

Хлюпин Виктор Борисович

**МЕТОД УЛУЧШЕНИЯ ЭКОЛОГИЧЕСКИХ
ПОКАЗАТЕЛЕЙ РАБОТЫ ВИХРЕКАМЕРНОГО ДИЗЕЛЯ ВПРЫСКОМ
ВОДЫ ВО ВПУСКНОЙ ТРУБОПРОВОД**

05.04.02 – Тепловые двигатели

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Работа выполнена в Набережночелнинском институте (филиале) ФГАОУ ВПО «Казанский (Приволжский) федеральный университет»

Научный руководитель:

доктор технических наук, доцент
кафедры автомобилей, автомобильных
двигателей и дизайна
Набережночелнинского института
(филиала) ФГАОУ ВПО «К(П)ФУ»
Никишин Вячеслав Николаевич

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, старший
научный сотрудник
ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ»
Сайкин Андрей Михайлович

кандидат технических наук
научный сотрудник отдела 306
ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова»
Зеленцов Андрей Александрович

Ведущая организация:

ФГБОУ ВПО Московский государственный
машиностроительный университет «МАМИ»

Защита диссертации состоится «18» февраля 2016 г. в 16-00 на заседании диссертационного совета Д 212.141.09 в Московском государственном техническом университете имени Н.Э. Баумана, по адресу: 105005, г. Москва, Рубцовская наб., д. 2/18, Учебно-лабораторный корпус, аудитория 947Л.

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

Ваши отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные печатью учреждения, просьба высылать по адресу: 105005, г. Москва, 2-ая Бауманская ул., д. 5, МГТУ им. Н.Э. Баумана, ученому секретарю диссертационного совета Д 212.141.09

Автореферат разослан «11» января 2016 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета
кандидат технических наук, доцент

Тумашев Р.З.

Актуальность темы. Современные дизели с непосредственным впрыском топлива являются, как правило, весьма проблемными с экологической точки зрения. Для выполнения экологических стандартов они оснащаются дорогостоящими аккумуляторными системами топливopитания с непосредственным впрыском топлива, системами рециркуляции отработавших газов (ОГ) и впрыска раствора мочевины, каталитическими нейтрализаторами ОГ, противосажевым фильтром. В результате усложняется конструкция дизелей, что приводит к их удорожанию, повышению стоимости обслуживания и ремонта. Поэтому необходимы работы направленные на более углубленное изучение рабочих процессов, которые могли бы без существенного удорожания дизеля удовлетворять экологическим стандартам. Одним из таких методов является впрыск воды во впускной трубопровод.

Применение выше названных систем на дизелях с непосредственным впрыском топлива позволило снизить содержание оксидов азота с 8,0 г/(кВт·ч) – уровень Евро-1 и до 3,5 г/(кВт·ч) – уровень Евро-4. Оксиды азота NO_x считаются наиболее токсичными среди нормируемых веществ. При этом многочисленные исследования по впрыску воды, проведенные на таких дизелях, показали как минимум двукратное снижение оксидов азота в ОГ.

На дизелях с разделенными камерами сгорания по содержанию NO_x ситуация гораздо лучше. Так без впрыска воды оценочное содержание оксидов азота в вихрекамерном дизеле составляет 5,0 г/(кВт·ч). Организация рабочего процесса в вихрекамерном дизеле с точки зрения выброса вредных веществ предпочтительнее, чем в дизеле с неразделенной камерой сгорания. Однако, исследования влияния впрыска воды во впускной трубопровод вихрекамерного дизеля на его показатели проведены недостаточно глубоко. В связи с этим представляет одновременный интерес возможный уровень снижения NO_x и изменение концентрации других вредных веществ в исследуемом дизеле без внедрения дорогостоящих систем.

Цели и задачи. Целью настоящей работы является исследование эффективности впрыска воды во впускной трубопровод вихрекамерного дизеля на содержание в ОГ оксидов азота NO_x , оксида углерода CO, диоксида углерода CO_2 .

Для реализации поставленной цели необходимо решить следующие основные задачи:

- уточнить теоретические основы расчета выброса вредных веществ с ОГ вихрекамерного дизеля и рабочего цикла дизеля с впрыскиванием воды во впускной трубопровод;
- провести экспериментальные исследования параметров впрыска воды на экологические показатели дизеля.

Научная новизна:

- уточнена константа равновесия химической реакции окисления оксида углерода для расчета равновесного состава продуктов сгорания вихрекамерного дизеля с впрыскиванием воды во впускной трубопровод;
- усовершенствован метод расчета равновесного состава продуктов сгорания вихрекамерного дизеля с впрыском воды во впускной трубопровод при пони-

женных температурах цикла с уточнением количества химических реакций и сочетания в них химических элементов.

Объект исследования. Дизель 14 8,5/11 с конструктивными элементами, обеспечивающими применение впрыскивания воды во впускной трубопровод.

Методы исследования. Теоретическое определение экологических, термодинамических, индикаторных и эффективных показателей рабочего цикла дизеля, выполнено методами математического моделирования и параметрических исследований термодинамических и термохимических процессов, а также инженерных расчетов с применением вычислительных машин. Экспериментальные результаты получены на основе натурных испытаний дизеля, оборудованного системой впрыска воды во впускной трубопровод. В работе применен статистический анализ результатов экспериментальных измерений.

Достоверность результатов. Обусловлена применением хорошо отработанных математических методов для расчетных исследований и обработки экспериментальной информации и подтверждается удовлетворительной сходимостью результатов расчетных и экспериментальных исследований. Экспериментальные исследования проведены на одноцилиндровом дизеле.

Научная значимость работы. Заключается в определении условий обеспечения адекватности разработанного метода расчета рабочего цикла дизеля, учитывающей выброс вредных веществ, а также в определении константы равновесия химической реакции окисления оксида углерода для теоретических исследований дизеля с впрыскиванием воды во впускной трубопровод.

Практическая значимость работы. Заключается в уменьшении выбросов оксидов азота и оксида углерода, в возможности подбора оптимального количества впрыскиваемой воды с учетом наименьших выбросов NO_x и CO , снижении максимальной температуры рабочего цикла дизеля. Применение вихрекамерных дизелей с впрыском воды во впускной трубопровод в малой энергетике позволит снизить экологический ущерб и суммарные платежи за загрязнение окружающей среды дизельными электростанциями.

На защиту выносятся следующие положения:

- Уточненная математическая модель расчетного и экспериментального определения термодинамических параметров рабочего тела при впрыскивании воды во впускной трубопровод дизеля.
- Результаты теоретических расчетов NO_x , CO и CO_2 при подаче воды.
- Результаты экспериментальных исследований параметров впрыска воды на экологические показатели дизеля.

