

На правах рукописи

УДК 621.434:536.24

Краснова Евгения Викторовна

**УЛУЧШЕНИЕ ЭКОЛОГИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВОДОРОДНОГО
ДИЗЕЛЯ УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕМ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА**

Специальность 05.04.02 - Тепловые двигатели

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук



Москва – 2015

Работа выполнена в Московском государственном техническом университете
им. Н.Э. Баумана

Научный руководитель: доктор технических наук, профессор
Кавтарадзе Реваз Зурабович

Официальные оппоненты: I Оппонент доктор технических
наук, доцент
Таланцев Юрий Витальевич

II Оппонент кандидат технических
наук
Римский-Берг Лев Аркадьевич

Ведущее предприятие: Государственное образовательное учрежде-
ние высшего профессионального образования
"Российский университет дружбы народов"

Защита диссертации состоится 15.10.2015 2015г. в 14 часов на засе-
дании диссертационного совета Д 212.141.09 в Московском государственном
техническом университете им. Н.Э. Баумана по адресу: 105005,
Москва, Рубцовская наб., д.2/18, Учебно-лабораторный корпус, ауд. 947.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке и на сайте www.bmstu.ru
МГТУ им. Н. Э. Баумана

Ваши отзывы на автореферат в 2-х экземплярах, заверенные печатью учрежде-
ния, просим направить по адресу: 105005, Москва, 2-ая Бауманская ул., д.5,
МГТУ им. Н.Э. Баумана, ученому секретарю диссертационного совета
Д212.141.09.

Автореферат разослан «___» _____ 2015г.

Ученый секретарь диссертационного совета
к. т. н. доцент

НТБ МГТУ им. Н. Э. Баумана

Тумашев Р.З.



2087440

Краснова Е. В. Улучшение эк

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы. На сегодняшний день всё более реальной становится угроза истощения природных запасов жидких углеводородных топлив. Экологические требования к продуктам сгорания двигателей внутреннего сгорания ужесточаются. Затраты на моторное топливо, а также на общую эксплуатацию транспортных средств постоянно растут. Среди тепловых двигателей на транспорте и в стационарной энергетике основное место занимают поршневые двигатели в силу наличия высоких эффективных показателей, таких как удельный расход топлива и КПД. В то же время стоит заметить, что поршневые двигатели являются одними из основных загрязнителей окружающей среды. При данных обстоятельствах одним из надежных путей для решения экологических и энергетических проблем, связанных с поршневыми двигателями, является переход на альтернативное топливо. На первом этапе очевиден переход на природный газ, запасы которого достаточно велики, но в дальнейшем прогнозируется переход на водород, запасы которого практически неисчерпаемые. Прогнозируется, что постепенно будет осуществлён и расширен частичный перевод, а позже и полный перевод поршневых двигателей на водород с сохранением возможности работы на базовом топливе.

В настоящее время среди водородных двигателей на транспорте основную долю занимают двигатели с принудительным зажиганием, работающие на газообразном и на жидком водороде. Концепция водородного дизеля с непосредственным впрыскиванием в цилиндр газообразного водорода обладает очевидными преимуществами, но до сих пор не реализована на серийных двигателях и мало исследована. Небольшое количество существующих исследований по данному направлению носят в основном экспериментальный характер. Доказывая практическую возможность и перспективность такой концепции, они не затрагивают при этом специфику протекания внутрицилиндровых процессов в водородном дизеле, определяющих экологические показатели водородного дизеля. Исключением являются исследования, проведенные в МГТУ им. Н.Э. Баумана, в Мюнхенском техническом университете, а также на фирме MAN, которые показали, что для обеспечения самовоспламенения газообразного водорода в цилиндре и стабильного протекания последовательных рабочих циклов требуются увеличение степени сжатия и подогрев воздуха при впуске.

В диссертационной работе рассматривается конвертированный на водород дизель с непосредственным впрыскиванием в цилиндр газообразного водорода. Очевидно, что в продуктах сгорания исследуемого водородного дизеля отсутствуют CH , CO , CO_2 и твёрдые частицы сажи. Их образование в результате горения смазочного масла не учитываются. Таким образом, основной экологической проблемой является минимизация концентраций оксидов азота. Решению этой актуальной проблемы и посвящена данная работа.

Цель работы. Целью диссертационной работы является моделирование и сравнительный анализ процессов смесеобразования, сгорания и образования оксидов азота в водородном дизеле с непосредственным впрыскиванием газообразного водорода и в его базовом варианте, работающем на традиционном

дизельном топливе, определение регулировочных и конструктивных параметров, обеспечивающих улучшение экологических характеристик водородного дизеля.

Основные задачи диссертационной работы. Для достижения поставленной цели решаются следующие задачи:

1. Разработка математической модели трехмерных нестационарных процессов переноса и турбулентного горения в цилиндре дизеля, конвертированно-го на газообразный водород.
2. Верификация расчетных данных по результатам измерения (индикаторных диаграмм) базового дизеля и водородного аналога.
3. Анализ влияния конструктивных (конструкций форсунок) и регулировочных (коэффициента избытка воздуха, цикловой подачи и продолжительности впрыска водорода, температуры впускного воздуха) параметров на образование оксидов азота в камере сгорания водородного двигателя.
4. Выдача практических рекомендаций по снижению эмиссии оксидов азота в водородном дизеле.

Научная новизна работы заключается в том, что

- впервые в трехмерной постановке исследуются нестационарные процессы движения рабочего тела, смесеобразования, сгорания и образования оксидов азота в водородном дизеле, с непосредственным впрыскиванием в цилиндр газообразного водорода;
- проведено исследование влияния конструктивных (конструкции форсунок) и регулировочных (коэффициента избытка воздуха, цикловой подачи и продолжительности впрыска водорода, температуры впускного воздуха) параметров на образование оксидов азота базового двигателя и его водородной модификации.

