

На правах рукописи

УДК 621.431

Кавтарадзе Зураб Ревазович

**СНИЖЕНИЕ КОНЦЕНТРАЦИИ ОКСИДОВ АЗОТА В ПРОДУКТАХ
СГОРАНИЯ БЫСТРОХОДНОГО ДИЗЕЛЯ ПУТЕМ
УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА**

Специальность 05.04.02-Тепловые двигатели

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени

кандидата технических наук

Москва-2006

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

Научный руководитель – Заслуженный деятель науки РФ,
доктор технических наук, профессор
Иващенко Николай Антонович

Официальные оппоненты - Доктор технических наук, профессор
Петриченко Михаил Романович

Кандидат технических наук, доцент
Гайворонский Александр Иванович

Ведущее предприятие- Российский университет дружбы народов (РУДН)

Защита диссертации состоится *19 октября* 2006 г. в *14⁰⁰* часов на заседании диссертационного совета Д 212.141.09 в Московском государственном техническом университете Н.Э. Баумана по адресу: 105005, Москва, Рубцовская наб., д.2/18, Учебно-лабораторный корпус, ауд. 947.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МГТУ им. Н. Э. Баумана

Ваши отзывы на автореферат в 2-х экземплярах, заверенные печатью учреждения, 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 «___» сентября 2006 г.

Ученый секретарь диссертационного совета
к. т. н. доцент

Тумашев Р.З.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. Экологические характеристики поршневых двигателей решающим образом зависят от содержания в продуктах сгорания оксидов азота NO_x , которые своим вредным воздействием на человека, флору и фауну существенно превосходят другие компоненты. В связи с этим снижение концентрации оксидов азота $[\text{NO}_x]$ в выпускных газах является одной из самых актуальных задач, стоящих перед современными поршневыми двигателями, в частности, перед быстроходными дизелями.

Цель и задачи работы. Исследование возможностей снижения концентрации оксидов азота в продуктах сгорания быстроходных дизелей семейства ЗМЗ путем усовершенствования рабочего процесса.

Для достижения поставленной цели необходимо решение следующих задач:

1. Разработка многозонной модели для расчета концентрации оксидов азота, локальных нестационарных температур, учитывающей характеристику подачи топлива в цилиндр; распределение топлива по объему камеры сгорания в зависимости от интенсивности закрутки воздуха; тепло- и массообмен между зонами и теплообмен со стенками камеры сгорания.
2. Проведение расчетно-теоретических исследований образования оксидов азота и экспериментальная проверка результатов численных экспериментов.
3. Определение оптимальных значений конструктивных и регулировочных параметров дизелей ЗМЗ, позволяющих снизить концентрацию оксидов азота до уровня, предусмотренного международными нормами.

Научная новизна работы.

-Исследовано влияние на $[\text{NO}_x]$ закона впрыскивания топлива произвольного характера, в том числе и многократного и многоступенчатого впрыскивания. Показана целесообразность применения двукратного впрыскивания с предварительным (пилотным) впрыскиванием для дизелей ЗМЗ;

- Исследовано влияние гомогенизации смеси на $[\text{NO}_x]$;

-Дана количественная оценка влияния на $[\text{NO}_x]$ принятых механизмов его образования;

-Определены влияния процессов теплообмена между отдельными локальными зонами камеры сгорания и теплообмена со стенками на $[\text{NO}_x]$.

Достоверность и обоснованность научных положений определяются:

-использованием фундаментальных законов и уравнений термодинамики, тепло-массообмена и физической химии с соответствующими граничными условиями, современных численных и аналитических методов реализации математических моделей;

- применением достоверных опытных данных, полученных автором, а также данных ЗМЗ, КамАЗ, ЯМЗ и др.;

-использованием экспериментальных индикаторных диаграмм в качестве исходных данных при отладке программы расчета;

-экспериментальным подтверждением достаточной точности результатов расчета концентрации оксидов азота в продуктах сгорания быстроходных дизелей;

-применением существующих нормативных актов при расчетно-экспериментальных исследованиях дизелей.

Практическая значимость работы.

-Разработанные метод, алгоритм и программа расчета позволяют прогнозировать содержание оксидов азота в продуктах сгорания при доводке существующих и создании перспективных двигателей;

- Определены значения конструктивных и регулировочных параметров, обеспечивающих снижение содержания оксидов азота в продуктах сгорания быстроходных дизелей ЗМЗ-5145.10 и 5148.10;

-Результаты исследования в рамках хоздоговорной работы переданы заводу изготовителю и используются при доводке и развитии двигателей семейства ЗМЗ. Они применяются также в учебном процессе на кафедре «Поршневые двигатели» МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Апробация работы. Диссертационная работа доложена и одобрена на заседании кафедры «Поршневые двигатели» МГТУ им. Н.Э. Баумана (июнь, 2006 г.). Ее отдельные разделы докладывались на третьей Российской национальной конференции по теплообмену (Москва, май 2002 г.), на межвузовских научных конференциях «Неделя науки СПбГПУ» (Санкт-Петербург, ноябрь, 2001г. и ноябрь, 2002 г.), на международном симпозиуме «Образование через науку», посвященном 175-летию МГТУ им. Н.Э. Баумана (Москва, май, 2005г.).

Публикации. По результатам диссертации опубликовано 8 работ.

Объем работы. Диссертация содержит 189 страниц машинописного текста, 78 рисунков, 18 таблиц, состоит из введения, 4-х глав, заключения и списка литературы из 115 наименований (55 из них на иностранном языке).

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В **введении** изложена общая характеристика диссертационной работы (см. выше).

В **главе 1** изложен анализ расчетно-теоретических и экспериментальных исследований, посвященных изучению методов снижения $[NO_x]$ в продуктах сгорания быстроходных дизелей. Проанализированы работы российских и зарубежных исследователей: Звонова В.А., Злотина Г.Н., Ивашенко Н.А., Кульчицкого А.Р., Ловачева Л.А., Лушпы А.И., Маркова В.А., Махова В.З., Морозова К.А., Патрахальцева Н.Н., Смайлиса В.И., Толшина, В.И., Фомина В.М., Хачияна А.С., Чеснокова С.А., Baulch D.L., Bowman C.T., Fenimore C.P., Heider G., Heywood J.b., Hiroyasu H., Khan I.M., Merker G., Pattas K., Pischinger R., Urlaub A. и др., а также их сотрудников, были определены указанные выше цель и основные задачи исследования.