Апробация. Результаты работы и её отдельные положения были обсуждены:

- на кафедре автомобилей, автомобильных двигателей и дизайна Набережночелнинского института (филиала) ФГАОУ ВПО «Казанский (Приволжский) федеральный университет», (Набережные Челны, 2015 г.);
- на международной конференции «Проблемы и перспективы развития авиации, наземного транспорта и энергетики «АНТЭ-07», в Казанском государственном техническом университете им. А.Н. Туполева, (Казань, 2007 г.);

- на международной конференции «Современные технологии сборки», в Московском государственном техническом университете «МАМИ», (Москва, 2008 г.);
- на международной конференции «Автомобиле- и тракторостроение в России: приоритеты развития и подготовка кадров» в Московском государственном техническом университете «МАМИ», (Москва, 2012 г.);
- на всероссийской молодежной научно-практической конференции с международным участием «Инженерная мысль машиностроения будущего» в Уральском федеральном университете им Б.Н. Ельцина, (Екатеринбург, 2012 г.);
- на международной научно-практической конференции «Актуальные вопросы развития науки» в Башкирском государственном университете, (Уфа, 2014 г.);
- на международной научно-практической конференции «Актуальные научные достижения», (Прага, 2014 г.).

Реализация результатов работы. Результаты работы используются:

- в Научно-техническом центре ПАО «КАМАЗ»;
- в учебном процессе кафедры автомобилей, автомобильных двигателей и дизайна Набережночелнинского института (филиала) ФГАОУ ВПО «Казанский (Приволжский) федеральный университет».

Публикации. Основные результаты диссертации опубликованы в 14 статьях, в том числе 3 статьи опубликованы в рецензируемых журналах и изданиях, включенных в Перечень ВАК РФ для публикаций по диссертациям на соискание ученой степени кандидата наук.

Личный вклад автора. Лично автором диссертации:

- уточнена математическая модель расчетного и экспериментального определения термодинамических параметров рабочего тела при впрыскивании воды во впускной трубопровод дизеля;
- проведены расчеты показателей работы дизеля без учета внесенных изменений в математическую модель и с учетом уточненной константы равновесия химической реакции окисления оксида углерода;
- собрана экспериментальная установка для натурных исследований экологических показателей дизеля;
- выполнены экспериментальные исследования экологических показателей дизеля.

Состав и объем работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав, основных результатов и выводов, списка литературы и приложений. Работа изложена на 113 страницах машинописного текста, содержит 47 рисунков, список литературы из 136 наименований. Приложение представлено на 26 страницах.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обосновывается актуальность рассматриваемой темы, сформулированы цель и задачи исследования, научная новизна, практическая значимость работы.

В первой главе рассмотрены причины образования токсичных веществ в дизелях и способы их снижения, которые сводятся к воздействию на рабочие про-

цессы и на ОГ ДВС. Рабочими процессами двигателей, проблемами образования токсичных веществ занимались и занимаются многие ученые: Болотов А.К., Броз Д.Д., Воинов А.Н., Гайворонский А.И., Грехов Л.В., Звонов В.А., Зельдович Я.Б., Зленко М.А., Ивашенко Н.А., Кавтарадзе Р.З., Кисуленко Б.В., Корнилов Г.С., Кульчицкий А.Р., Лиханов В.А., Луканин В.Н., Марков В.А., Патрахальцев Н.Н., Приходько А.М., Сайкин А.М., Самойлов Д.Н., Семенов Н.Н., Фомин В.М., Maas U., Dibble R.W., Rainer P., Simon C., Strey R., Warnatz J. и др.

Одним из наиболее эффективных методов улучшения экологических показателей дизелей является присадка воды к основному рабочему телу. Наибольшее практическое применение нашли - подача водо-топливной эмульсии (ВТЭ) с помощью стандартной топливной аппаратуры, впрыск воды непосредственно в цилиндр дизеля с помощью дополнительной форсунки и подача воды во впускной трубопровод.

Проблема ВТЭ заключается в создании и поддержании однородной смеси топлива и воды. Из-за разной плотности эти вещества расслаиваются, поэтому приходится либо их постоянно перемешивать, либо использовать диспергирующие присадки. Проблема впрыска воды непосредственно в цилиндр заключается в необходимости предусмотреть место для установки дополнительной форсунки в камеру сгорания. В современных головках дизелей такого места почти нет.

Поэтому более доступным и эффективным оказывается впрыск воды во впускной трубопровод. Результаты работ известных ученых в этой области (А.М. Сайкин, В.А. Лиханов) указывают на то, что впрыснутая вода в цилиндре диссоциирует на химические активные радикалы, которые интенсифицируют процесс окисления топливо-воздушной смеси. Продолжая исследование в этом направлении, появилась необходимость теоретической проработки метода расчета токсичности рабочего цикла вихрекамерного дизеля с впрыском воды, учитывающей химические реакции при горении.

Вторая глава посвящена проработке математической модели дизеля с впрыском воды во впускной трубопровод. Проведены расчеты на номинальном режиме при частоте вращения коленчатого вала $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ и частичном режиме $n = 900 \text{ мин}^{-1}$. Нагрузка в обоих режимах частичная, из-за чего температуры в цикле пониженные. Выбраны режимы с частичной нагрузкой, поскольку на них приходится 29,2 % относительного времени работы и 40 % относительного количества выбросов ОГ в городском цикле. Во время разгона выброс относительного количества ОГ больше – 45 %, но относительное время работы меньше – 18,5 %. Температура и давление при расчете процесса сгорания определялись с шагом $\Delta \theta$ угла поворота коленчатого вала ($^\circ \text{ у.п.к.в.}$).

Вода с температурой 10°C впрыскивается во впускной трубопровод через распыливающее устройство в жидкой фазе. Масса свежего заряда G_1 увеличится на массу впрыснутой воды $G_{\text{вод}}$, кг

$$G_1 = \alpha \cdot I_0 \cdot G_T + G_{\text{вод}}, \quad (1)$$

где α – коэффициент избытка воздуха; I_0 – масса воздуха, необходимая для полного сгорания 1 кг топлива, кг; G_T – масса топлива, кг; $G_{\text{вод}}$ – масса впрыскиваемой воды, кг.

Количество воды в отработавших газах изменится на величину подачи воды $G_{\text{в.д.}}$ кмоль

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{H}{2} + \frac{G_{\text{вод}}}{\mu_{\text{вод}}}, \quad (2)$$

где H – количество водорода, содержащегося в топливе, кмоль; $\mu_{\text{вод}}$ – молярная масса воды, кг/кмоль.

