

УДК 621.434:536.24

Р. З. Кавтарадзе, Д. О. Онищенко,
А. А. Зеленцов, С. М. Кадыров,
М. М. Арипджанов

РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ТЕПЛОИЗОЛЯЦИИ ПОРШНЯ И ГИЛЬЗЫ НА ОБРАЗОВАНИЕ ОКСИДОВ АЗОТА В ПРОДУКТАХ СГОРАНИЯ БЫСТРОХОДНОГО ДИЗЕЛЯ

Изложены результаты расчетно-экспериментального исследования рабочего процесса базового дизеля и его модификации. Проведен сравнительный анализ трехмерных температурных полей серийных деталей и деталей с керамическими теплоизоляторами. Установлено, что при работе дизеля с теплоизолированной камерой на сильно обедненной горючей смеси расход топлива по сравнению с базовым двигателем можно снизить без увеличения концентраций оксидов азота в продуктах сгорания. Даны практические рекомендации по выбору и регулированию ряда параметров. Определены их конкретные значения для базового двигателя 1С12/9.6 и его теплоизолированного варианта, позволяющие обеспечить приемлемое значение концентраций оксидов азота в продуктах сгорания.

E-mail: kavtar@power.bmstu.ru

Ключевые слова: дизель, камера сгорания, теплоизоляция, поршень, гильза, оксиды азота.

Развитие современного дизелестроения идет путем форсирования двигателей, т.е. путем повышения среднего эффективного давления и быстроходности, поэтому высокая надежность и ресурс, топливная экономичность и экологические показатели являются основными критериями качества дизеля. Форсирование дизелей приводит к значительному повышению термических и механических нагрузок на основные детали (поршень, гильзу, головку цилиндра, клапаны), образующие камеру сгорания, и значительному повышению их температуры. Перегрев деталей сопровождается образованием температурных полей с ярко выраженной неравномерностью распределения температуры, что с ростом термических напряжений при одновременном ухудшении механических свойств материала может привести к образованию трещин и разрушению детали. Поэтому задача защиты деталей от чрезмерного воздействия высоких термических нагрузок со стороны рабочего тела остается актуальной. Очевидно, что задача непосредственно связана с известной проблемой двигателестроения —

созданием дизеля с уменьшенным отводом теплоты от рабочего тела. Создание таких дизелей требует решения ряда проблем — прежде всего обеспечения надежности и долговечности керамических теплоизоляторов, а также приемлемого удельного расхода топлива двигателя. В настоящее время эти проблемы достаточно хорошо исследованы и подробно изложены в работах [1–4], отметим только, что использование основных деталей, целиком изготовленных из керамики, что приводит к значительному снижению массы двигателя, стало реальностью [5–7].

Однако создание высокоэффективного дизеля, основные детали которого со стороны высокотемпературного рабочего тела оснащены керамическими теплоизоляторами, связано с решением ряда других вопросов, которые до настоящего времени практически не были исследованы. Прежде всего обеспечение современных экологических требований и в первую очередь снижение оксидов азота в продуктах сгорания при одновременном сохранении приемлемого удельного расхода топлива. В настоящей работе предложено решение этой задачи на примере конкретного дизеля.

Следует отметить, что снижение тепловых нагрузок при одновременном улучшении эффективных и экологических показателей дизеля подразумевает проведение исследований по двум основным направлениям:

1) создание составных конструкций основных деталей (поршня, гильзы), оснащенных частями из теплоизолирующих материалов, и исследование их теплового состояния в целях оценки теплоизолирующего эффекта;

2) организация рабочего процесса, обеспечивающего не только снижение интенсивности теплоотдачи от рабочего тела в стенки камеры сгорания, но и оптимальное сочетание расхода топлива и концентрации оксидов азота в продуктах сгорания.

Описание эксперимента. Программа экспериментальных исследований предусматривала индицирование двигателя и исследование особенностей рабочего процесса базового двигателя и его модификации с уменьшенным отводом теплоты, гильза и поршень которого были оснащены теплоизоляторами в виде керамических вставок. Основным объектом исследования являлся одноцилиндровый четырехтактный дизель, спроектированный и построенный на базе универсального картера, поршневая группа которого была заимствована у тракторного двигателя СМД-14. Опытный базовый двигатель имеет камеру типа камеры Гессельмана и четырехклапанную головку цилиндра, при этом для интенсификации вихревого движения воздушного заряда в одном из впускных клапанов установлена ширма с углом охвата 120° . Поворот клапана, оснащенного ширмой, и его фиксирование в

определенном положении осуществляются с помощью специального устройства. В головке дизеля вертикально по оси цилиндра размещена насос-форсунка, там же имеются гнезда для пневмоэлектрического и пьезоэлектрического датчиков давления (для индицирования).

Уменьшение отвода теплоты от рабочего тела было достигнуто путем установки керамических вставок на тепловоспринимающих поверхностях камеры сгорания (верхний пояс гильзы и огневое днище поршня (рис. 1, см. 4-ю полосу обложки). В результате анализа работ отечественных и зарубежных ученых и исследований, проведенных для теплоизолирующих частей гильзы и поршня, в качестве наиболее подходящего материала была определена керамика на основе нитрида кремния (Si_3N_4). Следует подчеркнуть, что методы исследования, апробированные в настоящей работе на нитриде кремня, могут быть успешно применены и в случае других перспективных для двигателестроения теплоизоляторов. Результаты, изложенные далее, также распространяются и на другие теплоизолирующие материалы, в том числе и на металлические, близкие по своим теплофизическим свойствам к нитриду кремня. Используемый в настоящей работе технологический процесс изготовления теплоизолированных поршней и гильз изложен в работе [7].

На основе анализа существующих методов крепления теплоизолирующих деталей была разработана технология, согласно которой накладка крепилась к юбке алюминиевого поршня механическим способом с помощью четырех болтов, чугунного кольца и пружинистых шайб, а теплоизолирующая втулка устанавливалась плотно в верхнюю расточенную часть гильзы. Изготовленные оригинальные конструкции составного поршня и гильзы в дальнейшем испытывались на работающем в стендовых условиях двигателе. В качестве нагрузочного устройства для двигателя применена электрическая балансирная машина типа Rapido (Германия) мощностью 80 кВт. На экспериментальном дизеле предусмотрено варьирование таких параметров, как степень сжатия, фазы газораспределения, интенсивность закрутки заряда и др. Экспериментальная установка оснащена специально разработанным автоматизированным измерительным комплексом с цифровой индикацией измеряемых параметров и выводом данных на принтер. Практически все измерения проводились не только на различных режимах работы, но и на режиме прокрутки (без подачи топлива). Изменение давления в цилиндре как базового дизеля, так и дизеля с теплоизолированными вставками при неизменных углах опережения впрыска топлива прежде всего зависит от цикловой подачи топлива. Характер изменения давления в режиме прокрутки мало зависит от наличия теплоизоляции и от скоростного режима двигателя, и его максимальные значения колеблются в узких пределах $p_{0 \max} = 30,0 \dots 31,7$ бар. При

этом небольшое повышение давления в режиме прокрутки у теплоизолированных двигателей можно объяснить повышением температуры газа в результате относительно высокой температуры поверхности камеры сгорания. Изменение частоты вращения при этом может оказать влияние на компрессионные свойства поршневых колец и привести к увеличению утечки газов. Однако это влияние для исследуемого диапазона частоты вращения коленчатого вала также не играет решающей роли. Все замеры проводились с помощью приборов и аппаратуры, предварительно проверенных и тарированных в соответствии с существующими стандартами на данный вид исследовательских испытаний (положениями о контроле измерительных приборов при установленном тепловом состоянии двигателя, постоянной температуре картерного масла и выхлопных газов).