Глава 2 посвящена разработке и экспериментальной проверке математической модели для расчета образования NO_x в цилиндре дизеля с непосредственным впрыскиванием топлива. В качестве основной концепции

разработанной модели используется представление объема цилиндра двигателя в виде конечного числа отдельных зон. Алгоритм и программа расчета образования оксидов азота в рабочем процессе учитывают распределение топлива по зонам, его испарение и сгорание в зонах, а также тепло- и массообмен между зонами и позволяют определить локальные (зональные) значения $[NO_x]=f(\varphi)$, где φ угол поворота коленчатого вала. Программа состоит из последовательно подключающихся блоков, предназначенных для расчета распределения впрыскиваемого в цилиндр топлива по отдельным зонам (контрольным объемам), нестационарных локальных (зональных) температур рабочего тела, концентраций оксидов азота по отдельным зонам камеры сгорания на основе принятого кинетического механизма.

Распределение впрыскиваемого топлива по отдельным, предварительно зафиксированным зонам цилиндра, объем которых изменяется в зависимости от перемещения поршня, моделируется с учетом интенсивности вихревого движения воздуха. Расчет зонального распределения цикловой подачи топлива осуществляется с применением программы «Fakel», разработанной в МГТУ им. Н.Э. Баумана к.т.н. С.А. Скрипником. Для расчета динамики топливного факела применяются зависимости, полученные опытным путем на фирме Cummins.

Они позволяют определить форму поперечного сечения и дальнобойность

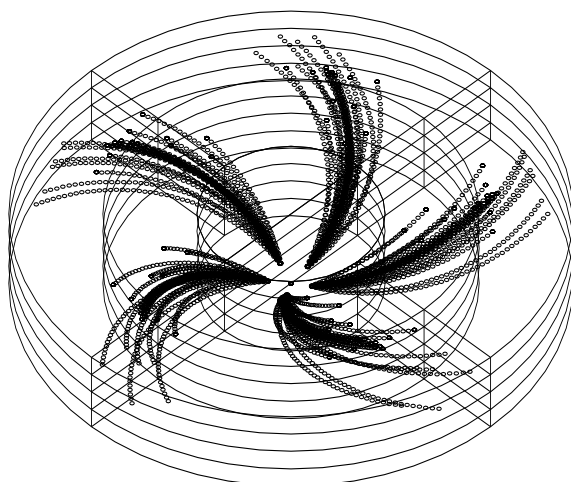


Рис.1

Распределение топлива в цилиндре при интенсивной закрутке заряда

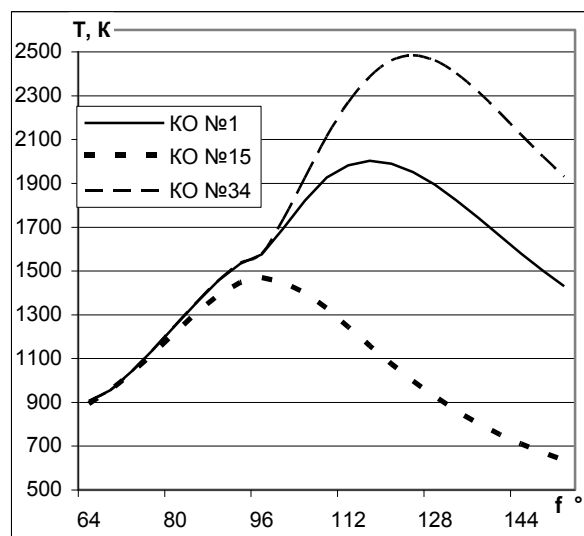


Рис.2

Изменение локальных (зональных) температур в цилиндре дизеля ЗМЗ-5145.10 ($N_e=85$ кВт, $n=4000$ мин⁻¹)

факела, а также изменение концентрации топлива в его продольных и поперечных сечениях. В результате вычисляется масса топлива, попавшая в i -том контрольном объеме (зоне) в зависимости от кинетической энергии впускного воздуха и струи впрыскиваемого топлива. На рис.1 приведен пример расчета.

По результатам расчета процессов испарения и сгорания доли от цикловой подачи топлива, попавшую в i -тую зону, определяется локальная нестационарная температура $T_i(\varphi)$ рабочего тела в этой зоне. При этом используется уравнение первого закона термодинамики, записанное в развернутом виде для каждой i -той зоны (в данной работе $i=40$):

$$\begin{aligned} & \sum_k u_{ik} \cdot \frac{dm_{ik}}{d\tau} + \left(\sum_k m_{ik} \cdot c_{v_k} \right) \cdot \frac{dT_i}{d\tau} + \Delta u_{ucn} \cdot \frac{dm_{ucn_i}}{d\tau} + \Delta u_{cz} \cdot \frac{dm_{cz_i}}{d\tau} = \\ & = \sum_{j=1}^{n_v} \lambda_{ij} \cdot \frac{T_i - T_j}{S_{ij}} \cdot F_{ij} + \sum_{j=1}^{n_w} \alpha_{ij} \cdot (T_i - T_j) \cdot F_{ij} + \sum_{j=1}^{n_{vw} + n_{ww}} \psi_{ij} \cdot \sigma_0 \cdot (T_j^4 - T_i^4) - \\ & - \frac{m_i \cdot R_i \cdot T_i}{V_i} \cdot \frac{dV_i}{d\tau} + \sum_{j=1}^{n_v} \left[\sum_k \left(c_{p_k} \cdot T_j \cdot \frac{dm_{+k}}{d\tau} - c_{p_k} \cdot T_i \cdot \frac{dm_{-k}}{d\tau} \right) \right]_{ij} \end{aligned} \quad (1)$$

где m – масса, c_v и c_p – удельные теплоемкости при постоянном объеме и постоянном давлении соответственно, F – площадь теплообмена (между отдельными объемными зонами или объемной зоной и участками поверхности камеры сгорания), S – расстояние между центрами соседних зон, λ – коэффициент теплопроводности рабочего тела; α – коэффициент теплоотдачи, ψ – взаимная поверхность обмена излучением, σ_0 – постоянная Стефана-Больцмана, n_v – число контрольных объемов, примыкающих к i -тому контрольному объему; n_w – число участков поверхности, примыкающих к i -тому контрольному объему; n_{vw} – число контрольных объемов в пространстве камеры сгорания; n_{ww} – число участков поверхности камеры сгорания; k – переменная, указывающая компоненты рабочего тела.

