известные (измеренные) промежутки времени включения установки от начала проведения эксперимента N_n и до его окончания N_z , т.е $N_c=N_n+N_z$.

Коммутатор (прерыватель) представляет собой диск диаметром 70 мм, толщиной 6 мм из изоляционного материала. Вдоль обода диска закреплена металлическая контактная ламель. На одной из боковых поверхностей диска закреплено контактное

кольцо. При этом ламель и боковое кольцо электрически соединены между собой.

Коммутатор установлен на валу резинового ролика и вращается со скоростью n_r . Контактная ламель и кольцо соприкасаются с контактными щетками. Такая конструкция щеточно-контактной системы позволяет получить замкнутую электрическую цепь и разомкнутую электрическую цепь между щетками в течении времени равной половине времени необходимого для выполнения одного оборота. Таким образом, за каждый оборот подается на обмотку УЧО один импульс. За заданный (измеренный) промежуток времени на УЧО непосредственно получим суммарное значение числа оборотов резинового ролика N_c , которое включает показания количества оборотов ролика выполненных до включения установки N_n и соответствует началу проведения эксперимента, а N_s соответствует количеству оборотов ролика выполненных в период непосредственного выполнения эксперимента. В результате получим $N_s = N_c - N_n$.

Методика исследования

Для проведения экспериментов использовали квадратные образцы из Ст.30 размером 30x30 и толщиной 5 мм. На поверхность образцов наносили диффузионные боридные покрытия и детонационные покрытия состава $Al_2O_3 + TiO_2$.

Выбор диффузионных боридных покрытий обусловлен их высокой твердостью и износостойкостью. Процесс диффузионного насыщения стали бромом осуществляли в боросодержащей порошкообразной смеси в контейнере с плавким затвором на установке и по методике [19], при температуре 950°C в течении 3ч. При этом толщина боридного слоя составляла 130 мкм.

Проведенные нами ранее исследования показали, что детонационные покрытия системы $Al_2O_3 + TiO_2$

значительно превышают по износостойкости покрытия из Al_2O_3 . В связи с этим исследования кинетики и механизма абразивного изнашивания проводили на более перспективном детонационном покрытии.

Для построения моделей макропроцессов весового износа покрытий от пути были проведены сравнительные опыты на износостойкость покрытий В и $Al_2O_3 + TiO_2$ в трех абразивных средах SiO_2 , SiC, B_4C . Для получения аналитической зависимости весового износа от пути используем пакет математических программ «MathCad-2001». Приведем фрагмент компьютерной программы для получения формулы зависимости весового износа покрытия В от пути в песке SiO_2 с зернистостью 160-200 мкм. Для этого вводили координаты экспериментальных точек (5) и компоненты аппроксимирующей функции (6):

$$data := \begin{pmatrix} 0 & 0 \\ 10 & 0,0002 \\ 20 & 0,0004 \\ 30 & 0,0006 \\ 40 & 0,00075 \\ 50 & 0,0009 \\ 60 & 0,0010 \\ 70 & 0,00105 \end{pmatrix} \quad (5)$$

$$F(x) = \begin{pmatrix} 1 \\ x \\ x^2 \\ x^3 \\ x^4 \end{pmatrix} \quad (6)$$

Первый столбик матрицы *data* состоит из абсцисс экспериментальных точек, второй из количественных значений весового износа покрытия В, что в данной программе записывается в виде:

$$X := data^{<0>} \quad Y := data^{<1>} \quad (7)$$

С помощью программы «List-Squares Curve Fitting» пакета программ “MathCad” получаем коэффициенты аппроксимирующей функции:

$$S = \begin{pmatrix} -7,5757577 \cdot 10^{-7} \\ 0,0000201 \\ 3,4090909 \cdot 10^{-8} \\ -1,5151515 \cdot 10^{-9} \\ 0 \end{pmatrix} \quad (8)$$

Таким образом аналитическая зависимость износа борированного покрытия в песке имеет вид:

$$f_1(x) = -7,5757577 \cdot 10^{-7} + 0,0000201 \cdot x + 3,4090909 \cdot 10^{-8} \cdot x^2 - 1,5151515 \cdot 10^{-9} \cdot x^3, \quad (9)$$

где x – путь в метрах, $f(x)$ – весовой износ в граммах.

Аналогично получаем зависимость весового износа борированного покрытия от пути в карбиде кремния (10) и в карбиде бора (11):

$$f_2(x) = 0,0000012 + 0,0000042 \cdot x + 5,0145688 \cdot 10^{-8} \cdot x^2 - 8,7606838 \cdot 10^{-10} \cdot x^3 + 3,2051282 \cdot 10^{-12} \cdot x^4 \quad (10)$$

$$f_3(x) = -2,7839771 \cdot 10^{-8} - 0,0001875 \cdot \sqrt{x} + 0,0006056 \cdot x - 0,0001344 \cdot x^2 + 0,000028 \cdot x^3 - 0,0000026 \cdot x^4 \quad (11)$$

Для износа покрытия $Al_2O_3+TiO_2$ были получены следующие аналитические зависимости от пути:

- в песке (SiO_2):

$$f_4(x) := -6,1467313 \cdot 10^{-8} - 0,0002204 \cdot x + 8,7170609 \cdot 10^{-7} \cdot x^2 - 3,8738843 \cdot 10^{-9} \cdot x^3 + 0,0037013 \cdot \sqrt{x} - 0,0038297 \cdot \ln(x+1) \quad (12)$$

- в карбиде кремния (SiC) с зернистостью 30-50 мкм:

$$f_5(x) := 1,8543699 \cdot 10^{-9} + 0,0011807 \cdot x - 0,000104 \cdot x^2 + 0,000054 \cdot x^3 + 0,0004184 \cdot \sqrt{x} - 0,001303 \cdot \ln(x+1) \quad (13)$$

- в карбиде бора (B_4C) с зернистостью 30-50 мкм:

$$f_6(x) := -1,0536002 \cdot 10^{-7} + 0,0001006 \cdot x - 0,6294644 \cdot 10^{-10} \cdot x^4 - 0,0000809 \cdot \ln(x+1) \quad (14)$$

График зависимости $f_1(x)$ приведен на рис.6 (см. формулу (9)).

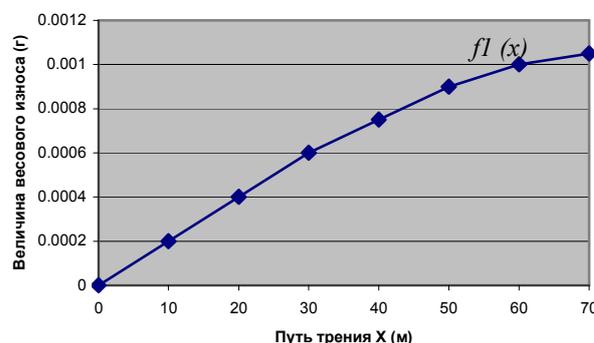


Рис. 6. Зависимость величины износа от длины пути

Аналитическая запись зависимости весового износа покрытий от пути позволяет найти точки, где скорость ($V_L(x)$) весового износа по пути принимает экстремальные значения (max, min). Для нахождения этих точек достаточно найти скорость износа от пути (производная от $f(x)$ по L),

$$V_1(x) := f_1'(x) = 0,0000201 + 6,8181818 \cdot 10^{-8} \cdot x - 4,5454545 \cdot 10^{-9} \cdot x^2,$$

где x – путь в метрах.

Исследуем функцию $V_L(x)$ на экстремум на интервале $[0;100]$.

Найдем производную от скорости и приравняем ее нулю. Тогда получим следующие значения пути и весового износа.

$$V_1 = 6,8181818 \cdot 10^{-8} - 9,090909 \cdot 10^{-9} \cdot x = 0 \\ x=7,5$$

$$V_L(0)=0,0000202 \text{ (мгм/м)}$$

$$V_L(100) = 0,00002012 + 6,8181818 \cdot 10^{-6} - 4,5454545 \cdot 10^{-5} = 0,0000201 + 0,0000068181818 - 0,000045454545 = -0,000018536$$

То есть в точке $x = 7,5$ м от начала пути наблюдается максимальная скорость износа. Минимальная скорость наблюдается в точке $x = 100$ м, что объясняется большей площадью соприкосновений ролика и образца по сравнению с начальной площадью соприкосновения ролика и данного образца, и соответственно мень-

шим удельным давлением при данной нагрузке $P = 44,1$ Н, а значит реальным уменьшением износа.

Аналогично находим экспериментальные значения скорости износа в других образцах, используя выражения (9) – (14).

Временной момент наибольшей скорости износа дает возможность предвидеть интенсивное увеличение скорости износа покрытия в реальных условиях эксплуатации в момент времени, получаемый из соотношения: $T_p/(100/0,163)$, что эквивалентно $0,00163 \cdot T_p$ (T_p – реальное время износа используемого покрытия).

Для обработки экспериментальных данных и их использования на персональном компьютере в соответствии с моделями, полученными в работе [20], была написана программа на языке высокого уровня C++. Для компиляции программы использовали среду программирования Borland Builder C++ 5.0 фрагмент которой приведен ниже.

Фрагмент компьютерной программы для получения зависимостей весового износа покрытий от линейного износа:

```
double Q(double b, double R, double h)
{
double z;
z=2*b*R*ArcSin(sqrt((2*(h/R)-pow(h/R,2))));
return z;
}

double Iv(double b,double R, double
h)
{
double z;
z=b*pow(R, 2)*(ArcSin(sqrt(2*(h/R)-pow((h/R), 2)))-
(1-(h/R))*sqrt(2*(h/R)-pow((h/R), 2)));
return z;
}
double Im(double b, double R, double h, double ro)
{
double z;
```

```
z=ro*b*pow(R, 2)*(ArcSin(sqrt((2*h/R)-pow(h/R, 2)))-
(1-h/R)*sqrt((2*h/R)-pow(h/R, 2)));
return z;
}
double ImQ(double b, double R, double q, double ro)
{
double z;
z=0.5*ro*R*9q-(b*R*sin(q/b*R));
return z;
}
voidfastcall Tform1::cmdExjtClick(TObject*Sender)
{
Close();
}.
```

Выводы

1. В настоящее время не созданы автоматизированные средства контроля параметров при проведении опытов на абразивную износостойкость материалов и покрытий (см. ГОСТ 23.208-79 «Метод испытания материалов на износостойкость при трении о нежестко закрепленные абразивные частицы»).