Фазовый переход воды из жидкости в парообразное состояние начинает происходить в процессе сжатия за 78...90° у.п.к.в. до прихода поршня в верхнюю мертвую точку (ВМТ), когда свежий заряд достигает давлений и температур, соответствующих на фазовой диаграмме воды, ее переходу. Чем больше подано воды w (где $w = G_{\text{вод}}/G_1$ – отношение массы воды к массе топлива, используемой в расчете), тем позже начинается переход. При фазовом переходе вода забирает часть теплоты образующейся при сжатии свежего заряда. Температура в процессе сжатия T_c понижается до 93° (при $w=2$), а давление до 0,31 МПа (при $w=2$), по сравнению с дизелем без впрыска воды (Рисунок 1).

Впрыск топлива осуществляется за 22° у.п.к.в. до ВМТ в свежий заряд с пониженной температурой T_c и давлением p_c . Изменение периода задержки воспламенения (п.з.в.) топлива учтено при помощи формулы Н. Хенайна и Дж. Болта, мс

$$\tau_i = 587 \cdot p_{\text{впр}}^{-1,774} \quad (3)$$

где $p_{\text{впр}}$ – давление, при котором начинается впрыскивание топлива, бар.

Расчетом отмечено, что впрыск воды приводит к увеличению п.з.в. на 3° у.п.к.в. (при $w=2$). При этом жесткость процесса сгорания уменьшается с 0,236 МПа/° у.п.к.в. (при $w=0$) до 0,182 МПа/° у.п.к.в. (при $w=2$). Это объясняется тем, что вода является реакционноспособным соединением и даже в незначительных количествах ускоряет многие химические реакции. В результате чего образуются химически активные углеводородные радикалы $\dot{\text{OH}}$ и $\dot{\text{H}}$, которые участвуют в окислении топлива и улучшают процесс сгорания.

При впрыске воды часть теплоты сгорания топлива расходуется на нагрев воды, превращение ее в пар и перегрев пара. Таким образом, удельная теплота сгорания топлива выразится следующим уравнением, кДж/кг

$$q_z = \frac{Hu \cdot G_T}{(1 + \gamma_r) \cdot \alpha \cdot l_0 + 1} - \frac{c_{\text{вод}} \cdot G_{\text{вод}} \cdot t_{\text{вод}}}{(1 + \gamma_r) \cdot G_1} - \frac{q_n \cdot G_{\text{вод}}}{(1 + \gamma_r) \cdot G_1}, \quad (4)$$

где Hu – низшая удельная теплота сгорания топлива, кДж/кг; γ_r – коэффициент остаточных газов; $c_{\text{вод}}$ – удельная теплоемкость воды, кДж/(кг·°C); $t_{\text{вод}}$ – текущая температура воды, °C; q_n – удельная теплота парообразования воды, кДж/кг.

В результате удельная теплота сгорания снижается на 13,3% (при $w=2$). Это приводит к уменьшению максимальных давлений p_z и температур T_z в цикле (Рисунок 1).

Коэффициент теплоотдачи определялся по формуле Г. Вошни, Вт/(м²·К)

$$\alpha_T = 819,5 \cdot D^{-0,2} \cdot p^{0,8} \cdot T^{-0,53} \cdot W^{0,8} \quad (5)$$

где D – диаметр цилиндра, м; p – давление в цилиндре, МПа; T – температура в цилиндре, К; W – скорость рабочего тела, м/с.

Выгорание топлива определено по модернизированной формуле И.И. Вибе для двухфазного процесса сгорания

$$x = 1 - \exp \left[-6,908 \cdot \left(\frac{\varphi}{\varphi_c} \right)^{m_1} \cdot \left(\frac{\varphi}{\varphi_i} \right)^{m_2 \cdot 1} \right], \quad (6)$$

где φ — текущий угол, отсчитываемый от начала воспламенения топлива, °у.п.к.в.; φ_c — угол, соответствующий окончанию кинетической фазы сгорания, °у.п.к.в.; φ_i — продолжительность сгорания, °у.п.к.в.; m_1, m_2 — показатели кинетического и диффузионного характера сгорания топлива.

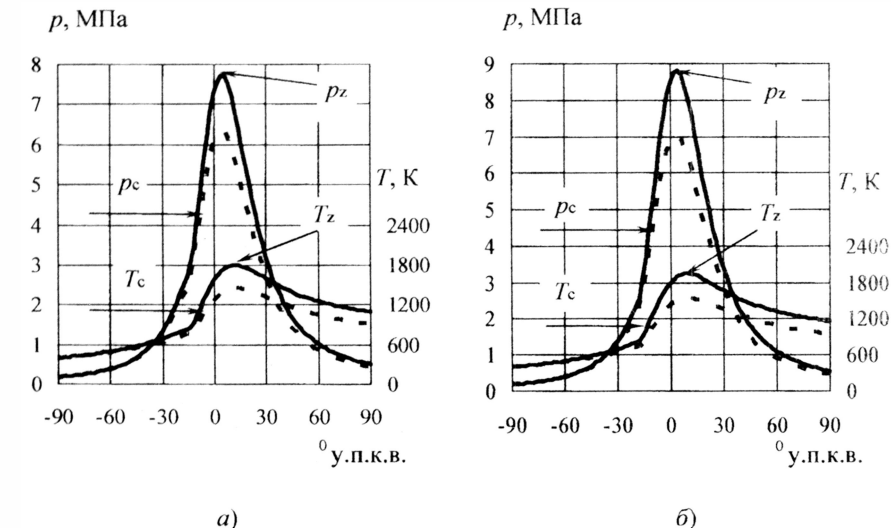


Рисунок 1. Зависимости расчетных значений давлений и температур при угле поворота коленчатого вала;

а) при $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$;

б) при $n = 900 \text{ мин}^{-1}$;

— $w = 0$; - - - $w = 2$

В самом начале процесса сгорания состав рабочего тела изменяется от смеси воздуха и воды (остаточными газами, из-за их малого количества и незначительного влияния на теплоемкость рабочего тела, пренебрегаем) до соответствующих данному избытку воздуха продуктов сгорания в его конце. Значения отношения теплоемкостей рабочего тела меняется от водо-воздушной смеси $k_{вв}$ до продуктов сгорания k_r . Тогда отношение теплоемкостей рабочего тела для любого промежуточного момента процесса сгорания

$$k = k_{вв} - (k_{вв} - k_r) \cdot x, \quad (7)$$

$$\text{где } k_{вв} = \frac{mc_v + d \cdot mc_{H_2O} + 8,314}{mc_v + d \cdot mc_{H_2O}} \quad (8)$$

– отношение теплоемкостей водо-воздушной смеси;

$$k_r = \frac{\frac{1}{M_2} \cdot (mc_{\text{CO}_2} + mc_{\text{H}_2\text{O}} + mc_{\text{N}_2} + mc_{\text{O}_2}) + 8,314}{\frac{1}{M_2} \cdot (mc_{\text{CO}_2} + mc_{\text{H}_2\text{O}} + mc_{\text{N}_2} + mc_{\text{O}_2})} \quad (9)$$

– отношение теплоемкостей продуктов сгорания;

x – доля выгоревшего топлива к рассматриваемому моменту времени;

mc – средние молярные теплоемкости компонентов, кДж/(кмоль $^{\circ}$ С);

d – содержание воды в свежем заряде, кг воды/кг возд.;

M_2 – количество продуктов сгорания, кмоль.