Для достоверности результатов сравнительного анализа исходные индикаторные диаграммы базового и теплоизолированного двигателей должны соответствовать идентичным условиям эксперимента. Однако, как показали экспериментальные исследования, применение теплоизоляции в таком случае не дает улучшения эффективных показателей двигателя, скорее наоборот, так как повышается удельный расход топлива. Эффективные и экологические характеристики дизеля можно улучшать, как отмечалось ранее, подбирая оптимальные конструктивные (диаметр и число сопловых отверстий), режимные (давление впрыскивания и интенсивность закрутки потока) и регулируемые (угол опережения впрыскивания) параметры. Очевидно, что необоснованный и случайный подбор этих параметров в случае теплоизолированного двигателя может привести к сильному ухудшению показателей. В таком случае сравнение с базовым дизелем теряет смысл. В связи с этим следует рассматривать такую совокупность указанных параметров, которая обеспечивает улучшенные эффективные показатели, прежде всего удельный расход топлива, теплоизолированного дизеля. Кроме того, не следует забывать, что при этом ожидается повышение концентраций оксидов азота в выпускных газах двигателя и повышение температуры отработавших газов. Положительное влияние теплоизоляции на эффективные показатели двигателя при удачно подобранных конструктивных, режимных и регулируемых факторах наблюдается на характеристиках тепловыделения, полученных в результате обработки индикаторных диаграмм, базового и теплоизолированного дизелей [8]. Интегральные характеристики тепловыделения $x = x(\varphi)$ показывают, что наличие теплоизолирующей вставки на рассмотренных режимах работы приводит к улучшению процесса сгорания. В диапазоне частоты вращения $n = 1000 \dots 2800 \text{ мин}^{-1}$ наличие теплоизолирующей вставки на гильзе цилиндра может привести к повышению результирующей температуры газа примерно на $20 \dots 45 \text{ }^\circ\text{C}$.

Изменение температуры поверхности, соответствующие такому изменению температуры газа, происходит в диапазонах, которые могут повлиять на значение коэффициента избытка воздуха. На частичных режимах, прежде всего на режимах малой нагрузки, это влияние относительно мало заметно. Например, на режиме $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ экспериментальные значения коэффициента избытка воздуха составляют $\alpha_{\text{в}} = 2,24$ (для базового двигателя) и $\alpha_{\text{в}} = 1,76$ (для дизеля с теплоизолирующей вставкой на гильзе), а мощности двигателей почти одинаковы $N_e = 4,73 \text{ кВт}$ и $N_e = 4,85 \text{ кВт}$ соответственно. На режиме работы $n = 2800 \text{ мин}^{-1}$ базового ($N_e = 8,0 \text{ кВт}$) и теплоизолированного ($N_e = 8,23 \text{ кВт}$) дизелей имеем $\alpha_{\text{в}} = 1,5$ и $\alpha_{\text{в}} = 1,36$. Таким образом, повышение температуры свежего заряда, вызванное теплоизолирующей вставкой, при высоких значениях коэффициента избытка воздуха повышает полноту сгорания, тем самым увеличивает эффективный КПД двигателя. Соответственно это приводит к снижению удельного расхода топлива, что хорошо демонстрируют данные из табл. 1.

Таблица 1

Эффективные показатели исследуемых дизелей на частичных режимах работы

$n, \text{ мин}^{-1}$	Дизель 1С 12/9,6					
	базовый			с теплоизолирующей втулкой		
	$N_e, \text{ кВт}$	$\alpha_{\text{в}}$	$g_e, \text{ г}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$	$N_e, \text{ кВт}$	$\alpha_{\text{в}}$	$g_e, \text{ г}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$
1500	4,73	2,24	209	4,85	1,76	204
2800	8,0	1,5	230	8,23	1,36	224

Отсюда следует важный вывод: относительно небольшое повышение (на $\sim 25\text{--}50 \text{ }^\circ\text{C}$) результирующей температуры, имеющее место при установке теплоизолятора на поверхности камеры сгорания, на частичных режимах работы, когда двигатель работает на значительно обедненных смесях, может привести к снижению удельного расхода топлива. Анализ диаграмм тепловыделения, полученных в результате обработки экспериментальных индикаторных диаграмм, подтверждает это предположение. При этом процесс тепловыделения в базовом двигателе сильнее затянут по времени, чем в двигателе с теплоизолирующей втулкой. Увеличение продолжительности сгорания в базовом двигателе по сравнению с теплоизолированным дизелем приводит к снижению максимального давления p_z в цилиндре, а также к уменьшению скорости нарастания давления $dp/d\varphi$, что снижает динамические нагрузки на деталях и уровень шума дизеля. Однако в двигателе с уменьшенным отводом теплоты имеет место более полное сгорание из-за повышения температурного уровня заряда и относительно малого снижения избытка воздуха. Этим и объясняется улучшение топливной экономичности двигателя в случае применения теплоизо-

ляции в камере сгорания. При этом скорость сгорания как в кинетической, так и диффузионной фазах в случае теплоизолированного дизеля значительно выше. В случае теплоизоляции важную роль играет вторая (диффузионная) фаза сгорания. Это фаза, вопреки результатам Г. Вошни [1], не только не затянута по времени, но и протекает быстрее. Это приводит к тому, что продолжительность процесса сгорания в теплоизолированном дизеле в целом меньше, чем в базовом двигателе, что способствует повышению максимального давления цикла (от $p_z = 52,7$ бар до $p_z = 54$ бар) по сравнению с базовым двигателем. Экспериментальные исследования показали, что при неизменном угле опережения впрыскивания процесс сгорания в теплоизолированном двигателе практически всегда начинается раньше, чем в базовом. Однако каждый из этих двигателей имеет оптимальные (с точки зрения сочетания удельного расхода топлива и концентрации NO_x в продуктах сгорания) углы опережения впрыскивания топлива. Следовательно, управляя углом опережения, можно более эффективно использовать выделяемую в цилиндре теплоту. На режиме $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ характер изменения скоростей тепловыделения несколько изменяется. Моменты начала сгорания базового и теплоизолированного двигателей на этом режиме больше приближаются друг к другу, и между ними нет такого фазового сдвига, как на режиме $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$.