2. В работе приведены результаты разработки автоматизированных средств контроля и измерения значений скорости вращения и числа оборотов резинового ролика, обеспечивающего внедрение и поступательное перемещение абразивных частиц вдоль исследуемой поверхности металлических покрытий с передачей их на монитор компьютера. Анализируются структурные и принципиальные схемы отмеченных средств и перечень необходимых комплектующих изделий для их реализации.

3. Представлены результаты сравнительных экспериментов на износостойкость ряда покрытий в трех абразивных средах и получены аналитические зависимости весового износа от пути с использованием программ “MathCad”.

4. Разработаны программы на языке высокого уровня С++ для вывода значений параметров абразивного износа на персональный компьютер.

Список литературы:

1. Буяновский И.А. Методы и средства трибологических испытаний // ХТТМ. – 1994. – № 3. – С. 29 – 40. 2. Гаркунов Д.Н. Триботехника. – М.: Машиностроение, 1995. – 424 с. 3. Зенкин Н.А., Гринкевич К.Э., Комплекс диагностической аппаратуры и методология контроля параметров трибосистемы в динамических условиях испытаний // Контроль. Диагностика. – 2002. – № 6. – С. 49 – 51. 4. Гринкевич К.Э. Некоторые положения структурно-динамической концепции трибосистемы и их практическая реализация // Трение и износ. – 2003. – Т. 24, № 3. – С. 344 – 350. 5. Хрущев М.М., Бабичев М.А., Абразивное изнашивание. – М.: Наука, 1970. – 251 с. 6. Кащеев В.Н. Сопротивление металлической поверхности абразивному разрушению. Долговечность трущихся деталей машин. – М.: Машиностроение, 1990. – Вып. 4 – С. 279 – 295. 7. Добровольский А.Г., Кошелев Г.И. Абразивная износостойкость материалов. – К.: Техника, 1989. – 128 с. 8. Костецкий Б.И. Трение, смазка и износ в машинах. – К.: Техника, 1970. – 390 с. 9. Крагельский И.В. Трение и износ. – М.: Машигиз, 1962. – 383 с.; 1968. – 480 с. 10. Зорин В.А. Основы долговечности строительных и дорожных машин. – М.: Машиностроение, 1986. – 248 с. 11. Тененбаум М.М. Износостойкость конструкционных материалов и деталей машин при абразивном изнашивании.

– М.: Машиностроение, 1966. – 331 с. 12. Тененбаум М.М., Бернштейн Д.Б. Моделирование процесса абразивного изнашивания. Моделирование трения и износа: Материалы I межотраслевого научного семинара по моделированию трения и износа. М.: НИИМаши, 1967. – С. 81 – 92. 13. Крагельский И.В., Добычин М.Н., Комбалов В.С. Основы расчетов на трение и износ. – М.: Машиностроение, 1977. – С. 319 – 326. 14. Гавриков М.В., Мазинг Р.И. Применение на наследственно-стареющей модели изнашивания осесимметричной контактной задаче // Трение и износ. – 1989. – Т. 10, № 6. – С. 981 – 986. 15. Рыжиков А.Л., Гронянов В.М., Тараканчиков Л.Г. Модель абразивного износа алюмооксидной керамики. // Трение и износ. – 1991. – Т. 12, № 2. – С. 361 – 364. 16. Сорокатый Р.В. Моделирование поведения трибосистем методом трибоэлементов // Трение и износ. – 2002. – Т. 23, № 1. – С. 16 – 22. 17. Федоров С.В. Обобщенная модель трения // Трение и износ. – 1993. – Т. 1, № 3. – С. 460 – 470. 18. Ходак Н.А. О регистрации характерных параметров при проведении программных усталостных испытаний: Сб. науч. тр. // Вопросы технологии контроля и повышения надежности деталей и узлов авиатехники. – К.: РИО КИИГА, 1984. – С. 111 – 117. 19. Лабунец В.Ф., Ворошин Л.Г., Киндратчук М.В. Износостойкие боридные покрытия. – К.: Техника, 1989. – 158 с. 20. Вишневецкий О.А. Модель залежності величини абразивного зносу від лінійного. – Вісник НАУ. – 2004. – № 1. – С. 122 – 125.

В.О. Пильов, д-р техн. наук, А.Ф. Шеховцов, д-р техн. наук, В.Т. Турчін, інж.,
В.С. Вікторов, інж., О.В. Просяник, асп.

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ МЕТОДА КОНСТРУКТИВНОЇ ОПТИМІЗАЦІЇ ПОРШНЯ ДВЗ ЗА СУКУПНІСТЮ КРИТЕРІЇВ ЙОГО ТЕРМОНАПРУЖЕНОСТІ

Подальший розвиток конструкцій дизельних двигунів поряд з підвищенням вимог щодо їх економічності по паливу і маслу та зменшення токсичності відпрацьованих газів невпинно висуває задачі збільшення літрової потужності, і тим самим, зменшення питомих масогабаритних показників. Це, безумовно, приводить до суттєвого зростання термонапруженості деталей камери згоряння (КЗ). Так, наприклад, коефіцієнт теплового навантаження Взорова, як відношення циліндрової потужності до діаметру циліндра, 30 років тому для кращих тракторних дизелів відповідав значенню 0,15 кВт/мм [1], а на сьогодні він має значення понад 0,2 кВт/мм, тобто зріс практично на 30%. Таким чином, маємо швидкість зростання згаданого коефіцієнта в середньому 1% на рік. В цілому вказана тенденція суттєво загострює проблему забезпечення надійності й ресурсу усіх деталей КЗ, у тому числі і поршнів, підвищує роль методів математичного моделювання процесів і оптимізації конструкцій.

В [2] за один з ефективних методів підтримки багатокритерійної конструктивної оптимізації поршня за сукупністю критеріїв його термонапруженості запропоновано використання узагальненої функції бажаності Харрінгтона, яку подано у вигляді:

$$D_{\text{мерм}} = \sqrt[3]{d_{t_1} \cdot d_{\Delta t_{1-2}} \cdot d_{t_3}}; \quad (1)$$

$$d_{t_1} = \exp[-\exp(0,099t_1 - 31,24)]; \quad (2)$$

$$d_{\Delta t_{1-2}} = \exp[-\exp(0,195\Delta t_{1-2} - 7,16)]; \quad (3)$$

$$d_{t_3} = \begin{cases} 0,8, & 238^\circ\text{C} \leq t_3 \leq 242^\circ\text{C} \\ \exp[-(18,48 - 0,077t_3)^{0,8}], & t < 238^\circ\text{C}, t_3 > 242^\circ\text{C} \end{cases} \quad (4)$$

де t_1 – температура поршня в зоні кромки КЗ, °С;

Δt_{1-2} – перепад температур між кромкою КЗ та пе-

риферійною зоною вогневої поверхні донця поршня;

t_3 – температура поршня в зоні верхнього поршневого кільця (ПК), °С;

d_{t_1} , $d_{\Delta t_{1-2}}$, d_{t_3} – безрозмірні критерії (часткові функції бажаності) термонапруженості поршня.

При цьому критерії d_{t_1} та $d_{\Delta t_{1-2}}$ визначають рівень тривалої міцності кромки КЗ поршня тракторного дизеля сільськогосподарського призначення, а d_{t_3} – припустимий рівень температур в зоні ПК.

Важливо, що часткові функції бажаності (2)-(4) і, відповідно, узагальнена функція (1) теоретично можуть змінювати свої значення від найкращого, що дорівнює 1, до абсолютно неприйнятного, що дорівнює 0. Водночас за класичним підходом [3] значення узагальненої і часткових функцій рівня „дуже добре” відповідають інтервалу [1;0,8], рівня „добре” – інтервалу [0,8;0,63], рівня “задовільно” – (0,63;0,37], рівня „погано” – (0,37;0,2], а “дуже погано” – (0,2–0]. При цьому в [2] за зону гарантовано працездатних конструкцій поршнів прийнято оцінку якості рівня „добре”, а непрацездатних – „погано”; оцінка „задовільно” – перехідна зона.

Повинно бути ясно, що модель вигляду (1)-(4) є мінімально можливою, а розробка перспективних конструкцій поршнів потребує суттєвого збільшення критеріїв якості конструкцій та відповідного застосування нових достовірних моделей згортки вектора цих критеріїв до скалярного загального вигляду

$$D = \sqrt[n]{d_1 \cdot d_2 \cdot \dots \cdot d_n}. \quad (5)$$

Тут важливо підкреслити, що використання узагальненої функції бажаності (5) неодмінно передбачає,

що коли будь-який частковий критерій d_i , $i=1,2,\dots,n$ має незадовільне значення, то і функція D повинна мати відповідне низьке значення. В крайньому випадку вказана умова завжди є істинною – якщо $d_i=0$, то $D=0$. Виконаємо аналіз можливості забезпечення цієї умови при $d_i = 0,2$ та перспективному збільшенні кількості часткових критеріїв якості конструкцій.

На рис.1 подано залежність $D(n)$, для важливого з точки зору практичного використання функції (5) випадку, коли $d_i = 1$ при $i=1,2,\dots,n-1$ та $d_n = 0,2$. З рисунка добре видно, що при $n=3$ узагальнена бажаність конструкцій не перевершує рівень перехідної зони, $D(3)<0,63$. Але вже при $n=4$ узагальнена бажаність D перевищує значення 0,63, тобто необгрунтовано переводить розглянуте тестове рішення в розряд прийнятних конструкцій.

Достатньо часто при перспективному форсуванні дизелів температура поршня в зоні верхнього ПК починає досягати свого критично припустимого значення. З цього приводу метою поданої роботи є розробка такої часткової функції бажаності для оцінки температурного стану поршня в зоні кілець, яка б дозволяла виконувати процедуру конструктивної оптимізації останнього при одночасному використанні значно великої кількості часткових критеріїв якості.

Повертаючись до розгляду рис.1 можна побачити, що тільки в разі досягнення значень $d_n=0,001$ можна говорити про достовірність моделі (5) при збільшенні кількості часткових критеріїв якості n до десяти. Тільки в цьому випадку виконується умова $0,2 < D(10) < 0,63$. Останнє означає, що функція d_{t_3} при досягненні критичного значення по температурі t_3 повинна швидко наблизитись до 0.

