

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Тольяттинский государственный университет»
Институт машиностроения
(наименование института полностью)

Кафедра «Энергетические машины и системы управления»
(наименование)

13.04.03 «Энергетическое машиностроение»
(код и наименование направления подготовки)

Энергетические комплексы и системы управления
(направленность (профиль))

ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА (МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ)

на тему Концепция низкотоксичной работы бензинового двигателя в
условиях городского цикла

Студент

Леонид Константинович Волик

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Научный
руководитель

к.т.н., доцент, В.В. Смоленский

(ученая степень, звание, И.О. Фамилия)

Тольятти 2021

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	3
Глава 1 Изучение литературы для выявления концепции низкотоксичной работы бензинового двигателя в условиях городского цикла	6
1.1 Автомобили: загрязнение окружающей среды, законодательство о выбросах и последние тенденции	6
1.2 Обзор работы PhD Denis Andrianov «Сведение к минимуму расхода топлива и выбросов при холодном запуске двигателя, заправленного бензином»	21
1.3 Обзор работы PhD Ajtay, Delia Elisabeta «Модальная модель выбросов загрязняющих веществ дизельными и бензиновыми двигателями»	34
1.4 Обзор работы PhD Thorsten Hergemöller «Оптимизация режима работы двигателя и выбросов выхлопных газов при запуске и прогреве бензинового двигателя с наддувом вторичного воздуха»	42
1.5 Обзор работы PhD Markus Schilling «Рабочие стратегии для снижения выбросов в бензиновых двигателях с процессами сгорания с распылителем»	47
Глава 2 Описание экспериментального оборудования	54
ГЛАВА 3 Обзор проведенных экспериментальных исследований с целью возможности создания концепции низкотоксичной работы бензинового двигателя в условиях городского цикла	57
3.1 Результаты экспериментальных исследований на УИТ-85 ...	57
3.2 Результаты экспериментальных исследований на ВАЗ-2111	60
Глава 4 Разработки концепции низкотоксичной работы бензинового двигателя в условиях городского цикла	64
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	71
СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ.....	73

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность работы и научная значимость настоящего исследования.

Двигатель внутреннего сгорания также внесет свой вклад в поддержание индивидуальной мобильности в будущем, поскольку диапазон транспортных средств с батарейным питанием значительно ограничен по сравнению с транспортными средствами с двигателем внутреннего сгорания. Кроме того, до сих пор недостаточно прояснен вопрос устойчивого производства и обеспечения необходимой электрической энергией [10; 11]. Даже после более чем 125 лет непрерывного совершенствования автомобилей и различных форм двигателей внутреннего сгорания, особенно поршневых двигателей с возвратно-поступательным движением, у них все еще есть потенциал для повышения эффективности и снижения выбросов загрязняющих веществ.

Кроме того, важно улучшить отношение к остаточному газу, особенно при сменном режиме работы или в обедненных рабочих зонах, поскольку это недорогой способ снижения содержания оксидов азота. Контроль остаточного содержания газа в камере сгорания является необходимым предварительным условием. В прошлом исследования в этом отношении в основном проводились в области гомогенного воспламенения от сжатия, в основном за счет изменений в клапанной системе. В области обычных гомогенных стехиометрических процессов сгорания вариативность клапанного механизма в основном используется для уменьшения дросселирования в диапазоне частичной нагрузки и для увеличения заряда в диапазоне полной нагрузки [8; 24; 43; 51; 85].

Разработка концепции низкотоксичной работы бензинового двигателя в условиях городского цикла при современном развитии двигателестроения показывает актуальность данной работы.

Объект исследования.

Бензиновый ДВС с искровым зажиганием.

Предмет исследования.

Концепция низкотоксичной работы бензинового двигателя в условиях городского цикла.

Целью работы является разработка концепции низкотоксичной работы бензинового двигателя в условиях городского цикла.

Гипотеза исследования состоит в том, что токсичность в ДВС определяется условиями воспламенения и сгорания смеси в цилиндре двигателя.

Достижение поставленной цели обеспечивается решением **следующих задач:**

1. провести обзор проблемных источников и наработать материал для разработки концепции низкотоксичной работы бензинового двигателя в условиях городского цикла;
2. разработать концепцию низкотоксичной работы бензинового двигателя в условиях городского цикла.

Методы исследования.

Метод экспериментального исследования, метод статистической обработки результатов эксперимента и моделирования рабочего процесса.

Научная новизна исследования заключается в предложенной концепции низкотоксичной работы бензинового двигателя в условиях городского цикла.

Личное участие автора состоит в том, что автор принимал непосредственное участие в формировании аналитического обзора по направлению исследований, а также в анализе экспериментальных данных и полученных на основании анализа практических рекомендаций и выводов.