Теплонапряженные состояния базовых и опытных деталей двигателя. Температурные поля базовых (поршня и гильзы без керамических теплоизоляторов) и опытных (поршня и гильзы с керамическими теплоизоляторами) деталей исследовались методом математического моделирования с применением численного метода конечных элементов. Краевая задача решалась в трехмерной постановке с применением дифференциального уравнения Фурье:

$$c\rho \frac{\partial T}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial z} \right), \quad (1)$$

где c, ρ, λ — теплоемкость, плотность и теплопроводность материала гильзы или поршня соответственно, а x, y, z — декартовы пространственные координаты. В результате решения получена температура как функция координат и времени τ , т.е. $T = T(x, y, z, \tau)$. При установившихся режимах работы двигателя температурные поля гильзы и поршня получаются практически стационарными за исключением тонких слоев тепловоспринимающей поверхности, в которых за цикл происходят колебания температуры с небольшой амплитудой (всего $5 \dots 8^\circ\text{C}$ в случае использования традиционных материалов). В таком случае задача сводится к решению уравнения стационарной теплопроводности (уравнения Лапласа). Краевые условия предусматривают задание распределения температуры детали в начальный момент времени (начальное условие), закон взаимодействия между окружающей

средой и поверхностью тела (граничные условия), а также геометрическую форму и теплофизические свойства материала детали. Очевидно, что начальные условия задаются только для нестационарной задачи, например, при исследовании импульсов градиента температуры в местах соединения материалов с различными теплофизическими свойствами (керамики и металла). Граничные условия второго (плотность теплового потока) и третьего (коэффициент теплоотдачи и температура обтекающей среды) рода задаются со стороны рабочего тела и охлаждающей жидкости и определяются в основном по результатам расчета рабочего процесса [2, 9–12]. Граничные условия четвертого рода [2] применяются для контактирующих поверхностей в составных деталях и предусматривают равенство тепловых потоков в точках контакта. Расчет температурных полей базировался на методе конечных элементов, реализованном в программном комплексе ANSYS.

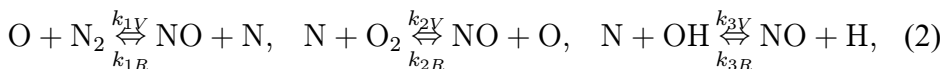
Были проведены численные эксперименты по исследованию теплонапряженного состояния пяти вариантов деталей: серийной (базовой) гильзы и гильзы с теплоизолятором, базового поршня, поршня с керамической вставкой, а также поршня с керамической вставкой и с дополнительным чугунным кольцом. На рис. 1 (см. 4-ю полосу обложки) приведены результаты расчетов отдельных вариантов опытных конструкций гильзы (а) и поршня (б).

Сравнительный анализ трехмерных температурных полей серийной гильзы и гильзы с керамической втулкой показывает, что максимальная температура на тепловоспринимающей поверхности в верхнем поясе гильзы на режиме $n = 2800 \text{ мин}^{-1}$, когда другие детали двигателя не имеют теплоизоляции, повышается от $T_w = 159,1^\circ\text{C}$ до $T_w = 183,9^\circ\text{C}$. Численные эксперименты позволили прогнозировать место возможного разрушения составной гильзы, что в дальнейшем было подтверждено при опытных исследованиях. Данное разрушение было обусловлено разностью теплофизических свойств и коэффициентов теплового расширения основного материала гильзы и материала теплоизолятора.

Наличие керамической накладкой на поршень (рис. 1, б, см. 4-ю полосу обложки) приводит к увеличению от 414 до 659 °С максимальной температуры T_w тепловоспринимающей поверхности в центральной части. На режиме максимальной нагрузки двигателя максимальные температуры могут превышать допустимые пределы, предусмотренные для материала базового поршня, что подтверждает необходимость тепловой защиты в целях увеличения долговечности и надежности двигателя. Установлено, что использование разработанного варианта чугунного цилиндрического кольца как соединительного звена между керамической накладкой и корпусом поршня из алюминиевого сплава на теплонапряженное состояние составного поршня оказывает незначительное влияние. Следует отметить, что программа исследования

теплонапряженного состояния изготовленных деталей с теплоизолирующими частями предусматривала проверку адекватности математической модели на специально созданном стенде. Установка, представляющая собой безмоторный тепловой стенд, обеспечивает физическое моделирование теплового состояния поршней. Для термометрирования поршней применялись хромель-копелевые термопары из термоэлектродных проволок диаметром 0,3 мм. Для обеспечения надежного контакта горячего спая термопары с телом поршня диаметр “шарика” после сварки выдерживался в пределах $1,5 \pm 0,05$ мм. При термометрировании керамической вставки использовались хромель-алюмелевые термопары. С этой целью в ней были просверлены каналы диаметром 3 мм, в которые с помощью керамических трубок и высокотемпературного клея заделывались термопары. Расстояние от горячего спая термопары до тепловоспринимающей поверхности поршня составляло $1,9 \pm 0,1$ мм. После установки термопар в теле они зачеканивались пробками, изготовленными из поршневого сплава. Термопары были расположены в характерных точках (в центральной и периферийной частях поверхности огневого днища, в области верхнего компрессионного кольца) базовой и опытных конструкций поршней [13]. Относительная погрешность измерений температуры не превышала 2,6%. Нестационарные (циклические) термические нагрузки позволили в ряде случаев проследить за возникновением и развитием трещин в керамической вставке поршня. В цельноалюминиевых конструкциях трещин обнаружено не было. Результаты измерения поршней в стендовых условиях использовались в качестве граничных условий 1-го рода для проведения расчетных исследований их теплонапряженного состояния, и для верификации математической модели. Измерения локальных температур поршня или гильзы в процессе работы двигателя не проводились.

Исследование образования оксидов азота в базовом и модифицированном дизелях. Для расчета концентрации оксидов азота в продуктах сгорания используется расширенный термический механизм Зельдовича, основанный на следующих трех реакциях:



где k_i — константа скорости i -й реакции; индексы V и R — прямая и обратная реакция. Константы скорости реакции в зависимости от температуры определяются на основе закона Аррениуса $K = 10^{-3} A T^B e^{-\frac{E}{RT}}$, где A , $\text{см}^3/(\text{моль} \cdot \text{с})$; E — энергия активации, кДж/кмоль ; B — безразмерная константа; $\tilde{R} = 8,134 \text{ кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{К})$ — универсальная газовая постоянная. Коэффициенты A , B , а также

энергия активации E определяются на основе анализа опубликованных эмпирических данных [14]. Кинетическое уравнение образования оксида азота имеет вид

$$\frac{d[\text{NO}]}{d\tau} = K_{1V} [\text{N}_2] [\text{O}] - K_{1R} [\text{NO}] [\text{N}] + K_{2V} [\text{O}_2] [\text{N}] - K_{2R} [\text{NO}] [\text{O}] + K_{3V} [\text{N}] [\text{OH}] - K_{3R} [\text{NO}] [\text{H}], \quad (3)$$

где квадратные скобки обозначают концентрации соответствующих компонентов реакций. Концентрации еще пяти химических промежуточных компонентов O, O₂, H, N₂, OH, приводящих к образованию NO, определяются с учетом химического равновесия на основе закона действующих масс [11, 14].