За виразом (4), який розроблено з використанням класичного підходу [3], вказана вимога не виконується. Це добре видно з рис.2 (крива 1) та означає, що має місце потреба в розробці нової за виглядом функції перетворення значень температур в зоні верх-

нього ПК до безрозмірної шкали бажаності.

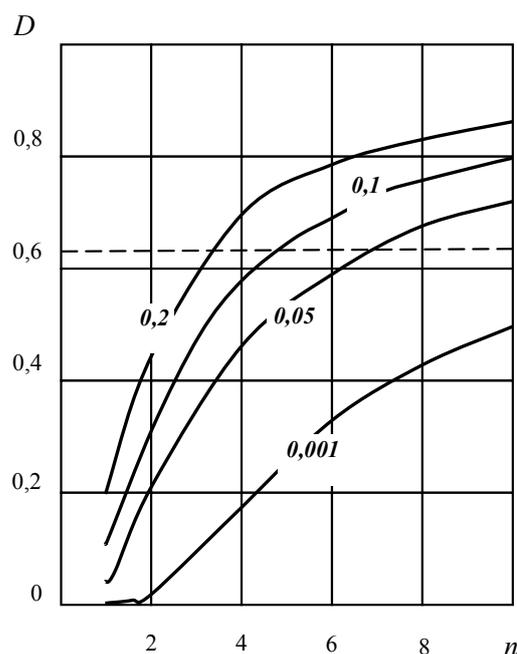


Рис. 1. Залежність значень узагальненої бажаності конструкції від кількості часткових критеріїв її якості при наявності неприйняттого значення одного з часткових критеріїв: цифри біля кривих – значення часткової бажаності неприйняттого критерію

Подальший аналіз рис.2 свідчить, що функція (4) є симетричною, з вершиною, що утворює ділянку з малим, не більше 6°C , інтервалом температур максимальної бажаності. Така обставина при оптимізації конструкції поршня приводить до появи крутого підйому функції узагальненої бажаності D поблизу її вершини та вступає у протиріччя з формальною інженерною логікою проектування поршнів – конструкцію з “точно” визначеною температурою в зоні верхнього ПК не можна вважати за єдино можливу точку глобального оптимуму. З цього приводу ділянку з максимальною бажаністю температурного стану поршня в зоні, що розглядається, пропонується встановлювати на рівні до 10% від значення гранично припустимої температури.

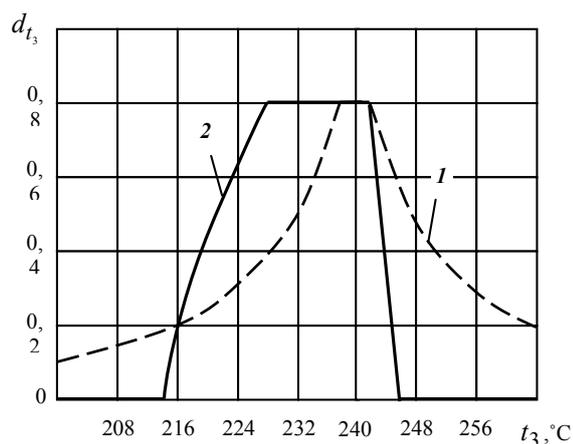


Рис. 2. Класична (1) та запропонована (2) часткові функції перетворення значень температур в зоні верхнього ПК до безрозмірної шкали бажаності

З урахуванням вказаного та прийнятого нами квадратичного закону залежності значень часткової функції бажаності d_{t_3} від t_3 можна запропонувати:

$$d_{t_3} = \begin{cases} 1 - 80 \cdot (1 - t_3 / t_{zp})^2, & t_3 < 0,9t_{zp} \\ 0,8, & 0,9t_{zp} < t_3 < t_{zp} \\ 1 - 2000 \cdot (1 - t_3 / t_{zp})^2, & t_3 > t_{zp} \end{cases}, \quad (6)$$

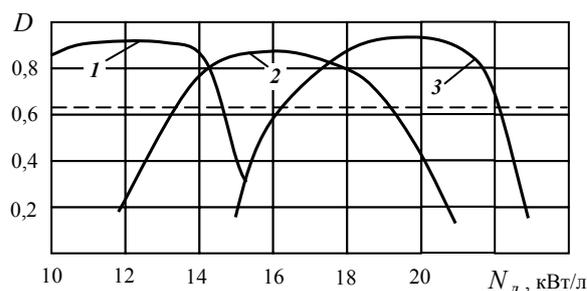
де t_{zp} – гранична температура використання певного сорту масла.

Запропоновану часткову функцію бажаності (6) також подано на рис.2 (крива 2).

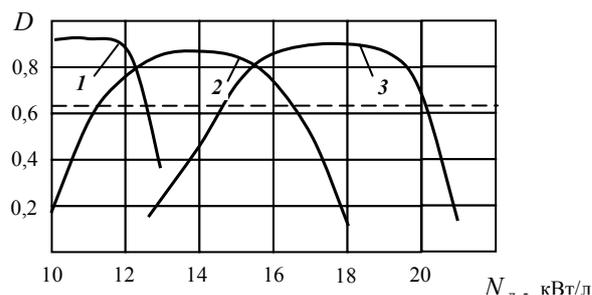
З метою аналізу практичного використання нової функції нами виконано оцінку бажаності температурного стану серійних конструкцій поршнів двигунів 4ЧН12/14 (СМД) та 8ЧН13/14 (ЯМЗ) в залежності від рівня форсування дизелів та ряду прийнятих на вказаних двигунах конструктивних заходів. Для проведення розрахунків використано модель (1)-(3), (6). Температурний стан поршнів визначався з використанням моделі ГУ 3-го роду [2]. Результати розрахунків подано на рис.3.

З рис.3а (крива 1) видно, що для тракторного двигуна СМД можливим є застосування масла класу В ($t_{zp} = 220^\circ\text{C}$) без масляного охолодження поршня

при рівні форсування дизеля до 14,5 кВт/л. Використання масляного струминного охолодження поршня та вказаного масла дозволяє підняти рівень форсування до 19 кВт/л (крива 2), а комплексне рішення по впровадженню масла класу Д ($t_{zp} = 242^\circ\text{C}$), масляного струминного охолодження поршня та проміжного охолодження повітря – до 22 кВт/л (крива 3). Отримані дані щодо бажаності форсування двигуна ЯМЗ при його використанні за моделлю експлуатації тракторного дизеля сільськогосподарського призначення (рис.3б) свідчать, що відповідні контрольні рівні форсування дорівнюють 12,5 кВт/л, 16,5 кВт/л та 20 кВт/л. Дещо менші рівні форсування двигуна ЯМЗ пояснюються конструкцією поршня з загостреною кромкою, що приводить до підвищеного рівня температур в її зоні.



а)



б)

Рис. 3. Узагальнена бажаність

В цілому результати розрахунків добре збігаються з досвідом розробок та експлуатації вказаних двигунів. Це свідчить про достатньо високу достовірність запропонованої моделі, яка має перспективу використання при збільшенні кількості критеріїв оцінки якості конструкцій поршнів.

Висновки

1. Встановлено, що використання класичного підходу до розробки часткових функцій бажаності Харрінгтона при збільшенні їх числа та досягненні певними з них неприйняттого рівня якості конструкцій приводить до появи недостовірних значень узагальної функції.

2. Розроблено нову часткову функцію бажаності щодо оцінки температурного стану поршня в зоні верхнього ПК. Підтверджено ефективність її використання на прикладах оцінки термонапруженості по-

ршнів тракторних дизелів типу СМД і ЯМЗ.

3. Подальше удосконалення узагальної функції бажаності щодо кількісної оцінки термонапруженості поршня слід продовжити в напрямку удосконалення інших часткових функцій бажаності та збільшенні їх числа.

Список літератури:

1. Взоров Б.А., Мордохович М.М. Форсирование тракторных двигателей. – М.: Машиностроение, 1974. – 153 с. 2. Пильов В.О. Автоматизоване проектування поршнів швидкохідних дизелів із заданим рівнем тривалої міцності. – Харків: Видавничий центр НТУ “ХП”, 2001. – 332 с. 3. Барабашук В.И., Креденцер Б.П., Мірошніченко В.И. Планирование эксперимента в технике / Под ред. Б.П. Креденцера. – К.: Техніка, 1984. – 200 с.

УДК 621.746.04

Л.П. Клименко, д-р техн. наук, Л.М. Дыхта, инж., В.И. Андреев, канд. техн. наук

О.Ф. Прищепов, инж.

ЦЕНТРОБЕЖНАЯ ОТЛИВКА ГИЛЬЗ ЦИЛИНДРОВ ДВС С ОБРАТНЫМ ГРАДИЕНТОМ ТВЕРДОСТИ ПО СЕЧЕНИЮ

Введение

Наилучшим для производства отливок гильз из чугуна во всем мире признан центробежный кокильный способ, который дает мелкое зерно и более высокую прочность под действием центробежной силы и вследствие иного характера охлаждения. Загрязнения и газы при центробежном литье выделяются лучше. Кокиль – это металлическая форма, обладающая по сравнению с песчаной значительно большей теплопроводностью, теплоемкостью, прочностью, практически нулевыми газопроницаемостью и газотворностью, расплав и затвердевающая отливка охлаждаются в кокиле быстрее, чем в песчаной форме. Эти свойства материала кокиля определяют особенности его взаимодействия с металлом отливки.

Формулирование проблемы

Повышенная скорость охлаждения расплава в кокиле способствует получению плотных отливок с мелкозернистой структурой. Однако в чугунных отливках, получаемых в кокилях, вследствие особенностей кристаллизации часто образуются карбиды, феррито-графитная эвтектика, отрицательно

влияющие на свойства материала заготовки: снижается ударная вязкость, износостойкость, резко возрастает твердость в отбеленном поверхностном слое, что затрудняет обработку резанием таких отливок и приводит к необходимости подвергать их термической обработке (отжигу). Неподатливый кокиль приводит к появлению в отливках напряжений, а иногда к трещинам.