Расчет скоростей испарения $dm_{ucn_i}/d\tau$ и сгорания $dm_{cz_i}/d\tau$, входящих в (1), осуществляется на основе метода, предложенного проф. Д.Н. Вырубовым. Согласно этому методу вначале рассматривается испарение отдельной капли топлива, а затем вычисляется масса топлива, испарившегося в факеле, который представлен как статистический ансамбль капель различных размеров на основе закона распределения Розина-Рамлера. Изотермическое испарение массы капли происходит после ее разогрева до температуры равновесного испарения. Скорость сгорания вычисляется на основе модельной химической реакции между газообразным топливом (паровая фаза) и кислородом, начальные концентрации которых известны для каждой зоны. Многозонная модель не рассматривает турбулентное движение внутри зон и учитывает только перетекание газа между зонами в зависимости от перепада давления. Поэтому вполне допустимо, что рассчитанные для отдельных зон скорости сгорания в сумме не дают значение скорости сгорания для всего объема камеры. Для устранения возможного дисбаланса на каждом временном шаге

$\Delta\tau$ требуется выполнение условия $\sum_i \frac{\Delta m_{cz_i}}{\Delta\tau} = \frac{\Delta x}{\Delta\tau} m_u$, где m_u – цикловая подача,

Δx – доля сгоревшего топлива. Значения последней в целях повышения достоверности расчетных скоростей сгорания определяется из характеристики тепловыделения, полученной в результате обработки экспериментальной

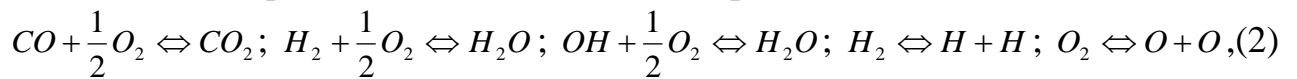
индикаторной диаграммы.

Система дифференциальных уравнений (1) решается относительно T_i . Численное решение осуществляется в два этапа: сначала каждая зона рассматривается как закрытая термодинамическая система, определяются в ней давление и температура, а на заключительном этапе с учетом разницы между зональными давлениями рассчитывается массообмен между зонами. Вычисления на шаг по времени заканчиваются, когда давления во всех зонах выравниваются и примут значение индикаторного давления. На рис. 2 в качестве примера приведен один из результатов решения. Очевидно, что средняя по объему цилиндра температура рабочего тела $T_\infty = \frac{1}{n_{VV}} \sum_{i=1}^{n_{VV}} T_i$, а ее

значение равняется текущей температуре цикла, полученной из индикаторной диаграммы. Заметим, что концептуальная модель, базирующаяся на многозонном представлении камеры сгорания, и используемая в данной работе, подразумевает наличие поршня с плоским огневым днищем (рис. 1). Очевидно, что учет реальной геометрической конфигурации камеры сгорания не вносит принципиальных изменений в метод расчета, однако существенно усложняет расчет взаимных поверхностей обмена излучением ψ_{ij} . Сложность заключается в том, что этот параметр является функцией формы отдельных участков поверхностей камеры сгорания, между которыми происходит теплообмен излучением, их размеров и взаимного расположения в пространстве камеры сгорания, и, конечно, их значения по ходу перемещения поршня меняются в связи с изменением их пространственной ориентации по отношению друг к другу. С другой стороны, можно было отказаться от расчета взаимных поверхностей обмена излучением, как это делается в большинстве работ по теории рабочих процессов в ДВС, и произвести расчет излучения с грубым приближением, что приводит, по крайней мере, к двум нежелательным последствиям: 1. Значения локальных температур (и как следствие, значения локальных концентраций оксидов азота) будут определены с существенными неточностями; 2. Со значительными неточностями будет производиться расчет теплообмена в цилиндре. В связи с этим, следуя работе к.т.н. А.С. Голосова, используется понятие эквивалентной камеры сгорания, позволяющей произвести замену реальной конструкции камеры сгорания эквивалентной с плоским огневым днищем поршня. Эквивалентная камера сгорания представляет собой камеру цилиндрической формы и имеет точно такую степень сжатия, как реальная камера сгорания и при этом обеспечивает неизменность протекания давления и температуры по углу поворота коленчатого вала при неизменных цикловой подаче топлива и коэффициенте избытка воздуха. Подчеркнем, что эквивалентная камера сгорания обеспечивает идентичность таких индикаторных и эффективных показателей ДВС, как мощность и расход топлива. Очевидно, что соблюдение этих условий необходимо для достоверности оценки концентраций оксидов азота. Сравнение графиков $P(\varphi)$ и $T(\varphi)$, а также эффективных показателей, для реального двигателя и двигателя с эквивалентной камерой сгорания показывает

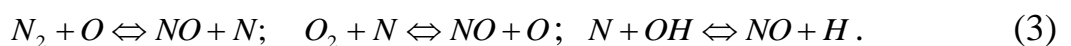
что различия между ними менее 1%.

Полученные значения локальных нестационарных температур используются для расчета образований оксидов азота в каждой отдельной зоне. Первый этап расчета предусматривает исследование кинетики реакции на основе условий химического равновесия. При расчете учитываются изменения концентраций следующих 9 компонентов - веществ H_2O , O_2 , H_2 , CO_2 , CO , N_2 , OH , O , H , образованных в результате химической реакции горения. Из них O , O_2 , H , N_2 , OH приводят к образованию NO . Образование этих промежуточных продуктов происходит гораздо быстрее, чем образование самого NO . Если принять, что для каждого момента реакции имеет место химическое равновесие, то концентрации этих веществ могут быть определены на основе закона действующих масс. Подчеркнем, что значения этих концентраций нужны для определения концентрации NO . Расчет основан на 3-х химических реакциях окисления и на 2-х реакциях диссоциации



на учете атомарных давлений $\frac{P_O}{P_N}$, $\frac{P_H}{P_C}$, $\frac{P_O}{P_C}$ и на балансе давлений согласно

закону Дальтона. Тогда, согласно закону действующих масс, определяются константы химического равновесия (константы реакции сгорания) для приведенных реакций. При этом зависимость констант равновесия от температуры определяется на основе закона Аррениуса. На втором этапе расчета из парциальных давлений (концентраций) 9 компонентов – веществ, участвующих в химических реакциях- вычисляются концентрации NO . При этом используется так называемый расширенный механизм Зельдовича, согласно которому образование NO происходит в результате следующих реакций цепного механизма:



По закону действующих масс для этих реакций уравнение для скорости образования NO получим в виде:

$$\frac{d[NO]}{d\tau} = K_{1V} [N_2][O] - K_{1R} [NO][N] + K_{2V} [O_2][N] - K_{2R} [NO][O] + K_{3V} [N][OH] - K_{3R} [NO][H], (4)$$

где индексы при константах скоростей реакций кроме номера самой реакции указывают еще на ее направление: V – прямая реакция, R – обратная, а выражения в квадратных скобках обозначают концентрации соответствующих продуктов реакций. Концентрации O , N , O_2 , N_2 , OH и H , как уже было отмечено, определены на первом этапе решения задачи, и решением дифференциального уравнения (4) получается зависимость $[NO]=f(\varphi)$. Однако для этого, прежде всего, требуется задание констант химической кинетики, рассчитанных по формуле Аррениуса.

Коэффициенты в формуле Аррениуса, а также энергии активации, необходимые для расчета констант химической кинетики, определяются на основании анализа опубликованных эмпирических данных. В диссертации приведены значения этих параметров, приводящих к хорошему согласованию расчетных и опытных значений $[NO_x]$ для дизелей ЗМЗ, ЯМЗ, КамАЗ. Важнейшее значение имеет выбор механизма образования NO. В теории поршневых двигателей по этому вопросу не существует единого мнения. Ряд исследователей используют классический механизм Зельдовича (первые две реакции из (3)), так как считают, что третья реакция из (3) вносит

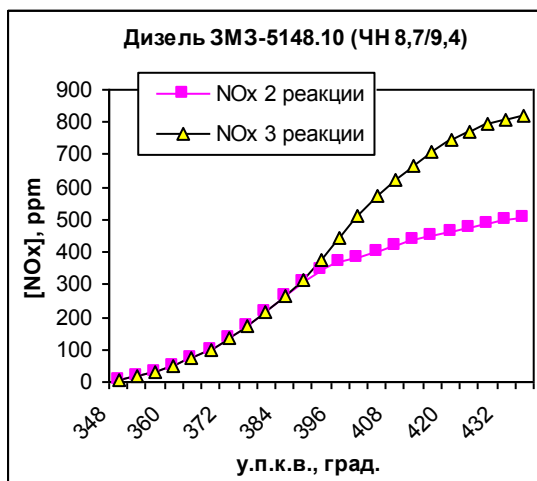


Рис.3

Изменение $[NO_x]$ в цилиндре дизеля в зависимости от различных механизмов

дополнительный вклад только для двигателей с электрическим зажиганием, а в ряде случаев применяют и бимолекулярный механизм, несостоятельность которого показал еще акад. Я.Б. Зельдович. Исследования, проведенные в данной работе, показали, что применение классического механизма образования оксидов азота по сравнению с расширенным механизмом Зельдовича может привести к заниженным значениям $[NO_x]$, при этом разница может составить от 2-3 % (КамАЗ) до 50% (ЯМЗ, ЗМЗ), что хорошо видно из рис 3. Кроме того, установлено, что пренебрежение теплообменом между отдельными зонами, что характерно практически для всех известных многозонных моделей, может привести к многократному (в зависимости от значений абсолютных температур) изменению скорости образования NO. Погрешность в определении $[NO_x]$, вызванная пренебрежением теплообменом между рабочим телом и стенками камеры сгорания, для исследуемых двигателей не превышает 5-10%.

Экспериментальная проверка метода была проведена для различных типов дизелей: для КамАЗ и ЯМЗ по опубликованным данным; для ЗМЗ по опытным данным, полученным в отделе дизельных двигателей завода для

Таблица 1.

Сравнение расчетных и опытных данных

| Режим работы дизеля 2Ч 8,5/11 | | Концентрация компонентов в выпускных газах | | | |
|----------------------------------|----------------------|--|-------------|-----------------------|--------------------|
| | | Расчет | Эксперимент | | |
| Ne, кВт | n, мин ⁻¹ | NO, ppm | NO, ppm | NO ₂ , ppm | O ₂ , % |
| 1,5 | 850 | 34 | 35 | 3 | 18,0 |
| 3,0 | 850 | 52 | 67 | 5 | 17,2 |
| 4,5 | 850 | 125 | 138 | 4 | 15,4 |
| 6,0 | 850 | 126 | 149 | 7 | 14,0 |
| 7,5 | 850 | 188 | 208 | 5 | 11,0 |

дизеля 2Ч 8,5/11 - по данным, полученным в лаборатории МГТУ им. Н.Э. Баумана. В диссертации приведены схема модернизированной опытной установки и краткие характеристики измерительных приборов. Разница между расчетными и измеренными значениями $[\text{NO}_x]$ для дизелей с непосредственным впрыскиванием находится в пределах 3-12%. Для дизеля 2Ч 8,5/11 с вихревой камерой обеспечение такой же точности требует уточнения численных значений коэффициентов и энергии активации, необходимых для расчета констант прямых и обратных реакций окисления азота, используемых в расширенном механизме Я.Б. Зельдовича (2). Их значения приведены в диссертации. Таблица 1 указывает на удовлетворительное совпадение расчетных и опытных данных.

Результаты численных экспериментов показывают, что разработанные метод и программа расчета правильно отражают влияние на $[\text{NO}_x]$ конструктивных (степень сжатия, число и диаметр сопловых отверстий форсунок) и регулировочных (начало, продолжительность и давление впрыскивания, форма закона впрыскивания, интенсивность закрутки заряда) параметров, и, что важно, позволяют определить приемлемое сочетание между $[\text{NO}_x]$ и удельным расходом топлива.