Достоверность и обоснованность научных положений определяются:

- использованием фундаментальных законов и уравнений теплофизики, гидродинамики и физической химии с соответствующими граничными условиями, современных численных методов реализации математических моделей, результатами верификации математических моделей;
- применением современных, хорошо апробированных моделей турбулентности, горения и образования оксидов азота, реализуемых в 3D – CFD коде AVL FIRE (лицензионное соглашение между фирмой AVL и МГТУ им. Н.Э. Баумана).
- применением надежных опытных данных по исследованию рабочего процесса водородного дизеля и базового дизеля на традиционном топливе, полученных в совместных исследованиях МГТУ им. Н.Э. Баумана и Мюнхенским техническим университета, на фирме MAN.

Практическая значимость работы состоит в том, что:

- создан инструмент, позволяющий с достаточной точностью прогнозировать экологические характеристики, в частности эмиссию оксидов азота в водородном дизеле с непосредственным впрыскиванием газообразного водорода на стадии его проектирования;

- определены значения конструктивных (конструкции форсунок) и регулировочных (коэффициента избытка воздуха, цикловой подачи и продолжительности впрыска водорода, температуры впускного воздуха), обеспечивающих улучшение экологических показателей водородного дизеля.

Автор защищает:

- результаты исследования по влиянию конструктивных (конструкции форсунок) и регулировочных характеристик (коэффициента избытка воздуха, цикловой подачи и продолжительности впрыска водорода, температуры впускного воздуха) на концентрацию оксидов азота в продуктах сгорания водородного дизеля с непосредственным впрыскиванием газообразного водорода.

- экспериментально обоснованные математические модели внутрицилиндровых процессов в водородном дизеле, методы компьютерных реализации этих моделей и результаты численных экспериментов, полученных на основе используемых моделей и методов.

Апробация работы. Основные результаты диссертационной работы были доложены на:

- Юбилейной научно-технической конференции «Двигатель-2010», посвященной 180-летию МГТУ им. Н.Э. Баумана (Москва, 2010);

- XVIII школе-семинаре молодых ученых и специалистов под руководством академика РАН А. И. Леонтьева «Проблемы газодинамики и тепломассообмена в новых энергетических технологиях» (Звенигород, 2011);

- заседаниях кафедры «Поршневые двигатели» МГТУ им. Н.Э. Баумана (Москва, 2012, 2013, 2014).

Личный вклад. Соискатель настроила математическую модель для расчета образования оксида азота в водородном дизеле, провела серию численных экспериментов по исследованию образованию оксидов азота, обработала полученные данные и проанализировала влияние различных факторов на образование оксидов азота в водородном дизеле.

Публикации: основные положения диссертации опубликованы в 5 работах общим объемом 2,41 п.л.

Объем работы: диссертационная работа содержит 137 страниц основного текста, 56 рисунков, 9 таблиц, состоит из введения, 4-х глав, списка литературы, включающего 113 наименований.

Значительная часть проведенных исследований выполнялась в рамках гранта РФФИ № 09-08-00279а.

СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИИ

Во введении проанализирована целесообразность исследования рабочего процесса в двигателях, конвертированных на газообразное топливо. Обоснована актуальность, научная новизна и практическая ценность работы, дана общая характеристика диссертации.

В первой главе приведен анализ различных способов подачи и применения водорода в двигателях внутреннего сгорания, рассмотрены виды токсичных веществ, образующихся при горении в камере сгорания дизеля, и механизмы их

образования, а также уровни нормирования вредных выбросов согласно различным российским и международным стандартам. Рассмотрено влияние различных параметров рабочего процесса на образование оксидов азота и методы снижения их эмиссии. Проанализированы проблемы применения альтернативных топлив, в частности, водорода в качестве моторного топлива, а также механизмы образования концентраций оксидов азота, виды оксидов азота и методы расчета их концентраций, изложенные в трудах отечественных и зарубежных исследователей: А.Н. Воинова, Я.Б. Зельдовича, В.А. Звонова, В.М.Махова, Н.Ф.Разлейцева, Ю. В. Галышева, Л.В. Грехова, С.В. Гусакова, Н.А. Иващенко, Р.З. Кавтарадзе, А.Р. Кульчицкого, В.А. Маркова, Н.Н. Патрахальцева, В.И.Смайлиса, В.М.Фомина, С.А. Чеснокова, G.Heider, H.Hiroyasu, B. Hohlbaum, W.Kleinshmidt, G.Krassing, G. Merker, H. Rottengruber, R. Pischinger, Ch.Vogel, A.Schroer, G.Stiesch, U. Wiebicke, G. Woschni, K. Zeilinger и др.

На основе проведенного анализа работ по данной тематике была поставлена цель диссертационной работы и определены задачи, решение которых необходимо для ее достижения (см. выше).

Вторая глава посвящена математическому моделированию рабочего процесса в цилиндре водородного дизеля с учетом химической кинетики. Обобщенное уравнение переноса приводится в виде

$$\frac{\partial}{\partial \tau}(\rho \Phi) + \operatorname{div}(\rho \vec{W} \Phi) = \operatorname{div}(\Gamma_{\Phi} \operatorname{grad} \Phi) + S_{\Phi}, \quad (1)$$

где Φ – одна из зависимых переменных, $\vec{W}$ – вектор скорости газа, ρ – плотность газа, Γ_{Φ} – обобщенный коэффициент переноса (диффузии, вязкости, тепло- или температуропроводности), S_{Φ} – источниковый член (Таблица 1).

Таблица 1.