На рис. 2 приведены результаты исследования концентрации оксидов азота, полученные на основе экспериментальных индикаторных диаграмм, что, конечно, повышает достоверность полученных результатов. Видно, что теплоизоляция гильзы в любом случае приводит к повышению содержания оксидов азота в продуктах сгорания. В целом уменьшение отвода теплоты от рабочего тела приводит к повышению его температуры, что и является причиной повышения [NO_x]. На режиме $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ и $N_e = 3,58 \text{ кВт}$ цикловая подача топлива меньше, а частота вращения коленчатого вала, наоборот, больше, чем на режиме $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$, $N_e = 3,85 \text{ кВт}$. Это приводит к тому, что на первом режиме концентрация оксидов азота как с теплоизолированной, так и с базовой гильзой больше, чем на последнем. В случае теплоизолированной гильзы (рис. 3) увеличение [NO_x] происходит при повышении максимального значения тангенциальной скорости вплоть до 30 м/с. При более высоком значении этой скорости $u = 40 \text{ м/с}$ концентрация оксидов азота резко падает до $\sim 450 \text{ ppm}$, т.е. до уровня, имевшего место при $u = 12 \text{ м/с}$. Поскольку этот процесс сопровождается увеличением удельного расхода топлива, то можно утверждать, что ухудшаются процессы смесеобразования и сгорания. Действительно, при чрезмерно высокой интенсивности закрутки потока из-за снижения времени испарения и горения отдельных капель топлива при их перемещении от одного факела к другому они не успевают полностью сгореть [15]. В результате неполного сгорания происходит снижение максимальной температуры цикла и, как результат, — снижение концентрации оксидов азота. Таким образом, при $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$ и $p_{\text{впр. max}} \sim 400 \text{ бар}$ как для базового дизеля, так и дизеля с теплоизолированной гильзой с точки зрения уменьшения концентрации NO_x наиболее оптимальной является закрутка с максимальным значением тангенциальной скорости $u = 12 \text{ м/с}$. При этом $g_e = 245 \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)}$.

[NO_x], ppm

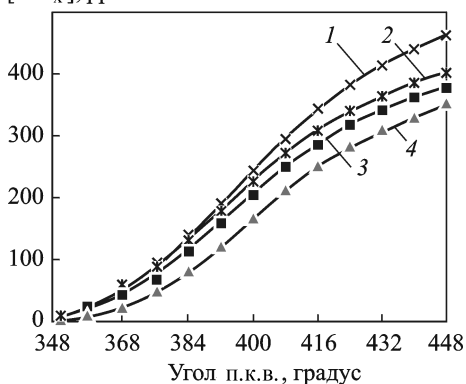


Рис. 2. Влияние теплоизоляции гильзы на концентрации оксидов азота: кривые 1 и 2 — $n = 1000$ и 1500 мин^{-1} с теплоизоляцией; кривые 3 и 4 — $n = 1000$ и 1500 мин^{-1} без теплоизоляции

[NO_x], ppm

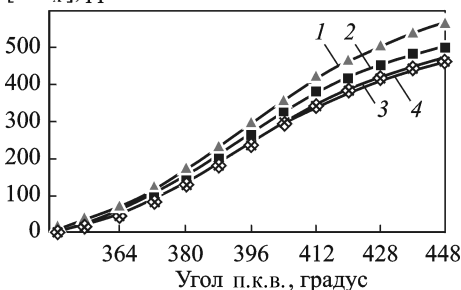


Рис. 3. Изменение концентрации оксидов азота в рабочем процессе в зависимости от максимального значения тангенциальной скорости: 1 — 30 м/с; 2 — 20 м/с; 3 — 40 м/с; 4 — 12 м/с

Увеличение максимального значения тангенциальной скорости выше $u = 20 \text{ м/с}$ в случае базового дизеля не приводит к ощутимому увеличению [NO_x]. При низких значениях этой скорости, например при $u = 12 \text{ м/с}$, концентрация [NO_x] снижается примерно на 100 ppm. В обоих случаях (базовый двигатель и теплоизолированный двигатель) применялась серийная форсунка с числом сопловых отверстий $z = 7$ и диаметром $d_c = 0,156 \text{ мм}$, при этом максимальное давление впрыскивания $p_{\text{впр.макс}} \approx 400 \text{ бар}$. На режиме $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ и $p_{\text{впр.макс}} \approx 600 \text{ бар}$ наиболее приемлемым с точки зрения оптимального сочетания [NO_x] и g_e для обоих вариантов двигателя является закрутка потока с максимальным значением тангенциальной скорости $u = 16 \text{ м/с}$.

Регулирование давления впрыскивания — основной способ управления размерами капель (мелкостью распыливания). На использованной в настоящей работе одноцилиндровой установке применяется насос-форсунка типа AP-21, расположенная в центральной части головки (по оси цилиндра). Изменение давления впрыскивания осуществлялось путем использования различных топливных кулачков, а также распылителей разного эффективного проходного сечения при неизменном числе сопловых отверстий, а также распылителей с разным числом сопловых отверстий. Зависимость давления впрыскивания от скоростного режима работы двигателя получена опытным путем и приведена в табл. 2 и на рис. 4.

Эти значения в расчетах концентрации [NO_x] используются в качестве базовых исходных данных. Численные эксперименты проводились также при повышенных давлениях впрыскивания для каждого

Зависимость давления впрыскивания от скоростного режима дизеля 1С 12/9,6

n мин ⁻¹	1000	1500	2800
$p_{впр}$, бар	500	700	1500

скоростного режима как для базового дизеля, так и дизеля с керамическим теплоизолятором в камере сгорания. Исследование влияния давления впрыскивания проводилось при неизменных значениях цикловой подачи, диаметра и числа сопловых отверстий распылителя.

Результаты исследования концентрации оксидов азота для двух вариантов дизеля (базового и теплоизолированного) показывают, что повышение давления впрыскивания от 500 до 650 бар при $n = 1000$ мин⁻¹ в обоих случаях приводит к снижению концентрации оксидов азота. При этом для базового двигателя концентрация оксидов азота уменьшается от

378 ppm до 318 ppm, а для двигателя с теплоизолированной гильзой от 463 ppm до 312 ppm. Следует подчеркнуть, что эти результаты соответствуют оптимальным значениям скорости закрутки заряда. Увеличение давления впрыскивания повышает дисперсность распыливания и при интенсивной закрутке заряда приводит к более равномерному распределению топлива по объему цилиндра. При этом повышается максимальное значение среднемассовой температуры в цилиндре и одновременно снижается неравномерность локальных температур. В таком случае максимальные значения локальных температур снижаются, что приводит к снижению концентрации оксидов азота. Примерно аналогичная картина наблюдается и на режиме $n = 1500$ мин⁻¹ при росте давления впрыскивания $p_{впр.маx}$ от 700 до 1000 бар. Когда давление впрыскивания не меняется, двигатель с теплоизолированной гильзой и в данном случае характеризуется повышенными выбросами оксидов азота по сравнению с базовым дизелем, что можно объяснить повышенным значением температуры газа в цилиндре. Кроме того, снижению $[NO_x]$ в базовом двигателе по сравнению с теплоизолированным двигателем способствуют относительно большие значения коэффициента избытка воздуха. Например, на режиме $n = 1500$ мин⁻¹