Общие положения

У центробежных отливок по сечению наблюдается градиент плотности, поэтому на внутренней поверхности наблюдается повышенное содержание графита, марганца, серы. Известно, что дисперсность структуры чугуна находится в прямой зависимости от скорости охлаждения. При высокой скорости охлаждения графит не успевает выделиться из сплава и получается метастабильная структура. Образуется белый чугун. Изменение скорости кристаллизации чугуна по сечению отливки приводит к тому, что в одной отливке одновременно существует участки с различным содержанием углерода, различной формы графита и структурой металлической основы.

Известно, что вследствие высокой теплопроводности кокиль создает большую скорость охлаждения вблизи поверхности отливки, а в середине и переходной зоне

скорость охлаждения меньше (см. таблицу 1) [1, 2, 3].

Таблица 1. Скорость охлаждения

Толщина образца, мм	Скорость охлаждения, град/сек		
	поверхность	переходная зона	внутренняя зона
Между 1150 и 100 °С			
5	0,723	0,720	0,720
80	0,195	0,187	0,175
Между 1150 и 700 °С			
10	4,500	4,370	4,800
40	0,850	0,771	0,691

Из данных таблицы легко видеть очень большую разницу в скоростях охлаждения внутри образца в первый период охлаждения, когда воздействие кокиля максимально. Если продолжительность охлаждения в кокиле уменьшить, т.е. извлечь заготовку из кокиля при высокой температуре, то можно уменьшить скорость охлаждения, так как на воздухе теплоотвод хуже. Учитывая необходимость получения определенной твердости иногда рекомендуют извлекать отливки из кокиля.

Постановка задачи

При кокильной отливке получить феррито-графитную структуру и перлитно-графитную часто затруднительно. Износостойкость феррита неудовлетворительна. Необходимо, чтобы структура отливки была перлитной. Изменением скорости охлаждения наружной и внутренней поверхности, как показывает практика, можно добиться появления в структуре отливки перлитной основы.

Следует учесть также, что изменение скорости охлаждения приводит к образованию графита различной длины, характера распределения и формы. С увеличением скорости кристаллизации расплава расстояния между пластинками графита и размеры его уменьшаются. Крайний предел ускорения кристаллизации – белый чугун, в котором весь углерод связан. С уменьшением скорости охлаждения дисперс-

ность у графита уменьшается, а величина включений возрастает.

Следовательно, для получения качественных отливок гильз цилиндра ДВС центробежным способом необходимо:

- изменением интенсивности теплообмена расплава чугуна с кокилем и окружающей средой добиться направленной кристаллизации отливки внутрь при меньших величинах скорости ее охлаждения;

- использовать принудительное охлаждение для упрочнения металлической основы.

Расчет интенсивности охлаждения заготовки и параметров технологического процесса при отливке в постоянные формы для получения износостойких гильз определялись как задачи данного исследования.

Решение проблемы. Теоретические предпосылки

Для достижения максимальной долговечности, минимальных износов гильз цилиндров и поршневых колец ДВС структура чугуна гильз должна иметь графит пластинчатой формы, прямой либо завихренный, металлическую матрицу в виде сорбитообразного перлита, полное отсутствие структурно-свободного феррита и включения цементита в количестве не более 5 % площади шлифа. Это зависит от скорости затвердевания и охлаждения отливки [5]. Скорость охлаждения определяется свойствами применяемой литейной формы и толщиной стенки отливки. Для получения серого чугуна с низким содержанием структурно-свободного цементита требуется замедленная скорость кристаллизации отливки, т.е. кокиль с минимальной теплопроводностью.

При заливке чугуна в кокиль в начальный момент времени разница температур формы и

расплава максимальна и скорость охлаждения наибольшая. В процессе кристаллизации и охлаждения заготовки температура чугуна уменьшается, а температура формы растет, уменьшается отвод тепла от отливки и снижается скорость охлаждения. В случае пассивного охлаждения (кривая 1) при достижении температуры перлитного превращения скорость охлаждения настолько снижается, что в результате образуется перлит низкой дисперсности и включения феррита (рис.1.).

Кристаллизацию заготовки следует вести с как можно низкой скоростью охлаждения (кривая 2) для обеспечения выделения графита нужной формы и размера, в требуемом количестве, с оптимальным характером распределения и подавления карбидообразующих процессов. Для этого форму необходимо изготавливать с минимальной теплопроводностью и теплоемкостью.

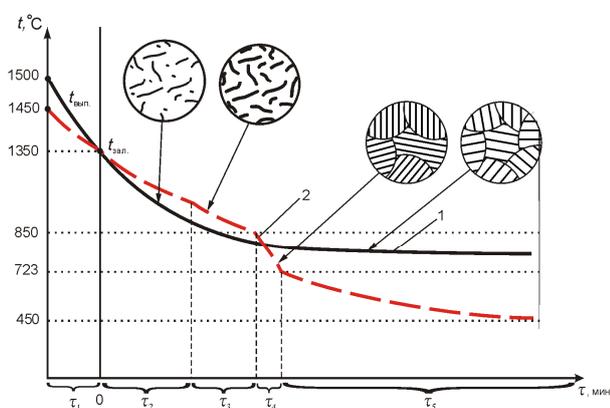


Рис. 1. Зависимость температуры отливки гильзы двигателя от времени охлаждения: 1 – пассивное охлаждение; 2 – управляемое охлаждение; $t_{\text{вып.}}$ – температура выпуска металла из ковша; $t_{\text{зал.}}$ – температура заливки чугуна в форму; τ – временной интервал.

При охлаждении отливки до температуры на 50...80 °C выше точки A_3 (723 °C) необходимо проводить искусственное принудительное

охлаждение отливки с повышенной скоростью. Скорость охлаждения должна быть выбрана такой, чтобы обеспечить промежуточный распад аустенита и образование дисперсного и твердого продукта превращения в виде сорбитообразного перлита с твердостью 250...280 НВ. Охлаждение отливки необходимо прекращать при температуре 400...500 °C для исключения возможности образования мартенсита. Кроме того, медленное охлаждение отливки от 400...500 °C обеспечивает ее самоотпуск и снятие литейных напряжений.

Управление тепловыми процессами протекающими в литейной форме

Наибольшее количество тепла, отводимого от расплава, приходится на теплоотдачу поверхности кокиля, поэтому затвердевание отливки начинается от ее наружной поверхности (зона соприкосновения с кокилем) и направлено вовнутрь. Охлаждение внутренней поверхности менее интенсивно, поэтому встречный наружному фронт кристаллизации формируется позже. При их соприкосновении образуется пояс раковин, расположение которого по сечению отливки при прочих равных условиях зависит, прежде всего, от интервала задержки формирования внутреннего фронта кристаллизации [9]. Чем позже он возникает, тем ближе к внутренней поверхности будет расположен пояс раковин и наоборот. Таким образом, изменение интенсивности теплоотдачи от наружной и внутренней поверхности позволяет регулировать этот процесс.

В связи со значительной сложностью процесса, относительной скоротечностью и высокими температурами чисто экспериментальное исследование указанных параметров является проблематичным, поэтому теоретический путь анализ является более целесообразным. При этом авторы считают возможным использование концепции калориметрической температуры и достаточно эффективный метод экви-

валентной отливки [7, 8]. В упрощенном виде теоретическое исследование сводится к поэтапному решению:

- задачи Коши о снятии перегрева;
- краевой задачи кристаллизации расплава;
- краевой задачи охлаждения в кокиле затвердевшего отливка;
- краевой задачи нагрева кокиля;
- краевой задачи охлаждения кокиля после удаления отливки.

Для удобства проведение вычислений, а также анализа получаемых результатов целесообразно было перейти к безразмерным величинам θ , \bar{x} и τ в формулах:

$$\theta = \frac{T - T_{02}}{T_{cr} - T_{02}}, \quad \bar{x} = \frac{x}{l_j}, \quad \tau = a_j t, \quad j = 1, 2,$$

где T – температура;

x – пространственная координата;

t – безразмерное время.

Временной интервал кристаллизации расплава и охлаждения затвердевшей отливки в кокиле $0 < \tau < \tau_f$ был разделен таким образом:

$$0 < \tau_1 < \tau_s < \tau_f,$$

где $\tau = 0$ – мгновенная заливка расплава в кокиль,

$\tau = \tau_1$ – момент снятия температуры перегрева,

$\tau = \tau_s$ – момент затвердевания отливки,

$\tau = \tau_f$ – момент удаления из кокиля охлажденной до заданной температуры отливки.

Демонстрационный пример потенциальных возможностей разработанной математической модели, обработанной с применением современного программного обеспечения, представлен на рис.2.

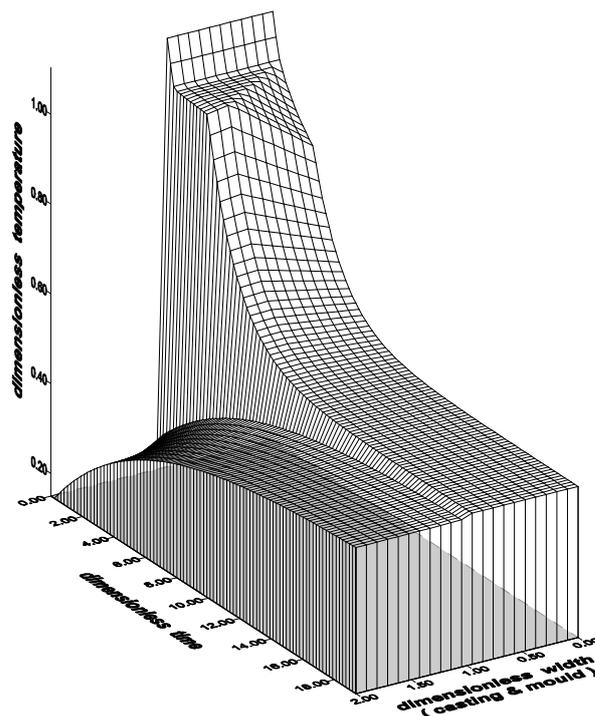


Рис. 2. Температурное поле термодинамической системы «отливка – кокиль» при охлаждении затвердевшей заготовки в кокиле

Отливка гильз цилиндров ДВС с обратным градиентом твердости по сечению

Для получения отливок с обратным градиентом твердости по сечению авторами предложена управляемая технология литья, что показана на рис. 1. (кривая 2). По данным исследований был рассчитан и запатентован [4] облицованный кокиль из пористого материала с необходимой теплопроводностью, которая по абсолютному значению приближается к теплопроводности песчано-глинистой формы. Его применение замедлило образование фронта кристаллизации на внешней стороне заготовки, и способствовало процессу графитообразования по сечению отливки. Для получения износостойкой внутренней поверхности с повышенной твердостью авторы использовали технологию управляемого охлаждения данной поверхности во вращающейся цилиндрической форме.