Впрыскиваемая вода увеличивает теплоемкость свежего заряда, что приводит к снижению температур сжатия и сгорания в цикле, и в итоге к снижению расчетной эффективной мощности до 37% (при $w=2$), ухудшению удельного эффективного расхода топлива до 56% (при $w=2$).

Для изучения токсичных характеристик дизеля, использовался расчет равновесного состава продуктов сгорания. Составлены четыре варианта химических реакций и их констант, по которым были проведены расчеты. Во всех вариантах присутствуют следующие реакции с константами равновесия k_i (основной блок реакций):

$$\text{H}_2\text{O} \leftrightarrow \text{H}_2 + \frac{1}{2} \text{O}_2 \quad k_2 = \frac{p_{\text{H}_2} \cdot \sqrt{p_{\text{O}_2}}}{p_{\text{H}_2\text{O}}} = 1000 \cdot e^{\left(\frac{-30030}{T}\right)} \quad (10)$$

$$\text{H}_2\text{O} \leftrightarrow \text{OH} + \frac{1}{2} \text{H}_2 \quad k_3 = \frac{p_{\text{OH}} \cdot \sqrt{p_{\text{H}_2}}}{p_{\text{H}_2\text{O}}} = 6000 \cdot e^{\left(\frac{-30000}{T}\right)} \quad (11)$$

$$\text{N}_2 + \text{O}_2 \leftrightarrow 2\text{NO} \quad k_4 = \frac{p_{\text{NO}}^2}{p_{\text{N}_2} \cdot p_{\text{O}_2}} = 20,5 \cdot e^{\left(\frac{21740}{T}\right)} \quad (12)$$

$$\text{H}_2 \leftrightarrow 2\text{H} \quad k_5 = \frac{p_{\text{H}}^2}{p_{\text{H}_2}} = 1,8 \cdot 10^6 \cdot e^{\left(\frac{-54080}{T}\right)} \quad (13)$$

$$\text{O}_2 \leftrightarrow 2\text{O} \quad k_6 = \frac{p_{\text{O}}^2}{p_{\text{O}_2}} = 1,8 \cdot 10^6 \cdot e^{\left(\frac{-54080}{T}\right)} \quad (14)$$

$$\text{N}_2 \leftrightarrow 2\text{N} \quad k_7 = \frac{p_{\text{N}}^2}{p_{\text{N}_2}} = 1,8 \cdot 10^6 \cdot e^{\left(\frac{-54080}{T}\right)} \quad (15)$$

где p_i – парциальное давление компонента, обозначенного индексом i , МПа; T – температура реакции, К.

Представление этих реакций встречается во многих источниках, как наиболее вероятных при высоких температурах.

Вариант №1. Принимаем, что в состав продуктов сгорания входят следующие 11 компонентов: О, О₂, СО, СО₂, NO, N, N₂, H, H₂, OH, H₂O. К основному блоку реакций добавлена реакция:

$$\text{CO}_2 \leftrightarrow \text{CO} + \frac{1}{2} \text{O}_2 \quad k_1 = \frac{p_{\text{CO}} \cdot \sqrt{p_{\text{O}_2}}}{p_{\text{CO}_2}} = 2500 \cdot e^{\left(\frac{-33660}{T}\right)} \quad (16)$$

Вариант №2. Принимаем, что в состав продуктов сгорания входят следующие 12 компонентов: O, O₂, CO, CO₂, NO, N, N₂, H, H₂, OH, H₂O, NH. К основному блоку реакций добавлены реакции:

$$2\text{CO} + \text{O}_2 \leftrightarrow 2\text{CO}_2 \quad k_1 = \frac{p_{\text{CO}_2}^2}{p_{\text{CO}}^2 \cdot p_{\text{O}_2}} = \frac{29791}{T} + 0,000169 \cdot T - \frac{32400}{T^2} - 9,495 \quad (17)$$

$$\text{N}_2 + \text{O} \leftrightarrow \text{NO} + \text{N} \quad k_8 = \frac{p_{\text{NO}} \cdot p_{\text{N}}}{p_{\text{N}_2} \cdot p_{\text{O}}} = 4,36 \cdot e^{\left(\frac{-37745}{T}\right)} \quad (18)$$

$$\text{N} + \text{O}_2 \leftrightarrow \text{NO} + \text{O} \quad k_9 = \frac{p_{\text{NO}} \cdot p_{\text{O}}}{p_{\text{O}_2} \cdot p_{\text{N}}} = 4,2 \cdot e^{\frac{16130}{T}} \quad (19)$$

$$\text{N}_2 + \text{OH} \leftrightarrow \text{NO} + \text{NH} \quad k_{10} = \frac{p_{\text{NO}} \cdot p_{\text{NH}}}{p_{\text{N}_2} \cdot p_{\text{OH}}} = 9,4 \cdot e^{\left(\frac{-47215}{T}\right)} \quad (20)$$

$$\text{NH} + \text{O}_2 \leftrightarrow \text{NO} + \text{OH} \quad k_{11} = \frac{p_{\text{NO}} \cdot p_{\text{OH}}}{p_{\text{NH}} \cdot p_{\text{O}_2}} = 2,263 \cdot e^{\frac{25212}{T}} \quad (21)$$

Вариант №3. Принимаем, что в состав продуктов сгорания входят следующие 13 компонентов: O, O₂, CO, CO₂, NO, N, N₂, H, H₂, OH, H₂O, NH, C. Использовались те же реакции, что и варианте №2 с добавлением реакции:

$$\text{C} + \text{O}_2 \leftrightarrow \text{CO}_2 \quad k_{12} = \frac{p_{\text{CO}_2}}{p_{\text{C}} \cdot p_{\text{O}_2}} = 1,02 \cdot e^{\frac{47601}{T}} \quad (22)$$

Вариант №4. Принимаем, что в состав продуктов сгорания входят следующие 12 компонентов: O, O₂, CO, CO₂, NO, N, N₂, H, H₂, OH, H₂O, NH. Такие же реакции как и в варианте №2 с добавлением реакции:

$$\text{OH} + \text{CO} \leftrightarrow \text{CO}_2 + \text{H} \quad k_{12} = \frac{p_{\text{CO}_2} \cdot p_{\text{H}}}{p_{\text{OH}} \cdot p_{\text{CO}}} = 0,013 \cdot e^{\frac{11583}{T}} \quad (23)$$

Теоретические расчеты показали, что по численным значениям, характеру протекания графиков и времени нахождения решения для исследования экологических характеристик дизеля с впрыском воды, предпочтительным по составу химических реакций и сочетанию в них элементов является вариант №2.