Глава 3 полностью посвящена исследованию возможности снижения $[\text{NO}_x]$ в продуктах сгорания дизеля ЗМЗ-5145.10 с ТНВД VE фирмы «Bosch» с механическим регулированием, обеспечивающим однократное (за цикл) впрыскивание. Прежде чем использовать изложенный выше метод расчета для исследования возможностей снижения $[\text{NO}_x]$, она была проверена по опытным данным, полученным для серийного двигателя ЗМЗ-5145.10 в широком диапазоне режимов работы (рис.4). Результаты измерения ($[\text{NO}_x]=751$ ppm на режиме максимального крутящего момента и $[\text{NO}_x]=732$ ppm на режиме номинальной мощности) были получены сотрудниками ЗМЗ и в данной работе приняты в качестве базовых параметров для математической модели. В дальнейшем результаты численных экспериментов сопоставлялись с этими данными. Следует подчеркнуть, что параллельно с измерением $[\text{NO}_x]$ в отделе дизельных двигателей ОАО «ЗМЗ» проводилось индицирование двигателя на экспериментальной установке «Indimaster» фирмы «AVL» (Австрия) пьезокварцевыми датчиками давления GM12G этой же фирмы. Использование экспериментальных индикаторных диаграмм в качестве исходных данных и значений $[\text{NO}_x]$, полученных на заводе-изготовителе с помощью газоанализатора EXSA-1500 фирмы «HORIBA», существенно повышает достоверность результатов математического моделирования.

Использование различных вариаций закона однократного и бесступенчатого впрыскивания (треугольные законы впрыскивания: вариант 1 имеет вялое начало и быстрое окончание скорости топливоподачи, вариант 3

носит противоположный характер, вариант 2 - симметричный закон, вариант 4 - симметричный трапециидальный закон). Результаты исследований при соблюдении условий, что цикловая подача, момент начала, продолжительность и давление впрыскивания соответствуют реальным значениям, полученным непосредственно на дизеле 3МЗ-5145.10, дают возможность оценить влияние характера протекания закона топливоподачи в сочетании с интенсивностью вихря на $[NO_x]$ (таблица 2). Оптимальный подбор этих параметров вполне может способствовать уменьшению эмиссии $[NO_x]$. В целом при неуправляемом законе впрыскивания наиболее приемлемым является симметричный треугольный закон впрыскивания (вариант 2).

По числу ($z=5$) и диаметру ($d_c=0,225$ мм) сопловых отверстий базовый вариант двигателя 3МЗ-5145.10 близок к оптимальному. Поэтому можно считать, что количество сопловых отверстий практически согласовано с базовым значением интенсивности вихря впускного воздуха. На режиме $Ne_{ном}$ при увеличении количества сопловых отверстий с $z=4$ до $z=7$ имеет место монотонное снижение $[NO_x]$ с 917 до 821 ppm (на 10,5 %); на режиме $Ne_{к.мах}$ при $z=5$ содержание NO_x достигает минимального значения, равного 704 ppm, а при $z=6$ – увеличивается до 1001 ppm. При увеличении угла опережения впрыскивания ($\epsilon=19,5$; $d_c=0,225$ мм и $z=5$) содержание NO_x монотонно возрастает: с 881 до 1115 ppm (21 %) на режиме $Ne_{ном}$; с 704 до 764 ppm (7,9 %) на режиме $Ne_{к.мах}$.

С уменьшением частоты вращения коленчатого вала по внешней скоростной характеристике от $Ne_{ном}$ до $Ne_{к.мах}$ влияние угла опережения впрыскивания на уровень $[NO_x]$ снижается. При увеличении интенсивности

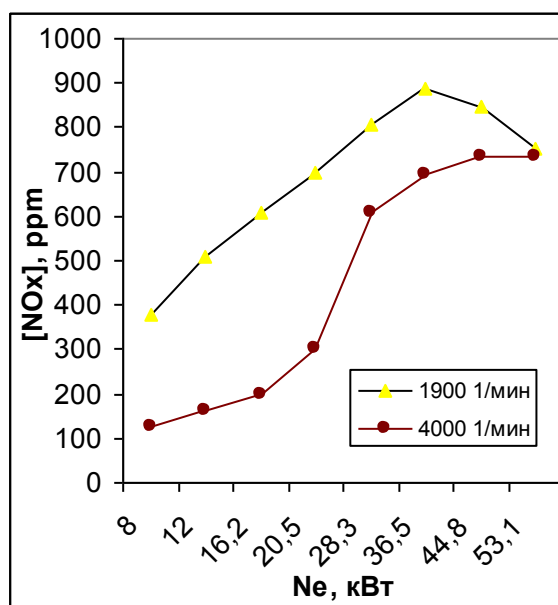


Рис.4

Зависимость $[NO_x]=f(Ne)$ для дизеля 3МЗ-5145.10 (эксперимент 3МЗ)

Таблица 2

Зависимость $[NO_x]$ закона впрыскивания

| $\epsilon=19,5, n=4000 \text{ мин}^{-1},$ $Ne=85 \text{ кВт}, c_u=15,67 \text{ м/с}$ | | | | |
|---|-------------|-------------|-------------|-------------|
| ϕ град | Вар1 ppm | Вар2 ppm | Вар3 ppm | Вар4 ppm |
| 64 | 9 | 9 | 9 | 9 |
| 72 | 36 | 36 | 36 | 36 |
| 80 | 82 | 82 | 82 | 82 |
| 88 | 154 | 154 | 154 | 154 |
| 96 | 248 | 248 | 249 | 249 |
| 104 | 353 | 353 | 355 | 355 |
| 112 | 455 | 454 | 461 | 464 |
| 120 | 548 | 545 | 561 | 576 |
| 128 | 638 | 617 | 649 | 671 |
| 136 | 689 | 670 | 712 | 737 |
| 144 | 727 | 707 | 755 | 780 |
| 152 | 749 | 731 | 790 | 810 |
| По опытным данным $[NO_x]=732 \text{ ppm}$ (рис.4) | | | | |

вихревого движения воздуха с 40 до 100 рад/сек ($\varepsilon=19,5$; $d_c=0,225$ мм и $z=5$) содержание NO_x на режиме $N_{e_{\text{ном}}}$ монотонно уменьшается с 925 до 778 ppm (15,9 %). При уменьшении степени сжатия ε с 21 до 17 ($d_c=0,225$ мм, $z=5$) содержание NO_x монотонно снижается: с 913 до 837 ppm (8,3 %) на режиме номинальной мощности $N_{\text{ном}} = 85$ кВт / 4000 мин⁻¹; с 817 до 532 ppm (34,9 %) на режиме максимального крутящего момента $N_{k_{\text{max}}} = 53,1$ кВт / 1900 мин⁻¹. С уменьшением частоты вращения коленчатого вала (по внешней скоростной характеристике) от $N_{e_{\text{ном}}}$ до $N_{e_{k_{\text{max}}}}$ уровень $[\text{NO}_x]$ снижается тем сильнее, чем ниже степень сжатия.