Работы проводились на малоразмерных заготовках автотракторных гильз, отливаемых в массивный толстостенный кокиль. Термометрический анализ процесса отливки подтвердил данные теоретических расчетов и возможность их использования в производстве.

Исследования показали, что наиболее эффективным является комплексное водо-воздушное охлаждение, включающее: подстуживание заготовки когда температура металла достигает 1150...1050 °С, воздухом давлением 0,25...0,30 МПа в течение 25 секунд. И последующее охлаждение внутренней поверхности гильзы жидкостью в зоне верхней мертвой точки. Подача охлаждающей жидкости – с тепловым напором 0,3 квт/м²·с на отливку. Время охлаждения – 25 секунд.

Замеры твердости гильз цилиндров дизеля Д-240, полученных данным способом, показали, что твердость на наружной поверхности находится в пределах 235...255 НВ, на рабочей внутренней поверхности – 269...285 НВ, что невозможно получить при обычных условиях литья [6, 10]. В

сравнении с серийными изделиями эти результаты представлены на рис. 3.

Металлографические исследования образцов показали, что путем регулируемого термодинамического воздействия удалось избавиться от точечного междендритного графита в структуре чугуна и повысить дисперсность перлита в металлической основе материала. Это существенно повышает износостойкость гильзы цилиндра ДВС.

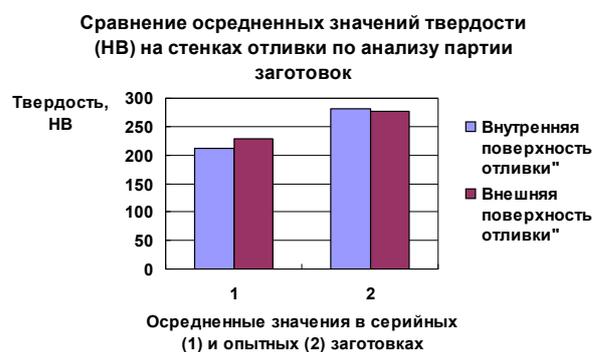


Рис. 3. Значения твердостей серийных и экспериментальных отливок гильз дизеля Д-240

Заключение

Представленная работа характеризует законченный цикл исследований по разработке технологии отливки гильз с повышенной твердостью на рабочей поверхности. Доказано что термодинамическим воздействием можно достигнуть увеличение твердости чугунной отливки при неизменном химическом составе и промышленном крупносерийном производстве. С использованием современного программного обеспечения рассчитан и в наглядном трехмерном изображении представлен процесс кристаллизации стенки цилиндрической отливки в зависимости от термических характеристик облицовки кокиля. Авторам удалось повысить твердость на внутренней поверхности центробежной цилиндрической отливке при неизменной величине наружной твердости.

Список литературы:

1. Анисович Г.А., Жмакин И.П. Охлаждение отливки в комбинированной форме. – М.: Машиностроение, 1969. – 136 с. 2. Баландин Г.Ф. Основы теории формирования отливки: В 2-х ч. – М.: Машиностроение, 1976. – Ч. 1. Тепловые основы затвердевания. – 328 с. 3. Гиршович Н.Г. Справочник по чугунному литью. – Л.: Машиностроение, 1978. – 758 с. 4. А.с. 1465171 СССР, МКИ В22Д13/10. Изложница для центробежного литья / В.И. Андреев, Л.П. Клименко, В.Е. Яковчук, И.С. Долгопят, Э.Б. Хачатуров, В.А. Павлов, Б.П. Прушинский, В.К. Сошников (СССР). – 4292704/31-02; Заявлено 03.08.1987; Опубл. 15.03.1989. – Бюл. № 10. – С. 76.

5. Клименко Л.П. Повышение долговечности цилиндров ДВС на основе принципов переменной износостойкости / Под ред. В.В. Запорожца. – Николаев: Изд-во НФ НаУКМА, 2001. – 294 с. 6. Литье в кокиль / Под ред. А.И. Вейника. – М.: Машиностроение, 1980. – 415 с. 7. Методы определения теплопроводности и температуропроводности / Под ред. А.В. Лыкова. – М.: Энергия, 1973. – 336 с. 8. Руденко А.Б., Серебро В.С. Литье в облицованный кокиль. – М.: Машиностроение, 1987. – 184 с. 9. Шевченко А.И. Центробежное литье под флюсом. – К.: Наук. думка, 1990. – 190 с. 10. Яковлев Ф.И. Улучшение качества гильз цилиндров // Двигателестроение. – 1985. – № 8. – С. 30 – 31.

УДК 621.974.8

В.А. Матюхин, студ., И.А. Жданов, инж., С.К. Колтун, инж.

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ КИНЕМАТИКИ ПРОЦЕССА ТЕЧЕНИЯ МЕТАЛЛА ПРИ ВАЛЬЦЕВАНИИ ПЕРА КОМПРЕССОРНЫХ ЛОПАТОК

Общая постановка проблемы и ее связь с научно-практическими задачами

Формообразование аэродинамических поверхностей малогабаритных лопаток является одной из самых сложных задач современного авиадвигателестроения, обусловленных как малыми габаритными размерами, сложностью формы, так и высокими требованиями к их точности и шероховатости.

Вальцевание при малогабаритных компрессорных лопаток является одним из основных финишных методов формообразования, который позволяет получить геометрические параметры сложнопрофильных поверхностей с заданной точностью, шероховатостью и высокой производительностью.

Обзор публикаций и анализ нерешенных проблем

Вопросам изучения процесса вальцевания пера компрессорных лопаток в литературных источниках посвящены целый ряд научно-технических публикаций, в которых достаточно полно отражены основные его характерные особенности, позволяющие определять основные параметры точности [1, 2].

Однако в указанных и других литературных источниках мало публикаций по вопросам математического моделирования самого процесса течения металла при вальцевании компрессорных лопаток, что несколько сдерживает применение информационных технологий в технологической подготовке производства непосредственно в производственных процессах.

Цель работы

Разработка математической модели кинематики процесса течения металла при вальцевании пера компрессорных лопаток.

Содержание и результаты исследований

Процесс течения металла при вальцевании лопаток состоит в перемещении материальных его частиц друг относительно друга, которое зависит от степени деформации, скорости и других условий. Кинематика процесса течения металла влияет на микроструктуру изделия, точность геометрических размеров, а также определяет энергетические затраты по пластическому формообразованию пера лопатки.

Поэтому одной из основных задач исследования кинематики процесса вальцевания является определение внутренних скоростей течения элементарных объемов материала заготовки.

Если на заготовку лопатки при вальцевании действует со стороны валков система внешних сил, то ее отдельные частицы будут перемещаться с некоторой скоростью.

Вектор скорости связан с вектором перемещений следующей дифференциальной зависимостью:

$$\vec{V} = \frac{d\vec{U}}{dt}. \quad (1)$$

Разложим вектор скорости по направлению координатных осей. При этом получим зависимость между составляющими вектора скорости и вектора перемещения в дифференциальном виде:

$$V_x = \frac{\partial U_x}{\partial t} + V_x \frac{\partial U_x}{\partial x} + V_y \frac{\partial U_x}{\partial y} + V_z \frac{\partial U_x}{\partial z},$$

$$V_y = \frac{\partial U_y}{\partial t} + V_x \frac{\partial U_y}{\partial x} + V_y \frac{\partial U_y}{\partial y} + V_z \frac{\partial U_y}{\partial z}, \quad (2)$$

$$V_z = \frac{\partial U_z}{\partial t} + V_x \frac{\partial U_z}{\partial x} + V_y \frac{\partial U_z}{\partial y} + V_z \frac{\partial U_z}{\partial z},$$

где U_x , U_y и U_z – составляющие вектора перемещения в направлении соответствующих координатных осей.

При условии плоского деформированного состояния перемещение в направлении хорды отсутствует:

$$U_x = 0. \quad (3)$$

Поэтому составляющая скорости в направлении оси X равна

$$V_x = 0. \quad (4)$$

Следовательно, если известен закон перемещения частиц металла заготовки в направлении координатных осей, то, используя дифференциальные зависимости (2), можно определить скорости перемещения в направлении соответствующих осей. На рис. 1 приведена схема деформации некоторого условного объема материала заготовки $OA'D'M$, равного половине объема очага деформации $OADQ$ (при условии симметричности заготовки и равномерного припуска).

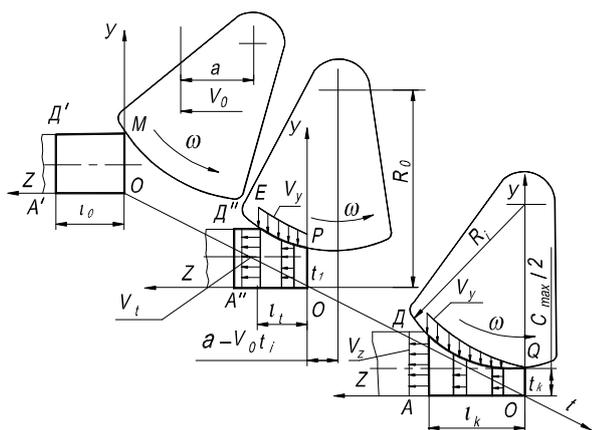


Рис. 1. Схема деформирования металла при вальцевании

До деформации участок заготовки имеет длину l_0 . Ось вращения вала в исходном положении на-

ходится на расстоянии a от начала координат. С течением времени происходит относительное движение вала и заготовки, при котором последняя деформируется и в некоторый момент времени $t = t_1$ приобретает форму $OA''D''EP$. Процесс деформации заканчивается при $t = t_k$. При этом очаг деформации окончательно формируется и приобретает форму, представленную на рис. 1 площадью $OADQ$.