В третьей главе представлены экспериментальная установка (Рисунок 2), методика и программа экспериментальных исследований, проведена оценка погрешностей измерения параметров дизеля, обработаны полученные результаты. На Рисунке 3 показано место установки распылителя воды. Исследование ОГ осуществлялось пятикомпонентным газоанализатором "Автотест 02 CO-CO₂-CH₄-O₂-NO_x-λ-T".

В четвертой главе выполнен сравнительный анализ теоретических и экспериментальных исследований, уточнена математическая модель расчета равновесного состава продуктов сгорания. Эксперименты, в соответствии с теоретическими исследованиями, проведены на режиме $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ с нагрузкой $p_e = 0,33$

ω_{1a} (50% от номинального значения p_e) и на режиме $n - 900 \text{ мин}^{-1}$ с нагрузкой $p_c = 0,4 \text{ МПа}$ (80% от номинального значения p_e).

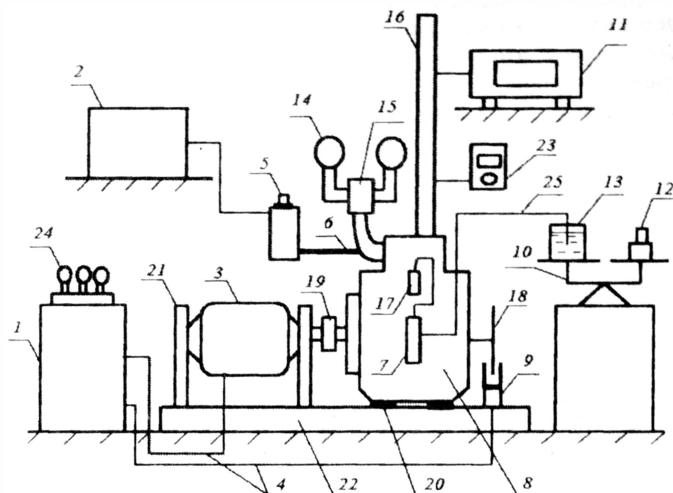


Рисунок 2. Экспериментальная установка (моторный стенд):

1 – пульт управления; 2 – компрессор; 3 – балансирующая машина (генератор постоянного тока); 4 – электрические провода; 5 – резервуар с водой; 6 – распылитель; 7 – топливный насос высокого давления; 8 – дизель; 9 – датчик частоты вращения коленчатого вала; 10 – весы; 11 – газоанализатор; 12 – гиря; 13 – емкость с топливом; 14 – счетчики расхода воздуха; 15 – впускной трубопровод; 16 – выпускная труба; 17 – топливная форсунка; 18 – диск; 19 – муфта; 20 – резиновая подушка; 21 – стойка; 22 – швеллер; 23 – цифровой мультитестер с термопарой; 24 – лампы накаливания; 25 – топливопровод.

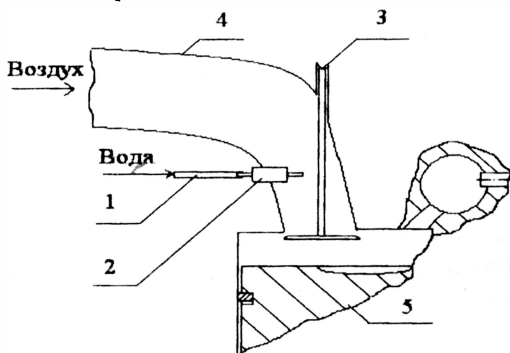
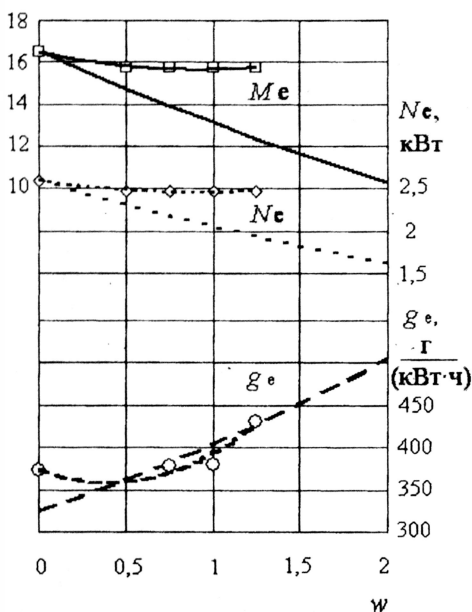


Рисунок 3. Схема установки распылителя воды:

1 – трубка подвода воды; 2 – распыляющее устройство; 3 – впускной клапан; 4 – впускной трубопровод; 5 – поршень.

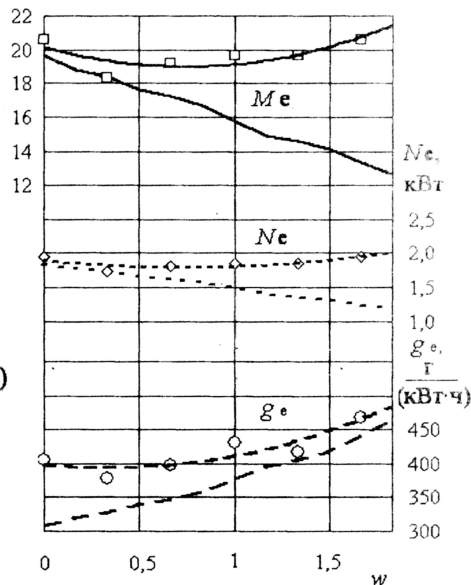
Анализ зависимостей эффективных показателей дизеля с впрыском воды во впускной трубопровод выявил на режиме $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ снижение крутящего момента и мощности на 5 % по сравнению с дизелем без впрыска воды (Рисунок 4). Удельный эффективный расход топлива g_e при подачах воды в диапазоне $0,5 < w \leq 1$ увеличивается на 2 %, а в диапазоне $1 < w \leq 2$ на 15,6 %. Это подтверждает теоретические выводы, о том, что вода увеличивает теплоемкость рабочего тела и приводит к ухудшению мощностных и экономических показателей. На режиме $n = 900 \text{ мин}^{-1}$ в диапазоне $0,5 < w < 1,3$ крутящий момент и мощность снижаются на 5 %. Удельный эффективный расход топлива с ростом значений подач воды в пределах от $w=0,5$ до $w<1$ увеличивается на 6 %. В диапазоне $1,5 < w \leq 2$ значения показателей M_e и N_e такие же как и у стандартного дизеля. Отсутствие ухудшения M_e и N_e объясняется тем, что при больших подачах воды для поддержания процесса сгорания увеличивалась цикловая подача топлива. Это подтверждает рост g_e на 6,3 – 16 % при увеличении подач воды от $w=1$ до $w=2$.