Значения коэффициента переноса и источникового члена в обобщенном уравнении переноса (1)

Вид уравнения	Φ	Γ_{Φ}	S_{Φ}
1. Уравнение Навье-Стокса	W_i	μ	$S_{\Phi} = G_i - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{1}{3} \mu \cdot \operatorname{grad}(\operatorname{div} \vec{W})$
2. Уравнение энергии	H	$\frac{\lambda}{c_p}$	$S_{\Phi} = \frac{\partial p}{\partial \tau} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\tau_{ij} W_j) + G_j W_j + w_r Q_r + \frac{\partial q_{R_j}}{\partial x_j}$
3. Уравнение диффузии	$\frac{C}{\rho}$	$D_c \rho$	$\dot{m}$
4. Уравнение неразрывности	1	0	0

При подстановке соответствующих членов в обобщенное уравнение (1) получается система уравнений трехмерного нестационарного переноса (уравнения Навье-Стокса, энергии, неразрывности и диффузии), которая после осреднения по методу Фавра (A. Favre) принимает форму Рейнольдса. Для замыкания системы уравнения Рейнольдса были использованы стандартная k - ε и относительно новая k - ζ - f модели турбулентности. Последняя относится к категории моделей турбулентности третьего порядка, т.е. состоит из трех уравнений переноса — уравнений для k (кинетической энергии турбулентности) и ε (скорости диссипации этой энергии), известных из k - ε -модели турбулентности, а также уравнения для нормированного масштаба скорости $\zeta = \bar{W}^2/k$ и имеет вид:

$$\begin{aligned}\rho \frac{Dk}{Dt} &= \rho(P_k - \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right], \\ \rho \frac{D\varepsilon}{Dt} &= \rho \frac{C_{\varepsilon 1} P_k - C_{\varepsilon 2} \varepsilon}{\tau_T} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right], \\ \rho \frac{D\zeta}{Dt} &= \rho f - \rho \frac{\zeta}{k} P_k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_\zeta} \right) \frac{\partial \zeta}{\partial x_j} \right],\end{aligned}\quad (2)$$

где ρ — плотность газа, $C_{\varepsilon 1}=1,44$; $C_{\varepsilon 2}=1,92$; — эмпирические константы; $C_{\varepsilon 1}^* = C_{\varepsilon 1} \left(1 + 0,045 \sqrt{1/\zeta} \right)$; f — эллиптическая функция релаксации; D/Dt — субстанциональная производная; μ — динамическая вязкость.

Модель турбулентности k - ζ - f , предложенная К. Ханиаличом (К. Hanjalic) и др., дополняется уравнением эллиптической функции f П. Дурбина (P.A. Durbin), учитывающей пристеночную анизотропию турбулентности. Чувствительность к виду ячейки и степени измельчения сетки, характерная для модели турбулентности Дурбина, снижается и устойчивость численного решения улучшается, что особенно важно для расчета турбулентного переноса в камере сгорания поршневого двигателя.

Для описания течения рабочего тела в пристеночной области используются пристеночные функции. Стандартный их вид предусматривает определение универсальной безразмерной скорости u^+ как функции от универсального, безразмерного расстояния от поверхности y^+ . Применяются также гибридные пристеночные функции К. Ханиалича, в которых, в отличие от стандартных функций, вязкий и логарифмический слои связаны универсальным безразмерным соотношением. Модели теплообмена в пристеночной области основаны на зависимостях, характеризующих распределение средней безразмерной температуры T^+ по толщине пограничного слоя y^+ . Основной особенностью использованной модели Хана-Райтца (Z. Han, R. Reitz), является учет нестационарности течения рабочего тела, его сжимаемости, а также наличия источников членов.

Процесс турбулентного горения моделируется на основе известной модели Магнуссена –Хартагера (Magnussen-Hjertager), преимуществом которой является то, что отсутствуют турбулентные флуктуации параметров, однако требует введения эмпирических коэффициентов. Для их определения используются экспериментальные индикаторные диаграммы исследуемого дизеля. Локальные образования оксидов азота в камере сгорания водородного дизеля моделируются с использованием расширенного термического механизма Я. Б. Зельдовича, при этом принимается, что $[\text{NO}_x] \equiv [\text{NO}]$, что вполне справедливо для поршневых двигателей. Механизмы образования «быстрых» и топливных оксидов азота в виду их пренебрежимо малого значения не рассматриваются.

Численная реализация модели осуществляется на основе 3D-CFD-кода FIRE, разработанного фирмой AVL List GmbH (версий 2010-2014 гг.). Ядро FIRE основано на численном методе контрольных объемов с использованием усовершенствованного алгоритма SIMPLE, разработанного Б. Сполдингом (B. Spalding).

Третья глава посвящается подготовке исходных и экспериментальных данных для моделирования рабочего процесса водородного дизеля, а также его базовой модификации, проведения тестовых расчетов с применением разработанной математической модели и верификации используемых моделей путем сравнения экспериментальных и расчетных данных. В главе изложен сравнительный анализ результатов моделирования рабочих процессов исследуемых дизелей (традиционного и водородного).

Объектами исследования являлись четырехтактный дизель S/D=30/24 см/см с непосредственным впрыскиванием газообразного водорода и его базовый вариант с впрыскиванием дизельного топлива. Характерные технические параметры исследуемых двигателей приведены в Таблице 2.

В диссертационной работе для моделирования рабочих процессов исследуемого водородного дизеля и его базовой модификации, а также для верификации разработанных моделей, автором были использованы результаты совместных экспериментальных исследований МГТУ им. Н.Э. Баумана и Мюнхенского технического университета (проф. Р.З. Кавтарадзе, д-р К. Цайлингер, д-р Г. Цитцлер). В связи с этим в диссертационной работе приведены только краткие данные по методике эксперимента и характерные параметры опытного стенда. Отметим только, что экспериментальная установка представляла собой стенд с одноцилиндровым отсеком четырёхтактного дизеля MAN 24/30, оснащенный в отличие от серийных двигателей CR-системой для подачи дизельного топлива, которая использовалась в случае применения природного газа в качестве основного топлива (газодизельный процесс). При конвертировании на водород одноцилиндровый отсек дизеля имеет автономную систему топливоподачи, обеспечивающую подачу газообразного водорода с помощью многосопловой форсунки под давлением 300 бар. Степень сжатия базового дизеля составляет $\epsilon=13,5$, что недостаточно для воспламенения водорода, поэтому был применен поршень с камерой типа Гессельмана, обеспечивающей значения степени сжатия $\epsilon=16,8$. Одноцилиндровый отсек оснащен системой наддува с

автономным приводом и тремя параллельно включенными осевыми турбокомпрессорами. В отличие от турбонаддува такая система не связана с газодина-

Таблица 2.