Контактная поверхность очага деформации, перемещаясь в направлении оси z , описывается следующим уравнением:

$$y = \frac{(z + a - V_0 t)^2}{A} - \frac{x^2}{B} + \frac{C_{\max}}{2}. \quad (5)$$

Перепишем это уравнение в виде

$$U_{\text{уклон}} = \frac{\varphi(x, z, t)}{2v}, \quad (6)$$

где

$$\varphi(x, z, t) = 2B(z + a - V_0 t)^2 - 2Ax^2 + vC_{\max},$$

$$v = AB.$$

Используя дифференциальную зависимость (2), определим вертикальную контурную скорость частиц металла поверхности контакта:

$$V_{y_k} = -\frac{2(z + a - V_0 t)(V_0 - V_z)}{A}. \quad (7)$$

Введем линейный закон затухания скорости V_y

по оси y :

$$V_y = -\frac{4B(z + a - V_0 t)(V_0 - V_z)y}{\varphi(x, z, t)}. \quad (8)$$

Продифференцируем выражение (8) по y :

$$\frac{\partial V_y}{\partial y} = -\frac{4B(z + a - V_0 t)(V_0 - V_z)}{\varphi(x, z, t)}. \quad (9)$$

Для определения скорости V_z воспользуемся уравнением неразрывности:

$$\frac{\partial V_y}{\partial y} + \frac{\partial V_z}{\partial z} = 0, \quad (10)$$

откуда

$$\frac{\partial V_y}{\partial y} = -\frac{\partial V_z}{\partial z}. \quad (11)$$

Приравняв правые части выражений (9) и (11), получим:

$$\frac{\partial V_z}{\partial z} = \frac{4B(z + a - V_0 t)(V_0 - V_z)}{\varphi(x, z, t)}. \quad (12)$$

Это выражение представляет собой дифференциальное уравнение в частных производных первого порядка. Разделим переменные этого уравнения и проинтегрируем левую и правую части:

$$\int \frac{dV_z}{V_0 - V_z} = \int \frac{4B(z + a - V_0 t) dz}{\varphi(x, z, t)} + C_1. \quad (13)$$

После интегрирования имеем:

$$-\ln(V_0 - V_z) = \ln C_1 [\varphi(x, z, t)], \quad (14)$$

откуда

$$V_z = V_0 - \frac{1}{C_1 \varphi(x, z, t)}. \quad (15)$$

Константу C_1 определяем из условия: при $z = 0$

$V_z = 0$.

Получим

$$C_1 = \frac{1}{V_0 [2B(a - V_0 t)^2 - 2Ax^2 + vC_{\max}]}. \quad (16)$$

Окончательно имеем:

$$V_z = V_0 \left[1 - \frac{2B(a - V_0 t)^2 - 2Ax^2 + vC_{\max}}{\varphi(x, z, t)} \right]. \quad (17)$$

Продифференцируем данное выражение по z :

$$\frac{\partial V_z}{\partial z} = 4V_0 B \times (z + a - V_0 t) \times \frac{[2B(a - V_0 t)^2 - 2Ax^2 + vC_{\max}]}{\varphi^2(x, z, t)}. \quad (18)$$

Используя (11), имеем:

$$\frac{\partial V_y}{\partial y} = -4V_0 B \times (z + a - V_0 t) \times \frac{[2B(a - V_0 t)^2 - 2Ax^2 + vC_{\max}]}{\varphi^2(x, z, t)}. \quad (19)$$

Проинтегрировав данное выражение, получаем:

$$V_y = -4V_0 B \times (z + a - V_0 t) \times \frac{[2B(a - V_0 t)^2 - 2Ax^2 + vC_{\max}]}{\varphi^2(x, z, t)} y + C_2. \quad (20)$$

Из условия равенства нулю скорости V_y на плоскости симметрии заготовки, находим постоянную интегрирования $C_2 = 0$.

Окончательно имеем поле скоростей:

$$V_x = 0, \\ V_y = -4V_0 B \times (z + a - V_0 t) \times \frac{[2B(a - V_0 t)^2 - 2Ax^2 + vC_{\max}]}{\varphi^2(x, z, t)} y, \quad (21)$$

$$V_z = V_0 \left[1 - \frac{2B(a - V_0 t)^2 - 2Ax^2 + vC_{\max}}{\varphi(x, z, t)} \right]. \quad (22)$$

При $t = t_k$ $V_0 t = a$, тогда поле скоростей в конечный момент деформации, т.е. в момент полного формирования очага деформации, имеет вид:

$$V_x = 0, \\ V_y = -\frac{4V_0 v(BC_{\max} - 2x^2)yz}{\varphi^2(x, y)}, \\ V_z = V_0 \left[1 - \frac{A(BC_{\max} - 2x^2)}{\varphi(x, z)} \right]. \quad (23)$$

На рис. 2 приведены составляющие скоростей V_y и V_z в процессе формирования очага деформации. При $t = t_k$ поле скоростей имеет стационарный характер в пределах малого промежутка времени Δt . По перу лопатки величина составляющих скорости перемещения частиц металла имеет переменное значение, т.е. поле скоростей является функцией положения очага деформации в объеме пера.

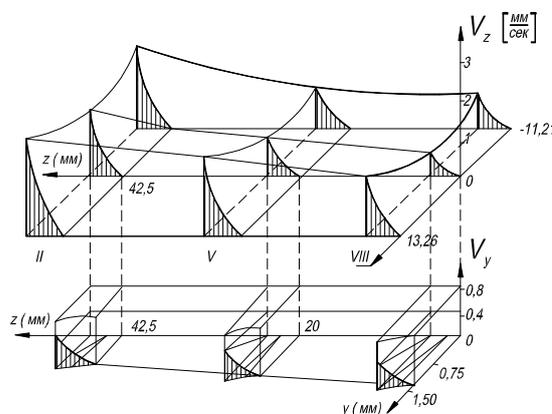


Рис. 2. Распределение составляющих скоростей V_y и V_z в процессе формирования очага деформации

Как видно из рис. 2, в продольном и в поперечном сечениях лопатки поле скоростей имеет неодинаковое значение.

Так как вектор скорости \vec{V} зависит не только от координат x, y, z , но и от времени вальцевания t , то в общем случае поле скоростей изменяется с течением времени. В полученном выше поле скоростей (22) постоянные коэффициенты A, B и a являются функцией времени t . В частном случае в пределах малого промежутка времени поле скоростей может быть функцией только координат. В этом случае поле скоростей будет стационарным.

Запишем дифференциальное уравнение линий тока для случая плоского стационарного течения:

$$\frac{dy}{V_y(x, y, z)} = \frac{dz}{V_z(x, y, z)}. \quad (24)$$

Данное уравнение определяет семейство линий тока, которое с течением времени не изменяется и представляет собой траектории, вдоль которых перемещаются частицы металла.

Для того, чтобы сравнить расчетное семейство линий тока с экспериментальным, свяжем систему координат не с заготовкой, а с инструментом.

При этом поле скоростей будет иметь вид:

$$V_y = -\frac{4V_0 v(BC_{\max} - 2x^2)yz}{(2Bz^2 - 2Ax^2 + vC_{\max})^2},$$

$$V_z = -\frac{V_0 A(BC_{\max} - 2x^2)}{2Bz^2 - 2Ax^2 + vC_{\max}}. \quad (25)$$

Имея обе составляющие скорости, можно определить семейство линий тока, используя уравнение

$$\frac{dy}{-\frac{4V_0 v(BC_{\max} - 2x^2)yz}{(2Bz^2 - 2Ax^2 + vC_{\max})^2}} = \frac{dz}{-\frac{V_0 A(BC_{\max} - 2x^2)}{2Bz^2 - 2Ax^2 + vC_{\max}}}. \quad (26)$$

Разделив переменные данного дифференциального уравнения и произведя сокращения, получим:

$$\frac{dy}{y} = \frac{4Bzdz}{2Bz^2 - 2Ax^2 + vC_{\max}}. \quad (27)$$

Интеграл этого уравнения будет

$$\ln y = \ln(2Bz^2 - 2Ax^2 + vC_{\max}) + \ln C, \quad (28)$$

откуда имеем

$$y = (2Bz^2 - 2Ax^2 + vC_{\max})C. \quad (29)$$

Это выражение представляет собой уравнение линий тока или линий траекторий для поля скоростей (25).

Построим расчетное семейство линий тока и сравним их с экспериментальными линиями траекторий (на рис. 3 сплошные линии), видим хорошее их совпадение.

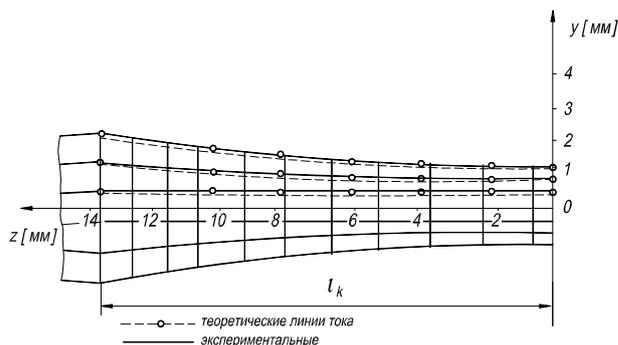


Рис. 3. Линии тока перемещения частиц материала

Выводы

Полученные аналитические зависимости, описывающие кинематику процесса течения частиц металла при вальцевании пера компрессорных лопаток, позволяют определять их траектории перемещения.

Перспективы дальнейших исследований

Дальнейшие теоретические исследования должны быть направлены на получение аналитических зависимостей скоростей деформаций, интенсивности деформаций и напряженно-деформированного состояния лопаток компрессора после их вальцевания.

Список литературы:

1. Алексеев Ю.Н. Вопросы пластического течения металла. – Харьков: Из-во ХГУ, 1958. – 180 с.
2. Алексеев Ю.Н. Введение в обработку металлов давлением прокаткой, резанием. – Харьков: Из-во ХГУ, 1969. – 108 с.

НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫЙ ПУСК ФОРСИРОВАННЫХ ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Введение

1. Форсирование двухтактных дизельных двигателей по наддуву, используемых для бронетанковой техники и многоцелевых армейских машин, увеличение их литровой мощности приводит к ухудшению пусковых характеристик двигателей. Из вспомогательных средств пуска в настоящее время широко используются автономный факельный подогреватель впускного воздуха и свечи накалывания [1,2]. Применение этих устройств не всегда эффективно и конструктивно возможно. В экстремальных условиях, когда временной фактор является определяющим, важно выполнить пуск дизеля в кратчайшее время без предварительного разогрева.