Моделирование образования NO_x в рабочем процессе дизеля, работающего на гомогенной смеси, показало возможность снижения его концентрации (по сравнению с серийным двигателем с гетерогенной смесью на ~10%). Дальнейшее снижение концентрации оксидов азота возможно путем увеличения коэффициента избытка воздуха гомогенной смеси, что способствует также снижению выбросов сажи, однако при рециркуляции отработавших газов это может привести к увеличению $[\text{HC}]$.

Анализ полученных расчетных и экспериментальных данных по концентрации оксидов азота, полученных на дизеле ЗМЗ-5145.10, выполняющем нормы Евро 2, показывают, что разница между ними на режиме $N_e=53,1$ кВт и $n=1900$ мин⁻¹ составляет 2,5-6,3 %, а на режиме $N_e=85$ кВт и $n=4000$ мин⁻¹ – 7,0 – 10,6 % в зависимости от вида закона топливоподачи. Это указывает на возможность применения разработанной модели для прогнозирования эмиссии оксидов азота на перспективном дизеле ЗМЗ-5148.10 с управляемым законом подачи топлива и позволяет наметить практические пути для выполнения норм Евро 3.

Глава 4 посвящена исследованию возможности снижения $[\text{NO}_x]$ в продуктах сгорания дизеля ЗМЗ-5148.10 с системой топливоподачи Common Rail (CR) фирмы «Siemens» с электронным управлением характеристик топливоподачи. Система CR обеспечивает также многократное (за цикл) впрыскивание. В диссертации приведены результаты проведенных численных экспериментов по влиянию на $[\text{NO}_x]$ таких параметров, как степень сжатия, число и диаметр сопловых отверстий форсунки, интенсивность вихревого движения воздуха, начало и продолжительность впрыскивания, давление впрыскивания. Т.е. был рассмотрен весь комплекс влияющих факторов, что и в случае двигателя ЗМЗ-5145.10.

Повышение степени сжатия, как и в случае дизеля ЗМЗ-5145.10, на всех режимах работы приводит к росту концентрации оксидов азота что легко объясняется ростом температуры в цилиндре. Снижение степени сжатия до значения $\varepsilon=18$ уменьшает выбросы $[\text{NO}_x]$ на ~26-28 % (режим максимального крутящего момента). Однако, это может привести к повышению удельного расхода топлива. Таким образом, повышение ε в

целях повышения мощности и улучшения топливной экономичности двигателя сопровождается увеличением концентрации оксидов азота. В таком случае целесообразным является повышение мощности двигателя путем промежуточного охлаждения продувочного воздуха и снижения температуры в конце сжатия. Предполагается, что это помешает росту $[\text{NO}_x]$.

Исследования, проведенные при неизменном диаметре соплового отверстия $d_c=0,17$ мм (базовая величина) и неизменной цикловой подаче топлива, показали, что увеличение количества сопловых отверстий на форсунку до $z=7$ приводит к уменьшению оксидов азота на режиме максимального крутящего момента, а на номинальном режиме – к значительному повышению $[\text{NO}_x]$. Как и в случае двигателя ЗМЗ-5145.10, снижение $[\text{NO}_x]$ при $z=7$ требует согласования интенсивности вихря впускного воздуха с законом топливоподачи. Наличие системы топливоподачи CR на двигателе ЗМЗ-5148.10 делает это более доступным, чем на двигателе ЗМЗ-5145.10. Разница между изменениями $[\text{NO}_x]$ на различных режимах объясняется так же существенной разницей между давлениями впрыскивания. Значения этих давлений были подобраны и заданы в расчетах по согласованию с заводом ЗМЗ.

Анализ предварительно проведенных численных экспериментов позволяет сделать вывод, что для двигателя ЗМЗ-5148.10 наиболее перспективным является применение двукратного (двойного) впрыскивания с предварительным (пилотным) впрыскиванием. Моделирование других видов закона впрыскивания, таких, как ступенчатое впрыскивание, впрыскивание с двойным предварительным впрыскиванием, разделенное впрыскивание, впрыскивание с дополнительным впрыскиванием, показало, что они уступают с точки зрения экологических характеристик (оксиды азота, шум от рабочего процесса).

Исследование влияния основных параметров двукратного впрыскивания показало, что увеличение дозы предварительного впрыскивания приводит к повышению тепловыделения в первой фазе сгорания, одновременно с этим уменьшается тепловыделение во второй фазе сгорания. Уменьшение дозы предварительного впрыскивания заметно снижает давление и температуру в цилиндре и способствует снижению $[\text{NO}_x]$. В связи с этим было установлено, что на исследуемых режимах (режимы максимального крутящего момента и максимальной мощности) работы двигателя ЗМЗ-5148.10 оптимальная массовая доля пилотного впрыскивания составляет 6 % от основного впрыскивания. Увеличение этой доли по указанной выше причине нецелесообразно.

Для данных режимов работы оптимальный интервал между предварительным и основным впрыскиваниями составляет $\Delta\varphi_{\text{впр}}=8^\circ$. На режиме максимального крутящего момента ($n=1990\text{мин}^{-1}$) дополнительное впрыскивание приводит к небольшому снижению концентрации оксидов азота, но одновременно к ее значительному увеличению на номинальном

режиме работы двигателя. Это объясняется спецификой двукратного впрыскивания, в частности тем, что предварительное впрыскивание более эффективно при высоких нагрузках. С уменьшением нагрузки абсолютная доза предварительного впрыскивания уменьшается, и тепловыделение от первой фазы сгорания становится практически незаметным.

Таким образом, проведенные исследования показали, что система CR в условиях работы на дизеле ЗМЗ-5148.10 без применения двукратного впрыскивания и установления оптимальных долей предварительного и основного впрыскивания не имеет явных преимуществ с точки зрения компромисса между g_e и $[NO_x]$ перед системой с ТНВД VE, применяемой на двигателе ЗМЗ-5145.10.