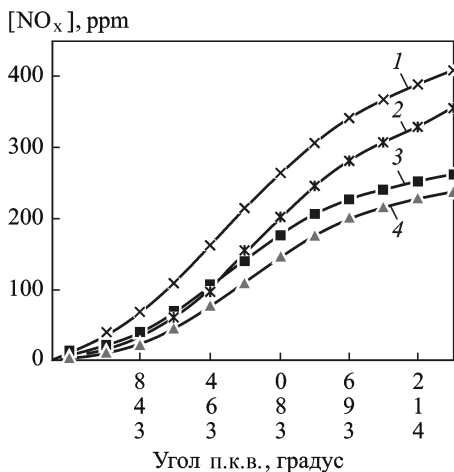


Рис. 4. Влияние давления впрыскивания на концентрацию $[NO_x]$ (дизель 1С 12/9,6 базовый (2, 4) и теплоизолированный (1, 3)):

$n = 1500$ мин⁻¹; $p_{впр} = 700$ бар (1, 2) и 1000 бар (3, 4)

для базового двигателя $\alpha_B = 2,24$, а для теплоизолированного дизеля $\alpha_B = 1,76$. С повышением частоты вращения коленчатого вала до $n = 2800 \text{ мин}^{-1}$ и одновременным увеличением давления впрыскивания $p_{\text{впр.мак}}$ от 1500 до 1600 бар концентрация оксидов азота также снижается, однако дальнейшее увеличение давления впрыскивания до 1700 бар, наоборот, приводит к увеличению концентрации $[\text{NO}_x]$. Снижение концентрации оксидов азота при $p_{\text{впр.мак}} = 1700$ бар можно осуществить путем оптимизации скорости закрутки заряда. Если учесть, что на скорость испарения впрыскиваемого топлива кроме давления впрыскивания и интенсивности вихревого движения действует также и температурный фактор, то можно утверждать, что оптимальная для данного режима закрутка при прочих равных условиях не одинакова для базового и теплоизолированного двигателей. Это больше заметно при высоких частотах вращения. Действительно, угол между двумя соседними топливными факелами при используемом распылителе (число сопловых отверстий $z = 7$) равен $51,4^\circ$ и для перемещения частицы топлива из данного факела в соседний при $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$ требуется $\sim 0,0086$ мс, а при $n = 2800 \text{ мин}^{-1}$ — $\sim 0,0031$ мс. Очевидно, что время испарения и сгорания капель при $n = 2800 \text{ мин}^{-1}$ наряду с давлением впрыскивания в основном определяется интенсивностью закрутки и температурой воздуха в цилиндре в момент впрыскивания топлива.

Увеличение числа сопловых отверстий в случае постоянства их суммарного эффективного сечения и давления впрыскивания приводит к уменьшению дальнобойности топливного факела [15]. При этом диаметры капель топлива, а также и силы инерции, действующие на капли, уменьшаются. На рис. 5 приведена зависимость индикаторного расхода топлива от числа сопловых отверстий в форсунке. При этом каждому значению числа z сопловых отверстий соответствует определенная оптимальная закрутка заряда, а суммарное значение эффективного проходного сечения сопловых отверстий остается неизменным. Видно, что минимальный расход топлива достигается при $z = 7$, когда обеспечивается оптимальное теплоиспользование в рабочем цикле. Давление впрыскивания при этом обеспечивает дальнобойность факела топлива $l_T \approx 50$ мм, т.е. примерно равную радиусу камеры сгорания. Оптимальное значение среднего диаметра капель топлива $d_{32} \approx 23$ мкм создает благополучные условия для испарения и смесеобразования, способствуя тем самым полному сгоранию и максимальному использованию теплоты сгорания топлива. Это приводит к минимальному расходу топлива (см. рис. 5) и, очевидно, к минимальным вредным выбросам $[\text{CO}]$ и $[\text{HC}]$. Однако более совершенное сгорание сопровождается более высокими температурами газа в цилиндре и возникает опасность увеличения $[\text{NO}_x]$. Эту закономерность

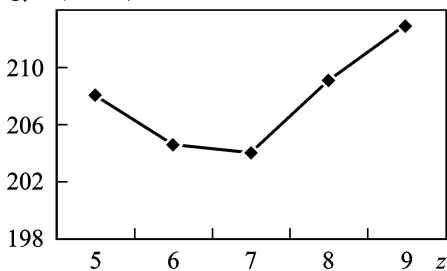
$g_i, \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)}$ 

Рис. 5. Изменение удельного индикаторного расхода топлива дизеля 1С12/9,6 (базовый вариант) в зависимости от числа сопловых отверстий

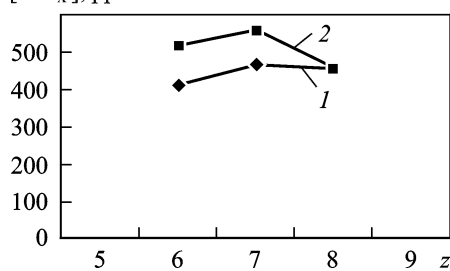
 $[\text{NO}_x], \text{ ppm}$ 

Рис. 6. Зависимость концентрации оксидов азота от числа сопловых отверстий дизеля 1С12/9,6 (базовый (1) и теплоизолированный (2) варианты)

подтверждает рис. 6, так как четко показывает, что максимальная концентрация оксидов азота как для базового, так и теплоизолированного двигателя получается при $z = 7$, т.е. при оптимальном (с точки зрения расхода топлива) числе сопловых отверстий (см. рис. 5). Теплоизоляция камеры сгорания также способствует увеличению температуры газа в цилиндре. Этим и объясняется факт повышения концентрации оксидов азота в теплоизолированном двигателе по сравнению с базовым вариантом (см. рис. 6).

Таким образом, из сопоставления рис. 5 и 6 следует, что известный конфликт между удельным расходом топлива и содержанием оксида азота в продуктах сгорания имеет место и для теплоизолированных двигателей. Вместе с тем значения $[\text{NO}_x]$ для обоих вариантов дизелей снижаются до вполне приемлемых значений, что на исследуемых режимах работы в основном достигается за счет высокого коэффициента избытка воздуха. В связи с этим в качестве оптимальной (с точки зрения как удельного индикаторного расхода топлива, так и выбросов $[\text{NO}_x]$) следует признать конструкцию распылителя с числом сопловых отверстий $z = 7$.