2. Следовательно, необходимы методы низкотемпературного пуска дизелей, которые базируются на более эффективных и экономичных технологиях. Принципиально новыми и малоисследованными средствами улучшения пусковых качеств дизелей является применение одноатомного инертного газа и низкотемпературной плазмы для повышения температуры впускного воздуха [3,4,5].

3. Целью настоящей работы является обоснование необходимого перечня задач исследований на основе всестороннего анализа современного состояния вопроса низкотемпературного пуска дизелей.

4.

Требования к пусковым качествам дизельных двигателей

5. Пусковые качества (свойства) выпускаемых и эксплуатируемых в настоящее время отечественных дизелей регламентируются при температурах, как правило, ниже 10 °С. Так, надежный пуск дизелей электростартером при температуре воздуха на впуске 281 К (8 °С) должен обеспечиваться не более чем с трех попыток в пределах 3...12 с, а при пуске сжатым воздухом не более чем за 8 с [6].

6. Для дизель-генераторных установок оговаривается наличие предпускового подогревателя, работающего на том же топливе, что и дизельный двигатель и обеспечивающего пуск при температуре окружающего воздуха от 281 до 223 К (8...50 °С) [7].

7. Для тракторных и комбайновых дизелей пусковые характеристики определяются при температуре окружающего воздуха от -4...-6 до -24...-26 °С. Допускается применять средства облегчения пуска, входящие в комплект дизеля [8].

8. К дизелям специального назначения и военной техники предъявляются совершенно другие требования. По данным американского журнала "Агмор" индекс оценок по параметрам двигателей для специального и общегражданского

назначения определяется по следующей шкале (табл. 1).

9. Таблица 1. Индекс оценок параметров двигателя

10. Наименование 11. параметра двигателя	12. Индекс оценок	
15. Надежность 16. Способность работать в нарушенных условиях 17. Легкость обслуживания 18. Габаритный объем 19. Масса 20. Простота конструкции 21. Ресурс 22. Экономичность 23. Затраты на производство 24. Легкость производства 25. Стоимость 26. Народхозяйственная ценность		

55. Согласно инструкций, холодный пуск двигателей, например, армейских машин НАТО, должен обеспечиваться при температуре - 32 °С. Для этих целей применяются различные вспомогательные устройства [1].

56. Следовательно, для двигателей специального назначения, а также для устройств и систем облегчения пуска

в экстремальных условиях, основными требованиями являются надежность, простота обслуживания и массогабаритные показатели.

57.

Основные направления по улучшению низкотемпературного пуска дизельных двигателей

58. Анализ литературных и патентных источников показывает, что основными вспомогательными средствами улучшения холодного пуска в настоящее время являются:

59. – факельный подогрев воздуха [1,9,10];

60. – электрический подогрев воздуха с помощью спиралей, свечей накаливания и низкотемпературной плазмы [1,4,5,10,11,12];

61. – испарение и воспламенение топлива с помощью свечей накаливания, устанавливаемых в предкамере или камере сгорания [1,11];

62. – применение свечей (искровых, поверхностного разряда, плазменных и др. [4,11,13,14];

63. – использование масел с поллогими вязкостно-температурными характеристиками [1,2];

64. – подогрев топлива в баке и фильтре [11,15];

65. – использование легковоспламеняющихся жидкостей (эфиров) и др. [1,10,11].

66. Анализ технических решений способов и вспомогательных систем пуска дизельных двигателей при низких температурах показывает, что самым

распространенным средством облегчения пуска сегодня являются свечи накаливания [11], а наибольшей эффективностью обладают свечи поверхностного разряда, плазменные свечи и плазменный подогрев впускного воздуха [3,4,13]. Плазменный подогрев более прост в техническом осуществлении [12].

67. Основными направлениями улучшения пусковых характеристик дизелей являются: совершенствование процессов наполнения, сжатия, смесеобразования, испарения, воспламенения и сгорания топлива в пусковой период путем оптимизации конструктивных и регулировочных параметров, а также вспомогательных систем пуска с применением новых высокоэффективных технологий.

68.

Задачи и методы исследований

69. Исследования элементов вспомогательных систем низкотемпературного пуска дизеля, основанных на плазменном разряде и подогреве впускного воздуха низкотемпературной плазмой, позволили сформулировать в выбранном направлении следующие задачи и методы исследований.

70. 1. Теоретические и расчетные исследования по оценке эффективности способов подогрева впускного воздуха при низкотемпературном пуске дизелей.

71. 2. Разработка математической модели процесса сжатия и программы расчета определяющих параметров

процесса низкотемпературного пуска дизелей.

72. 3. Проведение численных экспериментов и анализ факторов, оказывающих влияние на пусковые характеристики дизеля при низких температурах.

73. 4. Анализ существующих конструкций плазменных подогревателей для выбора наиболее эффективных вариантов.

74. 5. Разработка системы плазменного подогрева впускного воздуха, макетирование, экспериментальные исследования на моторных стендах.

75. Основная часть поставленных задач решена и представлена в работах [3,12].

76.

Заключение

77. Выбор и разработка наиболее эффективной системы низкотемпературного пуска для каждого конкретного типа дизельного двигателя определяется его назначением, конструктивными особенностями и условиями эксплуатации.

78.

Список литературы:

79. 1. *Рязанцев Н.К. Конструкция форсированных двигателей наземных транспортных машин, ч. 2: Уч. пособие. – Харьков: ХГПУ, 1996. – 388 с.*
 2. *Файн М.А., Морозов В.А. Перспективы развития средств обеспечения пуска дизелей // Двигатели внутреннего сгорания. М.: ЦНИИТЭИтяжмаш, 1982. – № 34. – 35 с.*
 3. *Исследование пуска дизеля в условиях низких температур / А.П. Кудряш,*

- П.Е. Куницын, В.П. Мараховский, П.Я. Перерва // *Двигатели внутреннего сгорания.*: Сб. науч. тр. – Харьков: ХГПУ, 1999. – Вып. 58. – С. 121 – 133.
4. Edwards C.F., Oppenheim A.K., Dale J.D. *A comparative study of plasma ignition systems* // *SAE Techn. Pap. Ser.* – 1983. – № 830479. – 11 р.
5. Борисенко В.М., Петрунин Э.А. *Плазмохимические системы малой мощности* // *Конверсия в машиностроении.* – 1994. – № 3. – С. 31 – 34.
6. ГОСТ 10150-82. *Дизели судовые, тепловозные и промышленные. Общие технические условия.* – М., 1982. – 10 с.
7. ГОСТ 23373-84. *Электроагрегаты и передвижные электростанции с двигателями внутреннего сгорания. Общие технич. треб.* – М., 1984. – 10 с.
8. ГОСТ 18509-80. *Дизели транспортные и комбайновые. Методы стендовых испытаний.* – М., 1985. – 15 с.
9. Серов А.Ю., Ярков А.А. *Особенности холодного пуска дизеля 12 ЧН 15/18* // *Двигателестроение,* 1988. – № 9. – С. 38 – 39.
10. Самсонов Е.П. *Устройства запуска дизелей при низких температурах за рубежом (обзор).* – М.: НИИФОРМТЯЖМАШ, 1971. – 63 с.
11. *Lancement et mise en action du moteur diesel* // *Revue techn. diesel.* – 1986. – № 141. – Р. 17-22, 24-28; № 142. – Р. 11 – 12, 14, 17 – 19, 22 – 26.
12. *Плазменная технология низкотемпературного пуска дизеля* / Н.К. Рязанцев, П.Е. Куницын, П.Я. Перерва, А.П. Кудряш, В.П. Мараховский // *Авиационно-космическая техника и технология:* Сб. науч. тр. – Харьков: ХАИ, 2000. – Вып. 19. *Тепловые двигатели и энергоустановки.* – С. 173 – 175.
13. *Low temperature starting of diesel engines timed spark discharge* / J.D. Dale, J.D. Wilson, J. Santiago, P. Smy, R. Clements // *SAE Techn. Pap. Ser.* – 1985. – № 9. – Р. 38 – 39.
14. *Возвращение плазменного зажигания* // *Автомобильная промышленность США.* – 1992. – № 3. – С. 16.
15. Поляков Ю.Т., Валева Д.Х. *Подогрев и подогреватели дизельного топлива* // *Автомобильная промышленность.* – 1993. – № 8. – С. 16 – 19.

УДК 689.12-8.004.5.001.5

В.Г. Ивановский, д-р техн. наук, Р.А. Варбанец, канд. техн. наук

МОНИТОРИНГ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ В ЭКСПЛУАТАЦИИ

Введение

Одной из важных составляющих безопасности мореплавания является мониторинг судовых дизелей (главных и вспомогательных) во время эксплуатации. Информация о текущих значениях параметров рабочего процесса судовых дизелей во время эксплуатации позволяет обслуживающему персоналу поддерживать нормальное техническое состояние дизелей и предупреждать возникновение аварийных ситуаций. Широко используемые на судах "максиметры" определяют только пиковые значения давлений по цилиндрам (p_z) либо давления в конце сжатия (p_c) при отключенной подаче топлива. Однако кроме p_z и p_c существует целый ряд других параметров, мониторинг которых во время эксплуатации дает возможность осуществлять более качественный контроль рабочего процесса дизеля и производить точную регулировку отдельных узлов.

Так например: контроль среднего индикаторного давления (p_i) позволяет определить перегрузку отдельных цилиндров и равномерно распределить мощность по всем цилиндрам дизеля. Контроль максимальной скорости повышения давления при сгорании топлива (жесткости $\Delta p / \Delta \phi$) позволяет ограничить ударные нагрузки на подшипники отдельных цилиндров и выявлять недостатки в работе топливной аппаратуры (ТА). С помощью контроля геометрических и действительных фаз топливopодачи производится комплексная оценка технического состояния топливной аппаратуры. Контроль фаз газораспределения во время работы дизеля позволяет оперативно оценить техническое состояние газораспределительного механизма (МГР) и поддерживать паспортные значения углов закрытия и открытия клапанов. Кроме вышперечисленных, существует еще

целый ряд параметров рабочего процесса, мониторинг которых во время эксплуатации в значительной степени поможет обслуживающему персоналу поддерживать нормальное техническое состояние дизеля.