Параметры исследуемых двигателей

Характеристики двигателя 1ЧН 30/24	Характеристики базового двигателя 1ЧН 30/24	Характеристики водородного двигателя 1ЧН 30/24
D, мм	240	-
S, мм	300	-
n, мин ⁻¹	900	800
ε	13,5	16,8
p _{впр} , бар	350	300 (для газообр. водорода)
Подача топлива в цилиндр двигателя	Серийный ТНВД, Серийная форсунка, z = 4 x 0,25 мм	Инжектор для водорода, z = 6 x 0,7; z = 12 x 0,5; z = 18 x 0,5 z = 6 x 0,85; z = 4 x 0,5+4x0,7
Крышка цилиндра	Четырёхклапанная, без закрутки заряда	Четырёхклапанная, с закруткой заряда (один из впускных клапанов имеет ширму)
Топливо	Дизельное топливо	Газообразный водород

мическими процессами во впускной и выпускной системах и позволяет легко обеспечить желаемые параметры надувочного воздуха (до 4 бар). Базовый двигатель имел однофункциональные впускные каналы, не обеспечивающие завихрение потока при впуске. Для исследования влияния вихревого движения воздуха в эксперименте интенсивность увеличивалась от серийного значения $D = 0,42$ до $D = 1,36$ благодаря установке клапана с ширмой на место одного из двух впускных клапанов. Система впуска с теплообменником для охлаждения наддувочного воздуха позволяла варьировать температуру заряда при впуске от 20° С до 70° С. Указанные экспериментальные значения параметров были использованы при численном моделировании рабочего процесса.

Верификация трехмерной модели рабочего процесса водородного дизеля проведена путем сравнения результатов расчета с экспериментальными данными. Были определены значения эмпирических коэффициентов $A=10$, $B=1$ в модели сгорания Магнуссена-Хартагера, обеспечивающих хорошее согласование экспериментальных индикаторных диаграмм с расчетными, что под-

тверждает адекватность разработанной трехмерной модели рабочего процесса водородного дизеля.

Следует отметить, что при конвертации дизеля на водород требуется обеспечение некоторых условий: повышение степени сжатия для облегчения воспламенения водородно-воздушной смеси, а также приблизительное равенство эффективных мощностей (в данном случае $\Delta N_e \leq 10\%$) с целью сравнения условий образования оксидов азота в базовом и водородном дизелях.

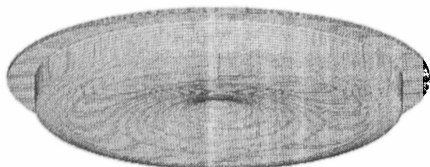


Рис. 1. Разбиение расчетной области (КС) водородного дизеля на контрольные объемы

На Рис. 1 приведен пример разбиения камеры сгорания водородного дизеля на контрольные объемы (КО), число которых в данном примере составляет 230 000. При перемещении поршня часть КО остаются неизменными и смещаются вдоль оси цилиндра, а часть КО сжимаются и расширяются вдоль той же оси. Для

проведения численных экспериментов по исследованию рабочих процессов водородного дизеля и его базовой модификации была смоделирована динамически адаптивная сетка расчетной области (цилиндра дизеля) с подвижными границами (поршень, впускные и выпускные клапаны), позволяющая эффективно использовать вычислительные ресурсы.

Верификация математической модели проводилась путем сравнения индикаторных диаграмм базового двигателя и водородного аналога (Рис.2). Расхождение максимальных значений давления составило 2,27%.

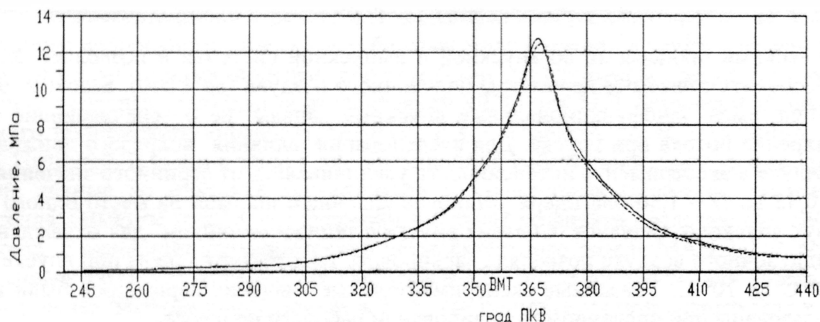


Рис. 2. Сравнение экспериментальной и расчетной индикаторных диаграмм водородного дизеля: --- эксперимент, — численное моделирование (эмпирические коэффициенты в модели Магнуссена-Хартагера $A=10$; $B=1$. ($n=800\text{мин}^{-1}$; $N_e=93\text{кВт}$)

В ходе численного эксперимента были проведены расчеты локальных температур и образования концентраций оксидов азота в камере сгорания водородного дизеля по двум моделям турбулентности $k-\varepsilon$ и $k-\zeta-f$. При сравнении результатов были отмечены относительно высокие значения температур и концентраций в случае модели $k-\varepsilon$, тем не менее, результаты расчетов суммарных значений оксидов азота были практически идентичными. Модель турбулентности $k-\zeta-f$ точнее описывает поля скоростей и локальный теплообмен, особенно в пристеночных областях и отрывных зонах.

Характер изменения локальных температур рабочего тела и локальных концентраций оксидов азота в камерах сгорания водородных и базовых дизелей на сходственных режимах работы существенно отличается. Установлено, что в случае применения дизельного топлива процессы воспламенения и сгорания наиболее сконцентрированы в области наружной поверхности (для воспламенения) и конуса (для сгорания) топливных факелов, тогда как для сгорания водорода характерно более быстрое воспламенение. В этом случае фронт пламени стремительно охватывает практически весь объем камеры сгорания. Очевидно, что такой характер изменения локальных температур рабочего тела указывает на необходимость исследования локального теплообмена в водородном дизеле.

Разные скорости тепловыделения в камерах сгорания базового дизеля и его водородной модификации приводят к тому, что процессы локального образования оксидов азота в водородном дизеле происходят с большей интенсивностью, однако суммарные за цикл эмиссии оксидов азота в обоих двигателях имеют приблизительно одинаковый уровень.