Изменение угла опережения впрыскивания топлива (УОВТ) $\varphi_{\text{впр}}$ приводит к значительному изменению периода задержки воспламенения φ_i и доли топлива, впрыскиваемого в цилиндр за этот период. Это влияет на продолжительность сгорания, особенно на длительность диффузионной фазы сгорания. При уменьшении $\varphi_{\text{впр}}$ снижаются максимальные температуры сгорания и время, отведенное на процессы окисления продуктов сгорания. Поэтому с уменьшением $\varphi_{\text{впр}}$ эмиссия $[\text{NO}_x]$ снижается, однако выбросы $[\text{CO}]$, $[\text{CH}]$, а также сажи, наоборот, повышаются. Для базового двигателя на режиме $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ снижение $\varphi_{\text{впр}}$ от 23° до 20° или 15° приводит к снижению $[\text{NO}_x]$ почти на 90 ppm. В целом такая картина сохраняется и в случае теплоизолированного варианта двигателя; правда, общий уровень $[\text{NO}_x]$

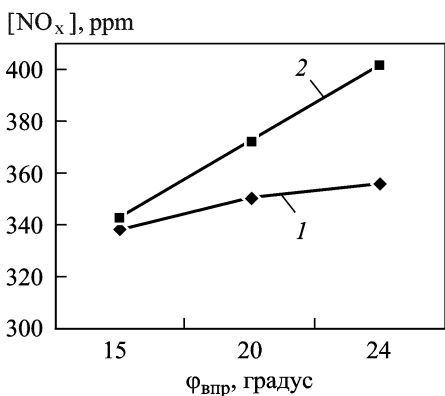


Рис. 7. Влияние угла опережения впрыскивания $\varphi_{впр}$ на концентрацию $[NO_x]$

Однако абсолютные значения концентрации оксидов азота и в данном случае у теплоизолированного двигателя выше. Приведенные результаты и их анализ позволяют заключить, что оптимизация УОВТ может быть проведена с использованием различных критериев. Эти критерии оптимизации выбираются в зависимости от назначения дизеля, уровня его форсирования, режимов работы и пр. Наиболее важные критерии для дизеля с уменьшенным отводом теплоты от рабочего тела — это топливная экономичность и выбросы оксидов азота. К сожалению, требования к выбору оптимальных значений УОВТ по данным критериям чаще всего противоречат друг другу. Это обстоятельство, конечно, имеет место и для обычных (без теплоизоляции) двигателей. Однако в отличие от обычных двигателей уменьшение отвода теплоты от рабочего тела обеспечивает относительно низкий уровень других вредных компонентов, таких как $[CO]$, $[CH]$, а также сажи. Кроме того, повышение температурного уровня цикла создает благоприятные условия для использования низкосортных тяжелых топлив, а также различных альтернативных топлив, для воспламенения которых по сравнению с обычным дизельным топливом требуются более интенсивный подвод теплоты и более высокие температуры.

На основе полученных результатов определены оптимальные сочетания концентрации $[NO_x]$ и g_e и сформулированы практические рекомендации по выбору и регулированию следующих основных параметров: давления впрыскивания топлива, уровня температуры рабочего тела (продуктов сгорания), УОВТ, концентрации углеводородов, интенсивности закрутки заряда, числа сопловых отверстий, качества используемого топлива. Наиболее приемлемые значения параметров приведены в табл. 3.

Видно, что при правильной организации рабочего процесса эффективные и экологические показатели двигателя с уменьшенным от-

в случае базового варианта дизеля остается заметно меньшим, что вполне логично, так как уровень температуры в цилиндре при наличии теплоизолирующей вставки повышается. На рис. 7 показана зависимость концентрации оксидов азота от УОВТ для базового (кривая 1) и теплоизолированного (кривая 2) дизелей. Закономерность уменьшения выброса оксидов азота при малых УОВТ сохраняется и на режиме $n = 2800 \text{ мин}^{-1}$. На качественный характер этой зависимости также не влияет наличие теплоизоляции. Однако абсолютные значения концентрации оксидов азота и в данном случае у теплоизолированного двигателя выше. Приведенные результаты и их анализ позволяют заключить, что оптимизация УОВТ может быть проведена с использованием различных критериев. Эти критерии оптимизации выбираются в зависимости от назначения дизеля, уровня его форсирования, режимов работы и пр. Наиболее важные критерии для дизеля с уменьшенным отводом теплоты от рабочего тела — это топливная экономичность и выбросы оксидов азота. К сожалению, требования к выбору оптимальных значений УОВТ по данным критериям чаще всего противоречат друг другу. Это обстоятельство, конечно, имеет место и для обычных (без теплоизоляции) двигателей. Однако в отличие от обычных двигателей уменьшение отвода теплоты от рабочего тела обеспечивает относительно низкий уровень других вредных компонентов, таких как $[CO]$, $[CH]$, а также сажи. Кроме того, повышение температурного уровня цикла создает благоприятные условия для использования низкосортных тяжелых топлив, а также различных альтернативных топлив, для воспламенения которых по сравнению с обычным дизельным топливом требуются более интенсивный подвод теплоты и более высокие температуры.

Оптимальные сочетания концентрации $[\text{NO}_x]$ и g_e на различных режимах работы базового/опытного (с теплоизолированной гильзой) двигателя

n , мин ⁻¹	1000/1000	1500/1500	2000/2000	2800/2800
$p_{\text{впр. max}}$, бар	400/400	600/600	900/900	1100/1100
u , м/с	12/12	16/14	20/18	30/22
g_e , г/(кВт·ч)	243/245	222/226	220/223	231/235
$[\text{NO}_x]$, ppm	380/460	360/400	670/705	860/920

водом теплоты и базового двигателя довольно близки. Однако топливная экономичность теплоизолированного двигателя по сравнению с базовым дизелем может быть сохранена. Более того, на частичных режимах она может быть даже увеличена при работе дизеля на значительно обедненных смесях (см. табл. 1 и 3). Таким образом, при работе дизеля с теплоизолированной камерой на сильно обедненной горючей смеси расход топлива по сравнению с базовым двигателем может быть снижен без увеличения концентраций оксидов азота в продуктах сгорания. Это открывает новые возможности двигателя с уменьшенным отводом теплоты от рабочего тела, работающего на высоких коэффициентах избытка воздуха. Отметим, что перспективы усовершенствования рабочего процесса двигателей с уменьшенным отводом теплоты до настоящего времени в таком аспекте не изучались и в настоящей статье рассматриваются впервые.

Регулирование двигателя с уменьшенным отводом теплоты по УОВТ позволяет снизить не только расход топлива и концентрацию вредных выбросов, как это было отмечено ранее, но и дает возможность уменьшить жесткость работы двигателя и значение максимального давления цикла p_z . Это происходит прежде всего за счет сокращения периода задержки воспламенения. Применение керамического теплоизолятора на гильзе уменьшает в среднем на 20 % задержку воспламенения, и в результате процесс сгорания протекает сравнительно плавно, скорость нарастания давления $dp/d\varphi$ уменьшается и пропорционально снижается уровень шума, возникающий в рабочем процессе двигателя. По предварительным оценкам снижение на 20 % скорости нарастания давления для дизелей исследуемого типа может привести к снижению шума на 4...5 дБ (по приблизительным оценкам шум на расстоянии 1 м от двигателя снижается с 92 до 86...87 дБ). Это подтверждает улучшение экологической (шумовой) характеристики теплоизолированного двигателя в результате снижения отвода теплоты от рабочего тела, что особенно важно в процессе дизелизации автомобильного транспорта.