Формулирование проблемы

До настоящего времени большинство систем мониторинга СДВС было спроектировано как единый программно-аппаратный комплекс, производящий запись параметров и частичный расчет рабочего процесса в режиме реального времени. Наиболее характерными системами такого типа являются НК-5, НК-100, НК-200 фирмы Autronica AS, а также ряд аналогичных систем других фирм [1]. В системах подобного типа объединены две задачи: получение данных в реальном времени и частичный расчет рабочего процесса, что позволило производителям выпускать завершенные комплексы мониторинга СДВС и предоставлять техническому персоналу судна большой объем информации, необходимой для качественной технической эксплуатации двигателей.

Однако, на наш взгляд, такой подход к решению задачи мониторинга СДВС имеет ряд недостатков:

1) очевидно недостаточно полное (или точное) моделирование рабочего процесса, поскольку современные математические модели требуют больших ресурсов времени и производительности вычислительной техники, что не дает возможности использовать их в режиме реального времени;

2) в качестве исходных данных используется ограниченное количество измеряемых параметров, что также связано со сложностью одновременного

получения данных и их обработкой в реальном времени;

3) соединение измерительной и расчетной частей систем мониторинга СДВС значительно увеличивает их сложность. Для передачи сигналов от двигателя к вычислительному комплексу используются длинные (до 50 м и более) кабельные линии. Устанавливаются дополнительные усилители и преобразователи сигналов, что снижает надежность функционирования системы в целом. Кроме того, затруднен процесс обмена информацией между оператором и техническим персоналом, производящим непосредственное измерение на двигателе;

1. 4) стоимость систем подобного типа остается весьма высокой, поскольку складывается из стоимости не только датчиков и первичных преобразователей, но и всего промежуточного оборудования плюс стоимость вычислительного комплекса и программного обеспечения. В качестве вычислительного комплекса используются компьютеры промышленного исполнения, стоимость которых приблизительно в 4÷5 раз выше аналогичных по производительности обычных ПК. Компьютеры

в таких системах задействованы только для решения задачи мониторинга СДВС.

2.

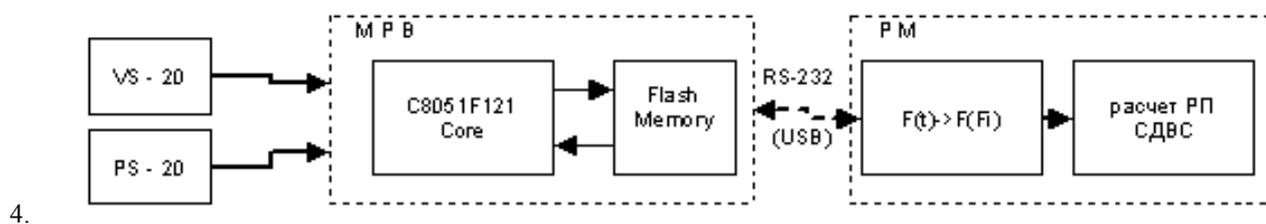
Решение проблемы. Разработка систем «разделенного мониторинга» рабочего процесса СДВС

Анализ характеристик и функциональных возможностей существующих систем мониторинга СДВС показал, что высокая степень интеграции (полное объединение измерительной и расчетной частей) является, во многих случаях, избыточной для получения практически значимых параметров и, одновременно, недостаточной для точного моделирования рабочего процесса.

Таким образом, основной идеей разделенного мониторинга СДВС является разбиение системы на два функциональных модуля:

- модуль получения данных и предварительного расчета параметров в режиме реального времени (МРВ) – аппаратная часть системы;
- модуль расчета и анализа рабочего процесса не в режиме реального времени (РМ) – внешнее программное обеспечение.

3. Связь между модулями осуществляется по последовательному интерфейсу USB или RS-232 (см. рис. 1).



5. Рис. 1. Связь между модулями

Модуль реального времени

Задачей модуля является получение данных от датчиков, установленных на двигателе, предварительный расчет и отображение на внутренний экран следующих параметров:

- n (rpm) – частота вращения коленчатого вала, мин⁻¹;
- p_i – среднее давление газов за рабочий цикл, МПа;
- p_z – максимальное давление газов за рабочий

цикл, МПа.

Данные в модуль поступают от двух установленных на работающем двигателе датчиков: PS-20 (модифицированная версия датчика давления PS-16) и виброакустического датчика VS-20. Принцип использования датчиков описан в [2].

В МРВ записываются данные о нескольких последовательных рабочих циклах каждого цилиндра. Количество циклов может задаваться из настроечной части расчетного модуля. Такой подход позволяет получать не только средние значения параметров и их отклонения, но и производить статистическую оценку равномерности работы топливной аппаратуры.

6. Указанные параметры могут быть рассчитаны по несинхронизированным временным записям рабочих циклов и являются наиболее значимыми для экспресс-оценки состояния цилиндра.

Расчетный модуль

Выполняет последовательное решение задач синхронизации данных, поступающих от МРВ и, затем, расчета и анализа рабочего процесса. Под синхронизацией данных подразумевается определение координат основных положений поршня (ВМТ - верхняя мертвая точка и НМТ - нижняя мертвая точка) и дальнейший перевод индикаторных диаграмм из функций времени в функции по углу поворота коленчатого вала [3]

$$F(t) \Rightarrow F(\varphi^{\circ}_{ПКВ}).$$

При этом учитывается неравномерность вращения коленчатого вала, что особенно актуально для современных малооборотных длинноходовых двигателей (L-МС, S-МС, RTA и др.). При решении задачи синхронизации используется метод минимизации нелинейной n -параметрической функции без использования производных (Powell-64 [4]). В процессе

расчета алгоритм Powell-64 используется дважды: сначала для поиска приближенного положения ВМТ (синусная модель) и затем окончательный расчет, путем моделирования скорости изменения давления $dp/d\varphi$. Алгоритм Powell-64 оказался очень устойчивым, даже для случая значительной зашумленности данных. Несмотря на то, что, по сути, это метод поиска с условным окончанием итераций, нам удалось сформулировать такие начальные условия, что общее время решения задачи синхронизации приемлемо малое для большинства современных ПЭВМ.

7. Для моделирования рабочего процесса используются паспортные данные двигателя и реальные синхронизированные диаграммы рабочих циклов $F(\varphi)$. Это позволяет добиться максимальной точности моделирования, произвести детальный анализ текущего технического состояния цилиндра и составить достоверный прогноз по данным предыдущих расчетов.

8.

Заключение

Таким образом, можно сформулировать основные цели проектируемой системы мониторинга СДВС.

1. Логическое разделение задач получения наиболее значимых параметров и полного расчета рабочего процесса.

В процессе текущей эксплуатации СДВС техническому персоналу, как правило, нет необходимости производить полный расчет рабочего процесса и процесса тепловыделения в цилиндрах, но абсолютно необходимо иметь возможность быстрой оценки нескольких наиболее значимых параметров рабочего процесса. С другой стороны, в тех ситуациях, когда требуется более детальный анализ состояния цилиндра, необходимо произвести расчет и анализ рабочего процесса в нем. Для этого достаточно иметь спе-

циальное программное обеспечение, построенное на базе современной итерационной математической модели рабочего процесса. Исходные данные для моделирования и последующего анализа могут быть накоплены в модуле реального времени и переданы в расчетный модуль по одному из последовательных интерфейсов компьютера.

2. Значительное упрощение схемы системы мониторинга.

Система разделенного мониторинга фактически представляет собой переносной, компактный прибор, выполненный на базе современного микроконтроллера с внутренней энергонезависимой Flash памятью, и программное обеспечение работающее под управлением Windows. По данным непосредственных измерений на двигателе производится предварительный расчет нескольких значимых параметров и отображение их на внутреннем экране МРВ. Временные реализации рабочих циклов, необходимые для построения диаграмм и детального анализа рабочего процесса в цилиндре накапливаются в архиве (Flash памяти). За счет коротких связей из системы исключены кабельные трассы и все промежуточные преобразователи. Процесс мониторинга может производить один специалист. Находиться возле двигателя ему достаточно только в течение короткого времени измерений. Расчетный модуль устанавливается с компакт-диска на любой судовой компьютер. Все отчеты и диаграммы могут быть распечатаны на установленном в системе принтере.

3. Существенное уменьшение стоимости системы мониторинга.

9. Одним из аргументов недостаточно широкого использования на

судах систем мониторинга СДВС как раз являлась их высокая стоимость. На судах с небольшим водоизмещением и небольшой мощностью энергетической установки использование систем мониторинга было нерентабельным, несмотря на высокую практическую ценность данных о параметрах и диаграммах рабочего процесса во время эксплуатации. Предлагаемое разделение функций системы мониторинга СДВС дает возможность сократить стоимость системы до уровня стоимости судового "максиметра" и дать возможность пользоваться результатами мониторинга более широкому кругу технических специалистов.

10.

11. Список литературы:

1. Варбанец Р.А.. Системы компьютерной диагностики судовых дизелей // Судостроение. – 1996. – № 6. – С. 24 – 27.
2. Ивановский В.Г., Варбанец Р.А. Применение виброакустического метода для анализа топливоподачи дизеля в эксплуатации // Вісник Одеського державного морського університету. – 1998. – №1. – С. 131 – 134.
3. Варбанец Р.А., Ивановский В.Г., Савиных А.С. Расчетный метод обнаружения верхней мертвой точки поршня двигателя внутреннего сгорания, "Техническая эксплуатация флота". – М.: В/О Мортехинформреклама. – 1994. – № 6 (816). – С. 1 – 6.
4. Powell M.J.D. An efficient method for finding the minimum of a function of several variables without calculating derivatives // Computer J. – 1964, № 7. – P. 155.

ДВИГУНИ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ
Всеукраїнський науково-технічний журнал

Відповідальний за випуск А.О. Прохоренко

Підп. до друку 16.08.2004 Формат 60×90
1/8. Папір офсетний.

Гарнітура Times. Riso-друк. Ум. друк. арк.
Обл.-вид. арк.

Наклад 300 прим. Зам. № . Ціна договірна.