Исследование влияния различных конструкторских факторов показало, что при числе $z=6$ и диаметре $d_c=0,17$ мм сопловых отверстий форсунки можно снизить суммарные значения $[NO_x]$ в продуктах сгорания двигателя ЗМЗ-5148.10 до $[NO_x] = 470$ ppm на номинальном режиме, и до $[NO_x] = 697$ ppm – на режиме максимального крутящего момента. Такое снижение $[NO_x]$ достигается обеспечением закона двукратного впрыскивания, при котором массовая доля предварительного (пилотного) впрыскивания составляет 6 % от основного впрыскивания, а интервал между предварительным и основным впрыскиванием равен 8° по углу поворота коленчатого вала. Дальнейшее снижение содержания оксидов азота до $[NO_x] = 616$ ppm (на ~ 12%) на режиме максимального крутящего момента может быть достигнуто путем регулирования давления впрыскивания, в частности, его снижения от $p_{впр}=1000$ бар до $p_{впр}=900$ бар (рис.5). Видно, что в зависимости от $p_{впр}$ концентрация

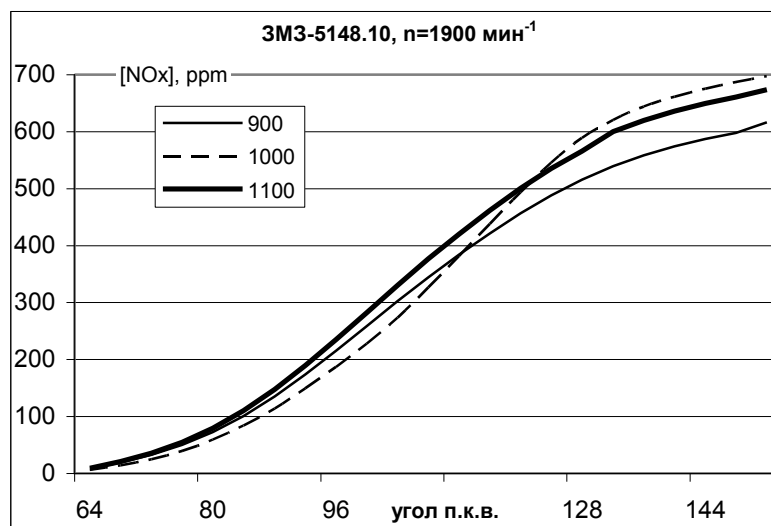


Рис. 5

Зависимость $[NO_x]$ от давления впрыскивания $p_{впр}$ (бар) топлива ($\varphi=90^\circ$ соответствует ВМТ)

оксидов азота в начальной и конечной фазе его образования меняется по-разному. Для оценки экологической характеристики двигателя решающее значение имеет конечная (максимальная) величина $[NO_x]$, после достижения которой происходит «закалка» оксидов азота.

Полученные выше результаты соответствуют международным законодательным нормам Euro-3 для дизелей данного класса. Дальнейшее улучшение экологических характеристик дизелей семейства может быть достигнуто путем обеспечения оптимальной интенсивности вихря, которая может быть получена с помощью установки одного тангенциального и одного спирального каналов. Дальнейшему улучшению экологических характеристик семейства дизелей ЗМЗ способствовала бы установка турбокомпрессора с клапаном перепуска части отработавших газов (ОГ), минуя турбину, а также применение на режимах частичной нагрузки рециркуляции ОГ в целях уменьшения массы кислорода в наполняющем цилиндр заряде.

Основные выводы:

1. Разработана многозонная модель для расчета образования оксидов азота в цилиндре быстроходного дизеля, учитывающая влияние основных конструктивных и регулировочных параметров двигателя и позволяющая определить пути снижения $[NO_x]$. В модели используется разработанный в МГТУ им. Н.Э. Баумана метод расчета локальных нестационарных температур рабочего тела в цилиндре. В программу расчета добавлены новые модули, позволяющие исследовать влияние на концентрацию оксидов азота таких факторов, как: а) закон впрыскивания топлива произвольного характера, в том числе и многократное и многоступенчатое впрыскивание; б) распределение топлива по объему камеры сгорания в зависимости от интенсивности вихря впускного воздуха, в) принятые механизмы образования NO_x , г) процессы теплообмена между отдельными локальными зонами камеры сгорания и теплообмен между рабочим телом и стенками камеры сгорания.

2. Установлено, что для исследованных дизелей целесообразно применение расширенного механизма Зельдовича из трех реакций. Классический механизм из двух реакций приводит к заниженным значениям $[NO_x]$, при этом разница для различных случаев может составить от 2-3 % до 50%. Пренебрежение теплообменом между отдельными зонами, приводящее к погрешностям до 100 К при расчете локальных температур в камере сгорания, может привести к многократному (в зависимости от абсолютных значений температур) изменению скорости образования NO_x , и, как следствие, к значительной разнице в расчетных значениях $[NO_x]$. Погрешность в определении $[NO_x]$, вызванная пренебрежением теплообмена между рабочим телом и стенками камеры сгорания, находится в пределах 5-10%.

13

3. По результатам сравнительного анализа опытных и расчетных значений концентраций оксидов азота были определены величины коэффициентов и энергий активации, необходимых для расчета констант прямых и обратных реакции оксидации азота для дизелей с непосредственным впрыскиванием, а также для дизеля с вихревой камерой сгорания. Применение в качестве исходных данных экспериментальных индикаторных диаграмм и характеристик тепловыделения повышает достоверность полученных результатов.

4. Экспериментальные исследования, проведенные в стендовых условиях на дизелях 2Ч 8,5/11 (в МГТУ им. Н.Э. Баумана), 3МЗ-5145.10 и 3МЗ-5148.10 (на 3МЗ), подтверждают достоверность расчетных результатов: результаты натуральных и численных экспериментов по определению $[NO_x]$, полученные на дизеле 3МЗ-5145.10, выполняющем нормы Евро 2, показывают, что разница между ними на режиме $N_e=53,1$ кВт и $n=1900$ мин⁻¹ составляет 2,5-6,3 %, а на режиме $N_e=85$ кВт и $n=4000$ мин⁻¹ – 7,0 – 10,6 % в зависимости от вида закона

топливоподачи. Это подтверждает адекватность разработанной математической модели.

5. Усовершенствование рабочего процесса путем определения оптимального сочетания конструктивных (степень сжатия, диаметр и количество сопловых отверстий, конструкция впускных трубопроводов) и регулировочных (начало, продолжительность и давление впрыскивания, закон топливоподачи, интенсивность закрутки воздуха) позволяет минимизировать концентрацию оксидов азота в продуктах сгорания. Установлено, что при неуправляемом законе впрыскивания для дизеля ЗМЗ-5145.10 наиболее приемлемым является симметричный треугольный закон впрыскивания.