Выводы. 1. Анализ уровней температур в характерных областях камеры сгорания (центральной части поверхности огневого днища

поршня, кромки поршня, области верхнего компрессионного кольца) базового двигателя показывает, что на режиме максимальной нагрузки максимальные температуры могут превышать допустимые значения. Это подтверждает необходимость тепловой (термической) защиты поршня базовой конструкции в целях увеличения долговечности и надежности двигателя. Установка разработанного варианта чугунного цилиндрического кольца как соединительного звена между керамической накладкой и корпусом поршня из алюминиевого сплава на теплонапряженное состояние составного поршня оказывает незначительное влияние. Применение теплоизолятора из нитрида кремния или из другого материала с аналогичными теплофизическими свойствами на номинальном режиме повышает максимальную температуру поверхности в центральной части камеры сгорания на 245°C (от $T_w = 414^{\circ}\text{C}$ до $T_w = 659^{\circ}\text{C}$). При этом снижается температура над верхним компрессионным кольцом до $T_w = 173 \dots 234^{\circ}\text{C}$, что на $47 \dots 75^{\circ}\text{C}$ ниже температуры над верхним кольцом базового поршня из алюминиевого сплава. Это повышает надежность работы колец, канавок и поршня в целом, что позволяет форсировать двигатель по среднему эффективному давлению путем газотурбинного наддува.

2. Сравнительный анализ трехмерных температурных полей серийной гильзы и гильзы с керамической втулкой показывает, что максимальная температура на тепловоспринимающей поверхности в верхнем поясе гильзы увеличивается на $\sim 12^{\circ}\text{C}$ (от $T_w = 134,2^{\circ}\text{C}$ до $T_w = 145,9^{\circ}\text{C}$) на режиме $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$. На режиме $n = 2800 \text{ мин}^{-1}$ этот рост составляет $\sim 25^{\circ}\text{C}$ (от $T_w = 159,1^{\circ}\text{C}$ до $T_w = 183,9^{\circ}\text{C}$). Численные эксперименты позволили прогнозировать место возможного разрушения составной гильзы, что в дальнейшем было подтверждено при опытных исследованиях.

3. Применение теплозащитных материалов в качестве тепловоспринимающих поверхностей поршня и гильзы приводит, как минимум, к трем положительным факторам: снижается общий температурный уровень теплонапряженной детали; температурное поле основной (некерамической) части детали становится более равномерным, в результате чего уменьшаются импульсы градиентов температуры и термические напряжения, которые являются причиной поломки и выхода двигателей из строя; уменьшается отвод теплоты от рабочего тела, снижается количество теплоты, переданной в систему охлаждения. Повышение на $\sim 40\text{--}50^{\circ}\text{C}$ температуры газов в цилиндре в момент открытия выпускных клапанов, вызванное теплоизоляцией поршня, способствует повышению энтальпии выпускных газов перед турбиной и создает более благоприятные условия для установки турбонаддува на исследуемом двигателе.

4. Основными негативными сторонами применения керамических материалов для теплоизоляции камеры сгорания дизеля является су-

ущественное различие теплофизических свойств и коэффициентов теплового расширения базовых материалов деталей камеры сгорания и используемой керамики в условиях широких температурных диапазонов работы дизеля, что приводит к непропорциональному циклическому изменению линейных размеров деталей. Это, в свою очередь, способствует разрушению составных деталей (возникновению усталостных трещин) и в целом снижению надежности дизеля. Кроме того, повышенные температуры поверхности деталей камеры сгорания в сочетании с повышенной шероховатостью, а иногда и при наличии открытопористой структуры на керамической поверхности может привести к образованию пятен нагара, что, в свою очередь, может увеличить несимметричность температурных полей деталей камеры сгорания, несмотря на наличие теплоизоляторов, и привести к увеличению концентрации оксидов азота в отработавших газах.

5. Эффективные и экологические характеристики как базового, так и теплоизолированного дизелей можно улучшить путем подбора оптимальных конструктивных (диаметр и число сопловых отверстий), режимных (давление впрыскивания и интенсивность закрутки потока) и регулируемых (УОВТ) параметров. Следует подчеркнуть, что не обоснованный и случайный подбор этих параметров в случае теплоизолированного двигателя может привести к сильному ухудшению показателей. Определены значения указанных параметров, приводящие к снижению удельного расхода топлива теплоизолированного дизеля. Анализ интегральных характеристик тепловыделения показывает, что частичная теплоизоляция камеры сгорания приводит к существенному улучшению процесса сгорания. Например, в диапазоне частоты вращения $n = (1000 \dots 2800) \text{ мин}^{-1}$, когда двигатель работает на значительно обедненных смесях, наличие теплоизолирующей вставки на гильзе цилиндра может привести к повышению примерно на 20–45 °С результирующей температуры газа, и к снижению удельного расхода топлива. При этом повышение температуры поверхности, соответствующее такому изменению температуры газа, практически не влияет на значение коэффициента избытка воздуха. Следует подчеркнуть, что при этом повышается концентрация оксидов азота в продуктах сгорания двигателя, т.е. теплоизоляция камеры сгорания не снимает проблему “конфликтного отношения” между удельным расходом топлива и выбросами оксидов азота.

6. Прямое конвертирование базового дизеля в дизель с уменьшенным отводом теплоты от рабочего тела может привести к ухудшению процессов смесеобразования и сгорания, нарушению привычного для базового двигателя теплового баланса и повышению удельного расхода топлива. Однако реализация комплекса мероприятий, предложенных в настоящей работе, позволяет получить вполне приемлемое соот-

ношение $[\text{NO}_x] - g_e$ для дизеля с уменьшенным отводом теплоты от рабочего тела, не уступающее аналогичному соотношению для базового двигателя. Следует подчеркнуть, что все позитивные свойства (низкий уровень тепловой напряженности основных деталей, снижение теплоотдачи в масляную систему, повышение энтальпий выпускных газов, снижение концентрации углеводородов, снижение шума, возможность применения низкосортных топлив и т.д.), характерные для дизелей с уменьшенным отводом теплоты, при этом сохраняются.

7. Определены основные параметры, оптимальное сочетание которых при уменьшенном отводе теплоты от рабочего тела обеспечивает оптимальное соотношение $[\text{NO}_x] - g_e$, а также снижение СО и НС в выпускных газах. К этим параметрам относятся давление впрыскивания топлива, уровень температуры рабочего тела (продуктов сгорания), УОВТ, интенсивность закрутки заряда, число сопловых отверстий, качество используемого топлива. Даны практические рекомендации по выбору и регулированию этих параметров, определены их конкретные значения для базового двигателя 1Ч 12/9,6 и его теплоизолированного варианта, позволяющие обеспечить приемлемое значение концентраций вредных веществ в продуктах сгорания.