Несмотря на то, что в продуктах сгорания водородного дизеля практически отсутствуют вредные компоненты CH , CO , CO_2 и твердые частицы сажи, если не считать образование этих веществ в незначительном количестве в результате горения смазочного масла, проблема минимизации содержания оксидов азота у водородного дизеля, как и у традиционных дизелей, остается, и ее решение требует разработки специальных методов.

Четвертая глава посвящена анализу влияния конструктивных (кон-

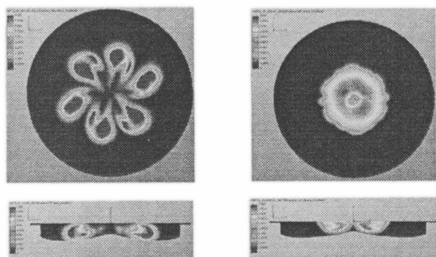


Рис.3. Поля концентрации оксидов азота NO_x при $\varphi=365^\circ$ УПКВ в зависимости от конструкции распылителя: 6х0,7 (слева) и 18х0,5 (справа)

струкция распылителя форсунки) и регулировочных (цикловая подача водорода, коэффициент избытка воздуха, температура впускного воздуха) параметров на образование концентраций оксидов азота в камере сгорания водородного дизеля.

Влияние конструкции распылителя форсунки. Была проведена серия численных экспериментов для 5 вариантов распылителя форсунки с изменяющимся количеством, диаметром и пло-

щадь проходных сечений сопловых отверстий: $6 \times 0,7$ (число сопловых отверстий $\times$ диаметр соплового отверстия в мм); $12 \times 0,5$; $4 \times 0,5 + 4 \times 0,7$; $18 \times 0,5$; $6 \times 0,85$. Суммарная площадь проходных сечений сопловых отверстий составляет $2,31\text{--}3,53\text{ мм}^2$. На Рис.3. представлены поля концентраций оксидов азота для форсунок $6 \times 0,7$ и $18 \times 0,5$, соответствующие моменту $\varphi = 365^\circ$ УПКВ. Экологические показатели водородного дизеля при использовании этих двух форсунок имеют наибольшие отличия. Суммарные по объему цилиндра массовые доли оксидов азота за цикл для форсунок $6 \times 0,7$ и $18 \times 0,5$ составляют $[NO_x]_{\Sigma}^u = 0,00158$ и $[NO_x]_{\Sigma}^u = 0,00027$ соответственно (Рис.4). Локальные значения массовых долей оксидов азота достигают $[NO_x]_i = 0,005$ и $[NO_x]_i = 0,0035$ соответственно (Рис.3). Остальные форсунки дают промежуточные результаты.

Суммарные массовые доли за цикл для форсунок $6 \times 0,85$; $(4 \times 0,5 + 4 \times 0,7)$; $12 \times 0,5$ составляют $[NO_x]_{\Sigma}^u = 0,001$; $[NO_x]_{\Sigma}^u = 0,00115$; $[NO_x]_{\Sigma}^u = 0,0005$ соответственно. Локальные значения массовых долей оксидов азота достигают $[NO_x]_i = 0,005$; $[NO_x]_i = 0,0046$ и $[NO_x]_i = 0,004$ соответственно. Было установлено, что с увеличением количества сопловых отверстий форсунки эмиссия NO_x снижается.

Следует отметить, что максимальные значения нестационарных, средних по объему камеры сгорания температур рабочего тела в исследуемом водородном дизеле находятся на уровне $1600\text{--}1800\text{ К}$, что обусловлено, прежде всего, высокими значениями коэффициента избытка воздуха. При этом локальные значения температуры рабочего тела достигают значения примерно в 1,5 раза больше.

С точки зрения экологии в водородном дизеле форсунка с параметрами $18 \times 0,5$ является наиболее эффективной из исследуемых конструкций. Форсунка с параметрами $6 \times 0,7$, напротив, демонстрирует наихудшие экологические показатели ($[NO_x]_{\Sigma}^u = 0,00158$ подтверждено экспериментальным значением $[NO_x]_{\Sigma}^u = 1600\text{ ppm} = 0,0016$, $\Delta[NO_x]_{\Sigma}^u < 10\%$).

Влияние цикловой подачи топлива. Зависимость экологических показателей двигателя от массы водорода, поступающего в цилиндр, была исследована для постоянного значения суммарного коэффициента избытка воздуха. В ходе численного эксперимента соблюдалось условие $\alpha_{\Sigma} = 2 = \text{const}$ благодаря регулировке давления наддува. Давление впрыскивания поддерживалось постоянным.

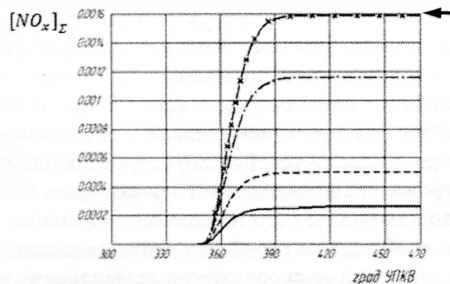


Рис.4. Суммарные концентрации оксидов азота для различных конструкций форсунок: —х— $6 \times 0,7$; — · — $4 \times 0,5 + 4 \times 0,7$; — — — $12 \times 0,5$; — $18 \times 0,5$. Стрелкой обозначено экспериментальное значение для форсунки $6 \times 0,7$

ным за счет изменения продолжительности подачи топлива. Варьируемые параметры в численных экспериментах: 1. Масса заряда в цилиндре $m_{\text{ц}}=0,33 \dots 0,49$ г/цикл; 2. Продолжительность подачи топлива $\Delta\varphi_{\text{впр}}=30 \dots 47$ град ПКВ; 3. Давление наддува $p_k=2 \dots 3$ бар. Увеличением цикловой подачи водорода при $\alpha_{\text{в}}^{\Sigma}=\text{const}$ увеличивается общая масса газа (водородно-воздушной смеси) в цилиндре и плотность газа повышается. Дальностью факела водорода сокращается, основная масса водорода скапливается в области форсунки, и из-за нехватки кислорода скорость тепловыделения снижается. Установлено, что основная доля оксидов азота образуется в первой фазе процесса сгорания приблизительно к моменту $\varphi=365^\circ$ УПКВ. Для этого момента на Рис.5. приведены поля концентраций оксидов азота для цикловых подач $m_{\text{ц}}=0,33$ г/цикл и