6. При увеличении угла опережения впрыскивания ($\varepsilon=19,5$; $d_c=0,225$ мм и $z=5$) $[NO_x]$ монотонно возрастает: с 881 до 1115 ppm (на 21 %) на режиме $Ne_{ном}$; с 704 до 764 ppm (на 7,9 %) на режиме $Ne_{к.мах}$. С уменьшением частоты вращения коленчатого вала по внешней скоростной характеристике от $Ne_{ном}$ до $Ne_{к.мах}$ влияние угла опережения впрыскивания на уровень $[NO_x]$ снижается. При увеличении интенсивности вихревого движения воздуха с 40 до 100 рад/сек ($\varepsilon=19,5$; $d_c=0,225$ мм и $z=5$) содержание NO_x на режиме $Ne_{ном}$ монотонно уменьшается с 925 до 778 ppm (15,9 %). С уменьшением степени сжатия ε с 21 до 17 ($d_c=0,225$ мм, $z=5$) содержание NO_x монотонно снижается: с 913 до 837 ppm (8,3 %) на режиме номинальной мощности $N_{ном} = 85$ кВт / 4000 мин⁻¹; с 817 до 532 ppm (34,9 %) на режиме максимального крутящего момента $N_{к.мах} = 53,1$ кВт / 1900 мин⁻¹. С уменьшением частоты вращения коленчатого вала (по внешней скоростной характеристике) от $Ne_{ном}$ до $Ne_{к.мах}$ уровень $[NO_x]$ снижается тем сильнее, чем ниже степень сжатия.

7. Система Common Rail в условиях работы на дизеле ЗМЗ-5148.10 без применения двукратного впрыскивания и установления оптимальных долей предварительного и основного впрыскивания, а также без установления оптимальной продолжительности между ними, не имеет явных преимуществ

14
с точки зрения компромисса между g_e и $[NO_x]$ перед системой с ТНВД VE, применяемой на двигателе ЗМЗ-5145.10.

8. Оптимальным для дизеля ЗМЗ-5148.10 при $p_{впр} = 1500$ бар (на номинальном режиме $Ne=96$ кВт/ $n=4000$ мин⁻¹) является осуществление двукратного впрыскивания, при котором массовая доля предварительного впрыскивания составляет 6 % от основного впрыскивания с интервалом между ними, равном 8^0 по углу поворота коленчатого вала.

9. Установленный оптимальный закон впрыскивания при базовом варианте форсунки ($d_c=0,17$ мм) с интенсивностями закрутки воздуха при впуске и давлениями впрыскивания $\omega=60$ с⁻¹ / $p_{впр}=1500$ ppm и $\omega=16$ с⁻¹ / $p_{впр}=1000$ ppm соответственно, приводит к следующим суммарным значениям $[NO_x]$ в продуктах сгорания двигателя ЗМЗ-5148.10: $[NO_x] = 470$ ppm на номинальном режиме, и $[NO_x] = 697$ ppm – на режиме максимального крутящего момента, что соответствует норм Euro-3.

10. Гомогенизация топливо – воздушной смеси приводит к снижению локальных температур рабочего тела в объеме камеры сгорания, и, как следствие, к ограничению образования оксидов азота (на ~10-12% для двигателя ЗМЗ-5145.10). Дальнейшее снижение концентрации оксидов азота возможно путем увеличения коэффициента избытка воздуха гомогенной смеси, что способствует также снижению выбросов сажи, однако при рециркуляции отработавших газов это может привести к увеличению выброса несгоревших углеводородов НС.

Основная часть полученных результатов переданы ООО «Заволжский моторный завод» (г. Заволжье) и используются в учебном процессе МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Основные положения диссертации отражены в следующих работах:

1. Расчетно - экспериментальное исследование локальных температур и локальных концентраций оксидов азота в камере сгорания дизеля/Голосов А.С., Кавтарадзе З.Р., Онищенко Д.О., Скрипник А.А.// Труды третьей Российской национальной конференции по теплообмену. -М., 2002. -Т.8.-С. 114-117.
2. Кавтарадзе З.Р. Влияние двухфазного впрыскивания на концентрацию оксидов азота//XXXI неделя науки СПбГПУ.: Материалы межвузовской научной конференции.- СПб., 2003. – Часть II.- С.52-53.
3. Иващенко Н.А., Кавтарадзе З.Р. Снижение концентраций оксидов азота и сажи в дизелях путем гомогенного сгорания. «Двигателестроение»// Научно-технический сборник, посвященный 100-летию со дня рождения проф. Дьяченко Н.Х. – СПб., 2004. - С. 133-134.

15

4. Метод расчета локальных концентраций оксидов азота в поршневых двигателях с внутренним смесеобразованием на основе многозонной модели / Иващенко Н.А., Голосов А.С., Кавтарадзе З.Р. и др. // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Машиностроение. -2004.- №1.- С.43-59.
5. Расчетно-экспериментальное исследование концентраций оксидов азота в выпускных газах дизельного двигателя ЗМЗ-5145.10/ Иващенко Н.А., Миронычев М.А., Блинов А.Д., Кавтарадзе З.Р.// Известия ВГТУ. Транспортные наземные системы. - 2004. - Вып.1, №3.- С. 3-7.
6. Улучшение экологических характеристик быстроходного дизеля путем двукратного впрыскивания топлива / Иващенко Н.А., Кавтарадзе З.Р., Миронычев М.А., Блинов А.Д. // Сб. научных трудов по проблемам двигателестроения, посвященный 175-летию МГТУ им. Н.Э. Баумана: - М., 2005. - С. 252-255.
7. Голосов А.С., Кавтарадзе З.Р., Онищенко Д.О. Математическое моделирование образования оксидов азота в камере сгорания дизеля

// Образование через науку. Тезисы докладов международного симпозиума, посвященного 175-летию МГТУ им. Н.Э. Баумана: - М., - 2005. С.391.

8. Кавтарадзе З.Р., Миронычев М.А., Блинов А.Д. Применение двукратного впрыскивания топлива для улучшения экологических характеристик дизельного двигателя ЗМЗ-5145.10 // Образование через науку. Тезисы докладов международного симпозиума, посвященного 175-летию МГТУ им. Н.Э. Баумана: - М., - 2005. С.389.