8. Уменьшение отвода теплоты от рабочего тела благоприятно влияет на жесткость работы двигателя только в случае соответствующей регулировки УОВТ и других параметров. Сокращение периода задержки воспламенения приводит к снижению скорости нарастания давления в начале сгорания и, как результат, к снижению уровня шума дизеля. В частности, для исследуемого дизеля 1Ч 12/9,6 период задержки воспламенения уменьшается на 20 %. Все это в совокупности может обеспечить снижение шума на $\sim 4 \dots 5$ дБ.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Woschni G., Spindler W., Kolesa K. Heat insulation of combustion chamber walls – a measure to decrease the fuel consumption of I.C. engines? SAE Techn. Pap. Ser., No. 870339. – 11 p.
2. К а в т а р а д з е Р. З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях. 2-е изд. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. – 472 с.
3. А м а н н С. А. Перспективы и проблемы дизельного двигателя с низкими тепловыми потерями // Труды американского общ. инж.-механ. Современное машиностроение. – 1989. – Серия А. – № 5. – С. 13–21.
4. К а в т а р а д з е Р. З., В а н И ч у н ь. Теплообмен в теплоизолирующей камере сгорания быстроходного дизеля // Изв. РАН. Энергетика. – 2001. – № 4. – С. 149–158.
5. M a y U., K a u f m a n n H., M a y R. J.: Hochleistungskeramik unter zyklischer Beanspruchung. Konstruktion, B. 58. – No. 11/12. – 2006. – S. 10–11.
6. M a y U., S t r o m b e r g e r F., K o h l J., S c h u b e r t J., B e r r o t h K., K a i l e r A. Technology potential of ceramic piston pins. MTZ. – No. 5. – 2008. – S. 46–51.

7. Кадыров С. М. Исследование и разработка технологии изготовления деталей ДВС из керамических материалов. – Ташкент: ТАДИ, 1991. – 124 с.
8. Арипджанов М. М. Экспериментальный метод определения тепловыделения в быстроходном дизельном двигателе // Журн. РАН. Транспорт. Наука, техника, управление. – 2005. – № 4. – С. 31–33.
9. Кавтарадзе Р. З., Гайворонский А. И., Онищенко Д. О., Федоров В. А., Шибанов А. В. Расчетно-экспериментальное исследование теплового состояния поршня быстроходного дизеля, конвертированного на природный газ // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. – 2007. Спец. вып. – С. 70–80.
10. Кавтарадзе Г. З., Гайворонский А. И., Федоров В. А., Онищенко Д. О., Шибанов А. В. Расчет радиационно-конвективного теплообмена в камере сгорания дизеля // РАН. Теплофизика высоких температур. – 2007. – Т. 45, № 5. – С. 741–748.
11. Кавтарадзе Р. З. Теория поршневых двигателей. Специальные главы. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. – 720 с.
12. Моделирование локального нестационарного теплообмена в камере сгорания и теплонапряженного состояния поршня авиационного двигателя / Р.З. Кавтарадзе, А.А. Зеленцов, З.Р. Кавтарадзе и др. // Изв. РАН. Энергетика. – 2001. – № 2. – С. 133–151.
13. Кавтарадзе Р. З., Арипджанов М. М., Онищенко Д. О. Моделирование теплового состояния составного поршня с керамическим теплоизолятором // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. – 2009. – № 3. – С. 15–27.
14. Иващенко Н. А., Кавтарадзе Р. З., Голосов А. С., Кавтарадзе З. Р., Скрипник А. А. Метод расчета локальных концентраций оксидов азота в поршневых двигателях с внутренним смесеобразованием на основе многозонной модели // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. – 2004. – С. 43–59.
15. Kavtaradze R. Z., Onishchenko D. O., Zelentsov A. A., Sergeev S. S. The influence of rotation charge intensity on nitric oxide formation in gas-engine cylinder // International Journal of Heat and Mass Transfer 52 (2009) 4308–4316.

Статья поступила в редакцию 25.04.2011

Реваз Зурабович Кавтарадзе родился в 1951 г., окончил в 1973 г. Грузинский политехнический институт (г. Тбилиси). Д-р техн. наук, профессор кафедры “Поршневые двигатели” МГТУ им. Н.Э. Баумана. Член Национального комитета по теплообмену РАН. Автор более 150 научных работ, в том числе 9 монографий и учебников, в области теории теплообмена и поршневых двигателей.

R.Z. Kavtaradze (b. 1951) graduated from the Georgian Polytechnic Institute (Tbilisi) in 1973. D. Sc. (Eng.), professor of “Reciprocating Engines” department of the Bauman Moscow State Technical University, member of National Committee on Heat Mass Exchange, RAS. Author of more than 150 publications including 9 monographs and textbooks in the field of theory of heat exchange and reciprocating engines.





Мадаминжон Марыпович Арипджанов родился в 1951 г., окончил в 1973 г. Ташкентский автомобильно-дорожный институт (ТАДИ). Д-р техн. наук, профессор ТАДИ. Автор более 60 научных работ в области поршневых двигателей.

M.M. Arripdzhanov (b. 1951) graduated from the Tashkent Automobile and Road Institute in 1973. D. Sc. (Eng.), professor of the Tashkent Automobile and Road Institute. Author of more than 60 publications in the field of reciprocating engines.



Дмитрий Олегович Онищенко родился в 1976 г., окончил в 1999 г. МГТУ им. Н. Э. Баумана. Канд. техн. наук, доцент кафедры “Поршневые двигатели” МГТУ им. Н. Э. Баумана. Автор около 20 научных работ в области поршневых двигателей.

D.O. Onishchenko (b. 1976) graduated from the Bauman Moscow State Technical University in 1999. Ph. D. (Eng.), assoc. professor of “Reciprocating Engines” department of the Bauman Moscow State Technical University. Author about of 20 publications in the field of reciprocating engines.



Андрей Александрович Зеленцов родился в 1985 г., окончил МГТУ им. Н.Э. Баумана в 2008 г. Канд. техн. наук, ассистент кафедры “Поршневые двигатели” МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор 13 научных работ в области двигателестроения.

A.A. Zelentsov (b. 1985) graduated from the Bauman Moscow State Technical University in 2008. Ph. D. (Eng.), assistant lecturer of “Reciprocating Engines” department of the Bauman Moscow State Technical University. Author of 13 publications in the field of propulsion engineering.



Сарвар Мукадырович Кадыров — д-р техн. наук, профессор, ректор Ташкентского автомобильно-дорожного института (Узбекистан). Автор более 100 научных работ в области двигателестроения.

S.M. Kadyrov — D. Sc. (Eng.), professor, rector of the Tashkent Automobile and Road Construction Institute (Republic of Uzbekistan). Author of more than 100 publications in the field of propulsion engineering.