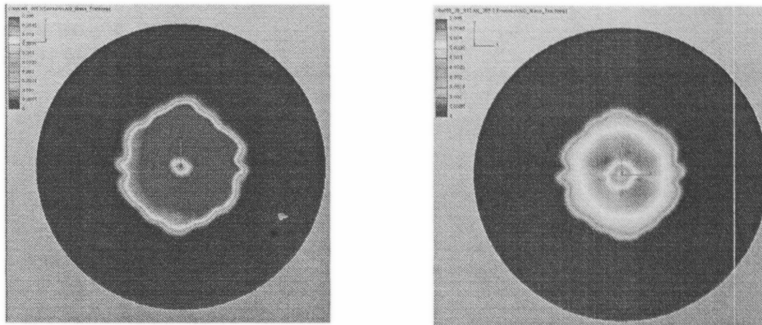


Рис.5. Изменение концентрации оксидов азота в камере сгорания водородного дизеля в зависимости от цикловой подачи: $m_{\text{ц}}=0,33$ г/цикл (слева) и $m_{\text{ц}}=0,49$ г/цикл (справа) при $\varphi=365^\circ$

$m_{\text{ц}}=0,49$ г/цикл. Локальные значения массовых долей оксидов азота для $m_{\text{ц}}=0,33$ г/цикл и $m_{\text{ц}}=0,49$ г/цикл достигают $[NO_x]_i=0,0035$ и $[NO_x]_i=0,0033$ соответственно. Суммарные по объему цилиндра массовые доли оксидов азота за цикл составляют $[NO_x]_{\Sigma}^u=0,00027$ и $[NO_x]_{\Sigma}^u=0,00025$ соответственно. Максимальные локальные температуры составляют 2900 К в случае $m_{\text{ц}}=0,33$ г/цикл и 2700 К – в случае $m_{\text{ц}}=0,49$ г/цикл. Для остальных цикловых подач $m_{\text{ц}}=0,35$ г/цикл, $m_{\text{ц}}=0,40$ г/цикл, $m_{\text{ц}}=0,42$ г/цикл, $m_{\text{ц}}=0,45$ г/цикл суммарные по объему цилиндра массовые доли оксидов азота за цикл составляют $[NO_x]_{\Sigma}^u=0,000268$, $[NO_x]_{\Sigma}^u=0,00026$, $[NO_x]_{\Sigma}^u=0,000257$, $[NO_x]_{\Sigma}^u=0,000255$ соответственно.

Наиболее экологически чистым режимом работы водородного дизеля является режим с цикловой подачей $m_{\text{ц}}=0,49$ г/цикл. Режим, при котором двигатель демонстрирует максимальные выбросы оксидов азота, соответствует цикловой подаче $m_{\text{ц}}=0,33$ г/цикл. При понижении цикловой подачи возрастает скорость тепловыделения, а значит и скорость нарастания давления, что приводит к повышению уровня шума.

Влияние коэффициента избытка воздуха. Были исследованы режимы работы водородного дизеля, соответствующие значениям коэффициента избытка воздуха: $\alpha=1,85$; $\alpha=2$; $\alpha=2,2$ и $\alpha=2,5$. Численные эксперименты проводились для различных давлений наддува. Масса впрыскиваемого топлива при этом оставалась постоянной и равнялось $m_{\text{ц}}=0,49$ г/цикл. С увеличением степени обеднения смеси температурный уровень цикла снижается, что приводит к уменьшению концентрации оксидов азота. Это происходит из-за образования локальных очагов с богатой смесью в гетерогенной водородо-воздушной смеси. При этом значения локальных температур остаются довольно высокими (Рис.6). Максимальная температура зоны №1, находящейся в зоне распыла топливной струи, достигает значения 2800К, в то время как максимальная температура зоны №2, находящейся на кромке поршня, достигает всего лишь значения 1000К.

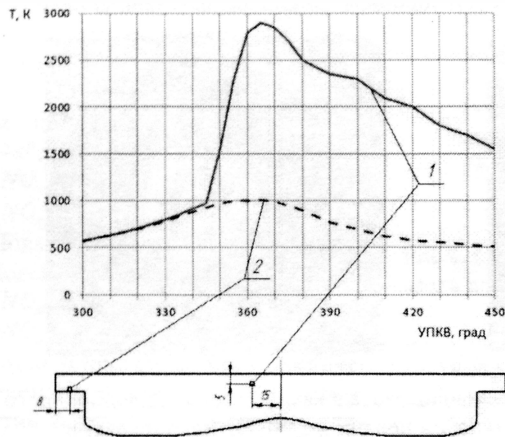


Рис.6. Изменение локальных нестационарных температур рабочего тела в камере сгорания водородного дизеля в зонах №1 и №2. Форсунка 18х0,5; $m_{\text{ц}}=0,49$ г/цикл; $\alpha=2,5$

где их локальные значения достигают 2940 К. При обеднении смеси до уровня $\alpha=2,5$ локальные значения температуры снижаются до 2890 К в зоне распылителя. В целом по всему объему камеры сгорания локальные температуры находятся примерно на одном уровне. В момент нахождения коленчатого вала $\varphi=360^\circ$ при обеднении смеси до уровня $\alpha=1,85$ локальные массовые доли оксидов азота достигают значения $[NO_x]_i=0,0048$. При обеднении смеси до уровня $\alpha=2,5$ локальные массовые доли оксидов азота немного снижаются и составляют $[NO_x]_i=0,0045$. В случае с $\alpha=1,85$ образуется локальный очаг с повышенной температурой и соответственно повышенным значением выбросов оксидов азота. Для остальных двух режимов работы с $\alpha=2$; $\alpha=2,2$ суммарные по объему массовые доли оксидов азота за цикл составляют $[NO_x]_F=0,0025$ и $[NO_x]_F=0,000245$ соответственно.