$M_e, \text{ Н} \cdot \text{м}$



а)

$M_e, \text{ Н} \cdot \text{м}$



б)

Рисунок 4. Расчетные и опытные зависимости эффективных показателей дизеля от относительной массы впрыскиваемой воды w ;

а) при $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$;

б) при $n = 900 \text{ мин}^{-1}$

Расчет: — — — — $M_e, \text{ Н} \cdot \text{м}$; - - - - $N_e, \text{ кВт}$; — — — — $g_e, \text{ г/(кВт} \cdot \text{ч)}$

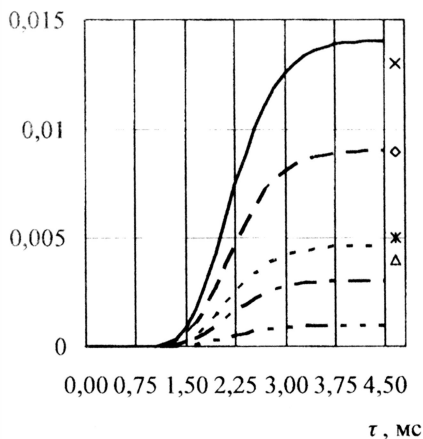
Опыт: —□— — $M_e, \text{ Н} \cdot \text{м}$; -◇- - $N_e, \text{ кВт}$; —○— — $g_e, \text{ г/(кВт} \cdot \text{ч)}$

Анализ зависимостей содержания оксида азота в ОГ показал, что с увеличением впрыска воды, происходит трех- четырехкратное снижение концентрации NO , в зависимости от режима (Рисунок 5). Время реакции образования оксида азота τ обычно не превышает 8...10 мс, после чего количество NO фиксируется на достигнутом в ходе реакции уровне и дальше уже не изменяется. Сравнительный анализ расчетных и опытных данных выявил, что длительность реакции на режиме $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ составляет 4,5 мс, на режиме $n = 900 \text{ мин}^{-1}$ 6 мс.

Анализируя опытные данные по содержанию оксида углерода в ОГ можно отметить снижение CO на обоих режимах в диапазоне $0 < w < 1$ (Рисунки 6 и 7).

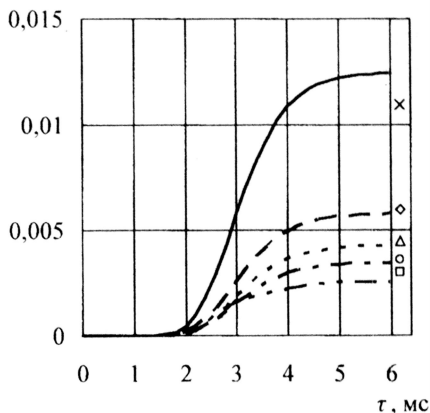
Здесь проявляется химический эффект активных радикалов OH и H способствующих активному окислению топлива. Увеличение $w \geq 1$ приводит к росту количества CO на обоих режимах вследствие большого содержания в свежем заряде воды, которая с этого момента начинает ухудшать процесс сгорания.

$[\text{NO}], \%$



а)

$[\text{NO}], \%$



б)

Рисунок 5. Расчетные и опытные зависимости содержания оксида азота в ОГ при впрыске воды;

а) при $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$;

б) при $n = 900 \text{ мин}^{-1}$;

Расчет: — — $w = 0$; — — — $w = 0,5$; - - - $w = 1$; — · — $w = 1,5$;

— · — — $w = 2$

Опыт: × — $w = 0$; ◇ — $w = 0,5$; Δ — $w = 1$; * — $w = 1,25$; ○ — $w = 1,5$; □ — $w = 2$

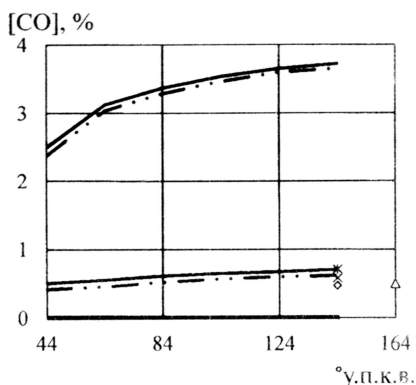
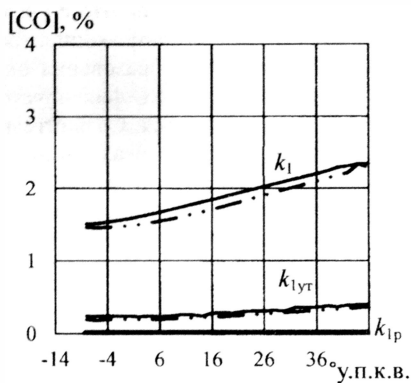


Рисунок 6. Расчетные и опытные зависимости содержания оксида углерода в ОГ дизеля при впрыске воды на режиме $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$;

Расчет: — — $w = 0$; — • • — — $w = 2$

Опыт: × — $w = 0$; ◇ — $w = 0,5$; △ — $w = 1$; † — $w = 1,25$

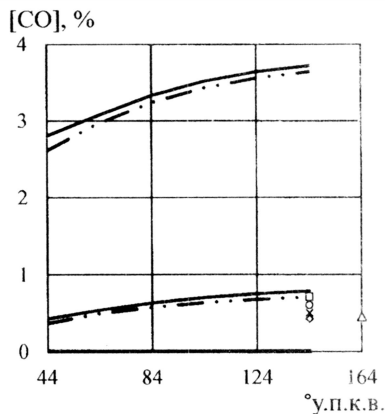
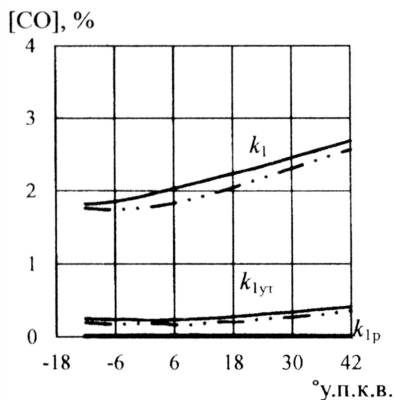


Рисунок 7. Расчетные и опытные зависимости содержания оксида углерода в ОГ дизеля при впрыске воды на режиме $n = 900 \text{ мин}^{-1}$;

Расчет: — — $w = 0$; — • • — — $w = 2$

Опыт: × — $w = 0$; ◇ — $w = 0,5$; △ — $w = 1$; ○ — $w = 1,5$; □ — $w = 2$

Содержание диоксида углерода в ОГ неоднозначное. На режиме $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ отмечено увеличение этого компонента в ОГ по мере роста w (Рисунки 8 и 9). На режиме $n = 900 \text{ мин}^{-1}$, наоборот, при увеличении впрыска воды отмечено снижение CO_2 . То есть можно отметить, что при частотах вращения коленчатого

Чем меньше номинальных происходит более полное сгорание топлива при впрыске воды, вследствие увеличения времени на фазовый переход вода пар.