Температура рабочего тела оказывает прямое влияние на образование оксидов азота. Так для максимально обедненной смеси $\alpha=2,5$ суммарная по объему массовая доля за цикл составляет $[NO_x]_F^{\text{н}}=0,00023$, а для $\alpha=1,85$ — $[NO_x]_F^{\text{н}}=0,00035$. Для режима работы с $\alpha=1,85$ характерны более высокие температуры в зоне распылителя форсунки,

Режим работы водородного дизеля при обеспечении $\alpha=2,5$ является наиболее экологически чистым, в то время как при $\alpha=1,85$ наиболее токсичным.

Влияние температуры впускного воздуха. Изменение температуры впускного воздуха происходило в пределах $t_k=30\dots 62^\circ\text{C}$. С целью избегания изменения ухудшения наполнения цилиндра в ходе эксперимента давление наддува варьировалось так, чтобы масса воздуха и суммарный коэффициент избытка воздуха оставались постоянными.

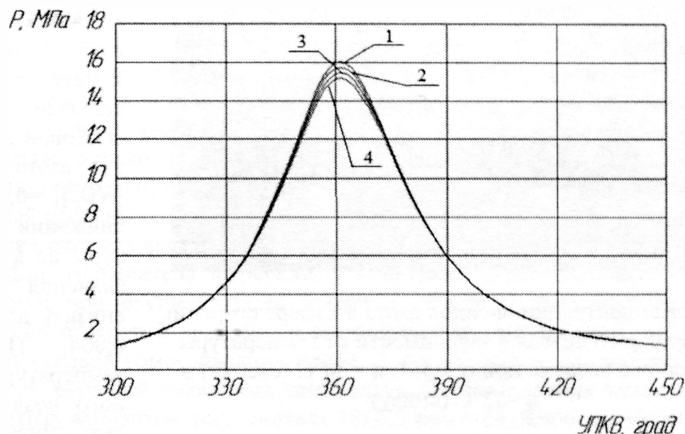


Рис.7. Индикаторные диаграммы в зависимости от температуры впускного воздуха:

1 - $t_k=62^\circ\text{C}$; 2 - $t_k=50^\circ\text{C}$; 3 - $t_k=40^\circ\text{C}$; 4 - $t_k=30^\circ\text{C}$

На Рис.7 приведены индикаторные диаграммы для режимов работы двигателя с различной температурой воздуха на впуске. Наибольшее значение давления достигается при обеспечении $t_k=62^\circ\text{C}$ и составляет 16 МПа. Данное значение является близким к максимально допустимому с точки зрения механических нагрузок для данной конструкции. Минимальное значение давления приходится на режим с $t_k=30^\circ\text{C}$ и равняется 14,6 МПа.

Установлено, что повышение температуры впускного воздуха оказывает заметное влияние на изменение скорости тепловыделения. В первой фазе сгорания водород имеет более импульсный характер горения, сопровождающийся мощной тепловой вспышкой. Повышение уровня среднemasовых температур интенсифицирует процесс образования оксидов азота в камере сгорания.

Режиму, при котором в цилиндр поступает воздух с температурой $t_k=62^\circ\text{C}$., соответствует суммарная по объему массовая доля NO_x за цикл в раз-
мере $[\text{NO}_x]_{\Sigma}^u=0,00023$. При понижении температуры воздуха до $t_k=30^\circ\text{C}$ массовая доля NO_x составляет $[\text{NO}_x]_{\Sigma}^u=0,0001875$. Для остальных температур впускного воздуха $t_k=40^\circ\text{C}$ и $t_k=50^\circ\text{C}$ суммарные по объему массовые доли NO_x за

цикл составляют $[NO_x]_F^u = 0,000205$ и $[NO_x]_F^u = 0,00021$ соответственно. При нагреве впускного воздуха до $t_k = 30^\circ\text{C}$ локальные температуры через 10^0 после начала впрыскивания достигают 2900 К. При нагреве впускного воздуха до $t_k = 62^\circ\text{C}$ в камере сгорания появляются очаги с температурой 3040 К. Соответ-

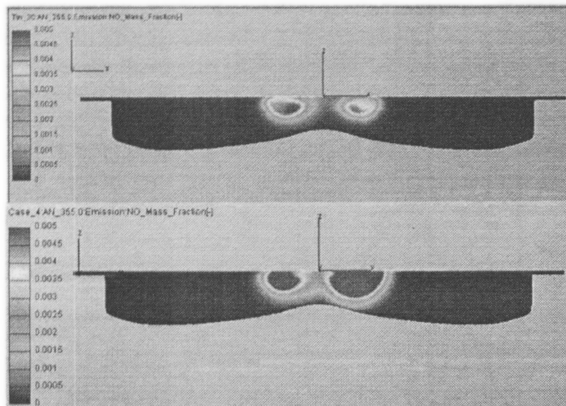


Рис.8. Концентрации оксидов азота в камере сгорания водородного дизеля в зависимости от температуры впускного воздуха при $\phi = 355^0$: $t_k = 30^\circ\text{C}$ (сверху) и $t_k = 62^\circ\text{C}$ (снизу)

ствующие поля концентраций оксидов азота приведены на Рис.8.

В случае с нагревом впускного воздуха до $t_k = 62^\circ\text{C}$ в камере сгорания локальные значения массовой доли оксидов азота близки к $[NO_x]_i = 0,0049$. При снижении температуры до $t_k = 30^\circ\text{C}$ эти значения удается снизить до $[NO_x]_i = 0,004$. Повышение температуры впускного воздуха с целью снижения цик-

лических колебаний максимального давления цикла, что характерно для водородного дизеля, приводит к увеличению выбросов оксидов азота.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ

1. Концепция водородного дизеля с непосредственным впрыскиванием газообразного водорода перспективна и имеет ряд явных преимуществ по сравнению с другими концептуальными подходами по применению водорода в качестве моторного топлива. Задача снижения эмиссии оксидов азота для таких двигателей наиболее значима, т.к. они являются единственными из вредных компонентов продуктов сгорания, эмиссии которых ограничены законодательными актами.
2. На основе трехмерных уравнений нестационарного переноса количества движения, энергии, концентрации и массы сформулирована математическая модель рабочего процесса в камере сгорания водородного дизеля с учетом химической кинетики. Основная система уравнений, записанная в форме Рейнольдса, замыкается с помощью $k-\zeta-f$ и $k-\epsilon$ моделей турбулентности. Численные эксперименты проводились с применением 3D-кода AVL-FIRE. На основе экспериментальных индикаторных диаграмм были уточнены зна-

- чения эмпирических коэффициентов в модели сгорания Magnussen – Hjertager ($A=10$; $B=1$), применение которых приводит к хорошему согласованию с результатами эксперимента.
3. Изменения локальных температур рабочего тела и локальных концентраций оксидов азота в камерах сгорания водородного и базового дизелей на сходственных режимах работы существенно отличаются. Установлено, что процессы воспламенения и сгорания в случае дизельного топлива сосредоточены в области наружной поверхности (воспламенение) и конуса (сгорание) топливных факелов, а при сгорании водорода воспламенение и фронт пламени быстрее охватывают практически весь объем камеры сгорания.
 4. Разные скорости тепловыделения в камерах сгорания базового дизеля и его водородной модификации приводят к тому, что процессы локального образования оксидов азота в водородном дизеле происходят с большей интенсивностью, однако суммарные за цикл эмиссии оксидов азота в обоих двигателях, при равенстве мощностей ($\Delta Ne \leq 10\%$), имеют приблизительно одинаковый уровень.
 5. Эмиссия оксидов азота в водородном дизеле существенно зависит от конструкции распылителя форсунки. Увеличение числа сопловых отверстий форсунки при осуществлении закрутки потока и уменьшение диаметра сопловых отверстий приводит к значительному уменьшению выброса NO_x за счет степени гомогенизации смеси, и как следствие, уменьшения максимальных значений локальных температур. С точки зрения экологии из исследуемых вариантов распылитель $18 \times 0,5$ является наиболее эффективным. Массовая доля оксидов азота за цикл составляет для него $[NO_x]_F^u = 0,00027$, а для $6 \times 0,7$ - $[NO_x]_F^u = 0,00158$.
 6. Увеличение цикловой подачи с одновременным увеличением продолжительности впрыска влечет за собой снижение образования концентраций оксидов азота NO_x . При цикловой подаче $m_d = 0,33$ г/цикл концентрации оксидов азота достигают $[NO_x]_F^u = 0,00027$, а при $m_d = 0,49$ г/цикл - $[NO_x]_F^u = 0,00025$.
 7. При увеличении коэффициента избытка воздуха путем увеличения давления наддува значения локальных температур и средней температуры рабочего тела снижаются, что приводит к понижению концентраций оксидов азота. При обеднении смеси до уровня $\alpha = 1,85$ концентрации оксидов азота достигают значения массовой доли $[NO_x]_F^u = 0,00035$. При обеднении смеси до уровня $\alpha = 2,5$ массовые доли оксидов азота немного снижаются и составляют $[NO_x]_F^u = 0,00023$.
 8. Повышение температуры впускного воздуха с целью снижения циклических колебаний максимального давления цикла, что характерно для водородного дизеля, приводит к увеличению выбросов оксидов азота. В случае с нагревом впускного воздуха до $t_k = 62^\circ C$ доля оксидов азота в продуктах сгорания составляет $[NO_x]_F^u = 0,00023$. При снижении температуры до $t_k = 30^\circ C$ соответственно $[NO_x]_F^u = 0,0001875$.

Полученные количественные результаты по влиянию конструкции распылителя, цикловой подачи, коэффициента избытка воздуха и температуры воздуха при впуске подтверждаются экспериментальными данными. В результате проведенного исследования получены следующие оптимальные параметры рабочего процесса для исследуемого водородного дизеля с точки зрения экологических показателей: распылитель для подачи водорода $18 \times 0,5$; цикловая подача топлива $m_f=0,49$ г/цикл; коэффициент избытка воздуха $\alpha_a=2,5$; температура воздуха на впуске $t_k=30^\circ\text{C}$.

Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах:

1. Конвертирование двигателя внутреннего сгорания на водородное топливо / Е. В. Климова, В. М. Краснов // Двигатель-2010: сборник научных трудов по материалам Международной конференции, посвященной 180-летию МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2010. С. 297-300. (0,19 п.л./0,09 п.л.).
2. Исследование рабочего процесса водородного дизеля [Текст] / Е. В. Климова, В. М. Краснов // Тепловые процессы в технике: ежемес. науч.-техн. и информ.-аналит. журн. 2011. Т. 3, N 9. С. 417 – 420 . ISSN 2074 – 2649. (0,5 п.л./0,25 п.л.).
3. Исследование рабочего процесса водородного дизеля / Е. В. Климова, В. М. Краснов // Проблемы газодинамики и тепломассообмена в новых энергетических технологиях : Тезисы докладов XVIII школы-семинара молодых ученых и специалистов под руководством академика РАН А. И. Леонтьева. М.: Издательский дом МЭИ, 2011. С. 141 – 142. (0,09 п.л./0,04 п.л.).
4. Исследование локального образования оксидов азота в водородном дизеле / Р. В. Кавтарадзе, А. А. Зеленцов, В. М. Краснов, Е. В. Краснова // Транспорт на альтернативном топливе: международный науч.-техн. журн. 2013 N 2(32). С. 32 – 40 . ISSN 2073 – 1329. (0,88 п.л./0,22 п.л.).
5. Сравнительный анализ процессов теплообмена в камерах сгорания традиционного и водородного дизеля / Р. В. Кавтарадзе, А. А. Зеленцов, В. М. Краснов, Е. В. Краснова // Транспорт на альтернативном топливе: международный науч.-техн. журн. 2013 N 3(33). С. 31 – 36. ISSN 2073 – 1329. (0,75 п.л./0,19 п.л.).