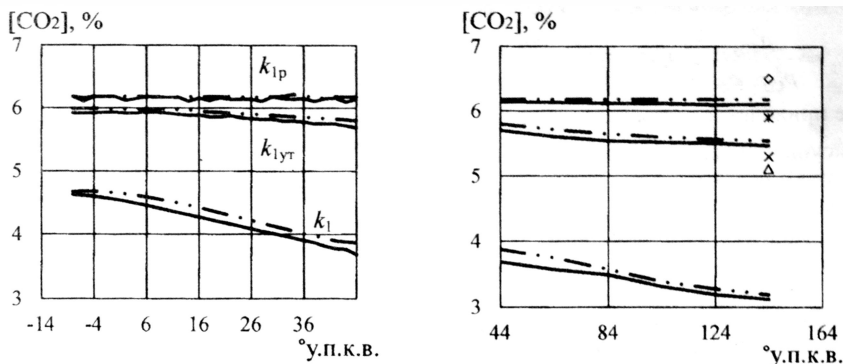


Рисунок 8. Расчетные и опытные зависимости содержания диоксида углерода в ОГ дизеля при впрыске воды на режиме $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$;

Расчет: — — — $w = 0$; — • — — $w = 2$

Опыт: × — $w = 0$; ◇ — $w = 0,5$; △ — $w = 1$; * — $w = 1,25$

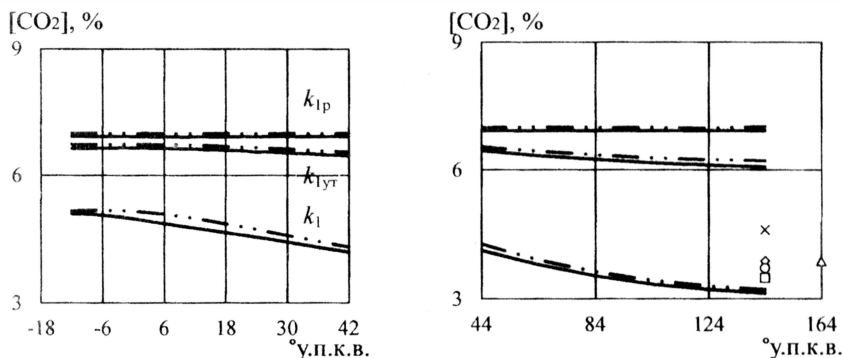


Рисунок 9. Расчетные и опытные зависимости содержания диоксида углерода в ОГ дизеля при впрыске воды на режиме $n = 900 \text{ мин}^{-1}$;

Расчет: — — — $w = 0$; — • — — $w = 2$

Опыт: × — $w = 0$; ◇ — $w = 0,5$; △ — $w = 1$; ○ — $w = 1,5$; □ — $w = 2$

Анализ расчетных зависимостей содержания оксида и диоксида углерода в ОГ выявил неадекватность рассмотренной математической модели по CO и CO₂ с опытными данными. Теоретические исследования показывают, что основное влияние на содержание CO и CO₂ в ОГ дизеля оказывает химическая реакция $2\text{CO} + \text{O}_2 \leftrightarrow 2\text{CO}_2$ и ее константа равновесия

$$k_1 = \frac{29791}{T} + 0,000169 \cdot T - \frac{32400}{T^2} - 9,495.$$

Расчет с использованием этой константы

приводит к завышенным значениям по выбросу СО и заниженным значениям по выбросу СО₂ в сравнении с экспериментальными данными (рисунки 6, 7, 8, 9 - зависимости с k_1). Расчеты проведенные по другой константе

$$k_{ip} = \frac{p_{CO_2}^2}{p_{CO}^2 \cdot p_{O_2}} = 9,45 \cdot 10^{-10} \cdot e^{\frac{68067}{T}}, \text{ найденной из формулы энергии Гиббса, также}$$

не приводят к сходимости результатов (Рисунки 6, 7, 8, 9 - зависимости с k_{ip}). На рисунках показаны зависимости СО и СО₂ при $w = 0$ и $w = 2$. Зависимости между $w = 0$ и $w = 2$ не показаны, так как протекают аналогично и расположены внутри диапазона $0 < w < 2$. Известно, что справочные данные по константам равновесия химических реакций получены в условиях мало связанных с условиями горения в ДВС и не всегда подходят для таких расчетов.

В результате приняв, с учетом погрешностей измерений, экспериментальные данные за истинные была доработана математическая модель. В математической модели исследована и предложена уточненная константа равновесия k_{lyt} , вместо константы k_1 , что раньше не учитывалось при расчетах вихрекамерных дизелей с впрыском воды во впускной трубопровод. Значение константы k_{lyt} было найдено с учетом логарифмических функций констант k_1 и k_{ip} (Рисунок 10). На основании полученных экспериментальных данных по выбросу СО, СО₂ и проведенных теоретических исследований, следует, что зависимость функции $\ln k_{lyt}$ должна находиться выше зависимости функции $\ln k_1$ и ниже зависимости $\ln k_{ip}$.

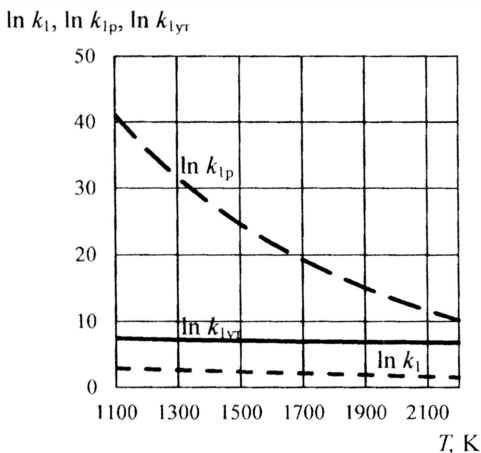


Рисунок 10. Логарифмические зависимости констант равновесия от температуры реакции

Методом наименьших квадратов, была получена аппроксимационная зависимость $k_{1yr} = 0,006878 \cdot T + \frac{1,422 \cdot 10^9}{T^2} + 562,5$. В результате расчеты проведенные с использованием этой константы повысили сходимость теоретических и экспериментальных данных по выбросу СО для обоих режимов, по выбросу СО₂ для режима $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ (Рисунки 6, 7, 8, 9 - зависимости с k_{1yr}).

В пятой главе проведен эколого-экономический расчет на примере малой дизельной электростанции (ДЭС), использующей дизель с впрыском воды во впускной трубопровод. Из расчета следует, что такая ДЭС может снизить суммарные платежи за выброс вредных веществ в окружающую среду.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Уточнена математическая модель расчета выброса вредных веществ в час-ти константы равновесия для вихрекамерного дизеля с впрыском воды.

2. Сходимость результатов расчета и эксперимента по выбросам вредных компонентов на номинальной частоте вращения коленчатого вала составила:

- по СО ($0,130 \div 0,164$)%;
- по СО₂ ($0,17 \div 0,29$)%;
- по NO ($0,00056 \div 0,00087$)%.

Разброс сходимости зависит от содержания воды w .

3. Показано, что впрыск воды приводит к уменьшению выбросов оксидов азота в 3-4, оксида углерода в 1,12 раза.

4. Эффективность впрыска воды на экологические и топливно-экономические показатели дизеля зависит от относительной массы подаваемой воды w . Необходимое количество воды должно находиться в диапазоне $0,5 < w \leq 1$.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИИ ОПУБЛИКОВАНО В РАБОТАХ:

1. Дмитриев С.В., Хлюпин В.Б. Оценка показателей дизеля при впрыскивании воды в цилиндр // Проблемы и перспективы развития авиации, наземного транспорта и энергетики «АНТЭ-07». Материалы межд. науч.-техн. конф. Казань: Изд-во КГТУ им. А.Н. Туполева. 2007. Т. II. С. 122-125. (0,13 п.л./0,07 п.л.).

2. Хлюпин В.Б. Стенд для исследования показателей дизеля при впрыскивании воды // Проблемы и перспективы развития авиации, наземного транспорта и энергетики «АНТЭ-07». Материалы межд. науч.-техн. конф. Казань: Изд-во КГТУ им. А.Н. Туполева. 2007. Т. II. С. 191-194. (0,14 п.л.).

3. Дмитриев С.В., Хлюпин В.Б. Сборка стенда для исследования показателей дизеля при впрыскивании воды во впускной коллектор // Известия МГТУ «МАМИ». 2008. №2. С. 255-259. (0,27 п.л./0,15 п.л.).

4. Дмитриев С.В., Хлюпин В.Б. Определение равновесного состава продуктов сгорания при впрыскивании воды в цилиндр дизеля // III Камские чтения: межрегиональная науч.-практ. конф. Сборник докладов. Набережные Челны: Изд-во КамГИЭА. 2011. Часть 3. С. 152-154. (0,11 п.л./0,06 п.л.).

5. Хлюпин В.Б. Влияние впрыска воды в дизель на содержание токсичных веществ // Автомобиль- и тракторостроение в России: приоритеты развития и подготовка кадров. Сборник материалов 77-й межд. науч.-техн. конф. Москва: Изд-во МГТУ «МАМИ». 2012. Кн. 2. С. 235-241. (0,21 п.л.).

6. Дмитриев С.В., Хлюпин В.Б. Экспериментальные исследования дизеля с впрыском воды в воздухозаборный трубопровод // Инженерная мысль машиностроения будущего. Сборник материалов Всероссийской молодежной науч.-практ. конф. с международным участием. Екатеринбург: УрФУ им. Б.Н. Ельцина. 2012. С. 402-406. (0,18 п.л./0,1 п.л.).

7. Дмитриев С.В., Хлюпин В.Б. Влияние впрыска воды в дизель на содержание оксида и диоксида углерода // Леса России и хозяйство в них. Материалы X юбилейной науч.-техн. конф. «Проблемы и достижения автотранспортного комплекса». Екатеринбург: УГЛТУ. 2012. № 1-2. С. 95-97. (0,11 п.л./0,06 п.л.).

8. Дмитриев С.В., Хлюпин В.Б. Математическая модель расчета продуктов сгорания дизеля с впрыском воды в воздухозаборный трубопровод // Научно-технический вестник Поволжья. Казань: НТВП. 2013. №1. С. 166-169. (0,18 п.л./0,1 п.л.).

9. Дмитриев С.В., Хлюпин В.Б. Уточнение математической модели расчета продуктов сгорания дизеля с впрыском воды в воздухозаборный трубопровод // Научно-технический вестник Поволжья. Казань: НТВП. 2013. №1. С. 170-173. (0,19 п.л./0,1 п.л.).

10. Никишин В.Н., Хлюпин В.Б. Анализ экспериментальных исследований дизеля с впрыском воды в воздухозаборный трубопровод // Современная техника и технологии: проблемы, состояние и перспективы: Сборник докл. III Всероссийской науч.-техн. конф. Рубцовск. 2013. С. 33-38. (0,17 п.л./0,1 п.л.).

11. Никишин В.Н., Хлюпин В.Б. Впрыск воды в цилиндры дизелей // Современная техника и технологии: проблемы, состояние и перспективы: Сборник докл. III Всероссийской науч.-техн. конф. Рубцовск. 2013. С. 38-42. (0,22 п.л./0,11 п.л.).

12. Никишин В.Н., Хлюпин В.Б. Теоретические исследования дизеля с впрыском воды в воздухозаборный трубопровод // Современная техника и технологии: проблемы, состояние и перспективы: Сборник докл. III Всероссийской науч.-техн. конф. Рубцовск. 2013. С. 42-45. (0,16 п.л./0,1 п.л.).

13. Никишин В.Н., Хлюпин В.Б. Анализ экологических показателей дизеля с впрыском воды во впускной трубопровод // Актуальные вопросы развития науки: Сборник докл. межд. конф. Уфа. 2014. С. 193-196. (0,15 п.л./0,1 п.л.).

14. Никишин В.Н., Хлюпин В.Б. Перспективы применения вихрекамерных дизелей // Актуальные научные достижения - 2014: Сборник докл. X межд. науч.-практ. конф. Прага. 2014. С. 41-45. (0,16 п.л./0,1 п.л.).

Подписано в печать 03.12.2015 г.
Формат 60х84/16. Бумага офсетная. Печать ризографическая
Уч.-издл. 1,0 Усл.-печ.л. 1,0 Тираж 100 экз.
Заказ № 664

Издательско-полиграфический центр
Набережночелнинского института
Казанского (Приволжского) федерального университета

423810, г. Набережные Челны, Новый город, проспект Мира, 68/19
тел./факс (8552) 39-65-99 e-mail: ic-nchi-kpfu@mail.ru