Апробация и внедрение результатов работы велись в течении всего исследования. Его результаты докладывались на следующих конференциях и семинарах:

- на семинарах кафедры «Энергетические машины и системы управления» в 2020 и 2021 г.
- международная научно-практическая конференция «Перспективы развития науки и образования», Россия, г. Тамбов, 30 апреля 2021 г.
- опубликована одна научная статья: Волик, Л.К. Влияние угла опережения зажигания на термодинамические характеристики рабочего процесса на примере одноцилиндровой установки УИТ-85 / Смоленский В.В., Свешников А.Е., Волик Л.К., Воробьева С.В., Гумяров Р.Р., Карадулев А.В. //Научный альманах 2021 · N 4-2(78). С.110-114

На защиту выносятся:

- Концепция низкотоксичной работы бензинового двигателя в условиях городского цикла.

Структура магистерской диссертации.

Диссертации состоит из введения, 4 глав, заключения с основными результатами и выводами, содержит 54 рисунка, 4 таблицы, списка использованных источников (94 источника). Основной текст изложен на 82 страницах.

Глава 1 Изучение литературы для выявления концепции низкотоксичной работы бензинового двигателя в условиях городского цикла

1.1 Автомобили: загрязнение окружающей среды, законодательство о выбросах и последние тенденции

Движение автотранспорта - один из важнейших источников загрязнения воздуха во всем мире. Исследование [51] показывает, что автомобильный транспорт является основным источником загрязнения воздуха в мегаполисах, причем в половине из них это единственный наиболее важный источник. С 1950 года мировой автопарк вырос в десять раз и, по оценкам, снова удвоится в течение следующих 20-30 лет [56]. По мере расширения городов все больше людей будут ездить на большем количестве транспортных средств на большие расстояния и в течение более длительного времени. Таким образом, выбросы, вызываемые автомобильным движением, необходимо отслеживать и контролировать.

В Европе издано несколько директив по ужесточению уровней выбросов. Первым регламентом выбросов легковых автомобилей была директива 70/220 / ЕЕС, а для выбросов тяжелых транспортных средств первая директива была выпущена в 1998 году. Первые обязательные европейские уровни выбросов для транспортных средств были установлены стандартами Евро-1, введенными в документе 91/441 /. Директива ЕЕС. Следовательно, стандарт Евро-2 был установлен в рамках директивы 94/12 / ЕЕС, а стандарт Евро-3 - директивой 98/69 / ЕГ. В настоящее время стандарт Евро-4 вступит в силу в 2006 году.

В Швейцарии первые ограничения выбросов были введены в 1971 году путем принятия правил ЕЭК / ООН. Чтобы достичь целевых показателей качества воздуха в соответствии с правилами ЕЭК, в 1982 году были введены более строгие лимиты выбросов. Эти правила для лимитов были разработаны

в рамках «Стокгольмской группы» ЕАСТ. В 1987 году были введены в действие следующие правила, названные FAV1, путем установления первых предельных значений выбросов для автомобилей с дизельным двигателем и требования о трехкомпонентном каталитическом нейтрализаторе для автомобилей с бензиновым двигателем. Жесткие требования к частицам дизельных транспортных средств были установлены в 1998 году в рамках FAV2. С 1996 года в Швейцарии были приняты европейские законодательные нормы.

Чтобы проверить выполнение законодательных требований по выбросам, тестируемые автомобили помещаются на динамометрический стенд и проходят определенный ездовой цикл.

Европейский законодательный цикл (известный как NEDC - New European Driving Cycle) состоит из искусственно созданных временных рядов скорости движения с низкой динамикой (см. Рисунок 1). Он содержит синтетический образец городского движения (называемый ECE или UDC - городской цикл вождения) и образец вождения за городом (известный как EUDC - дополнительный городской цикл вождения).

До принятия стандарта Евро-3 процедура заключалась в том, что транспортное средство запускалось с холодным двигателем и выполнялась 40-секундная фаза холостого хода для прогрева двигателя перед началом измерений. С введением стандарта Евро-3 этот период предварительного кондиционирования был исключен. Таким образом, выбросы измеряются с самого начала холодного пуска, что значительно усложняет достижение уровня Евро-3, чем стандарта Евро-2.

Этот новый цикл, в котором пропускается 40-секундная фаза холостого хода, называется NEDC 2000 (Новый европейский ездовой цикл 2000) или MVEG (Европейская группа по выбросам автотранспортных средств).

В Соединенных Штатах действуют другие стандарты выбросов, а в Калифорнии - еще более строгие требования. Цикл FTP-75 (Федеральная процедура тестирования) используется в США в качестве законодательного

цикла (рисунок 2). Первые 505 секунд этого теста запускаются при холодном двигателе и представляют собой первую часть этого цикла. Тест продолжается еще 867 секунд, после чего автомобиль выключается. Через десять минут первая часть повторяется на прогретом двигателе.

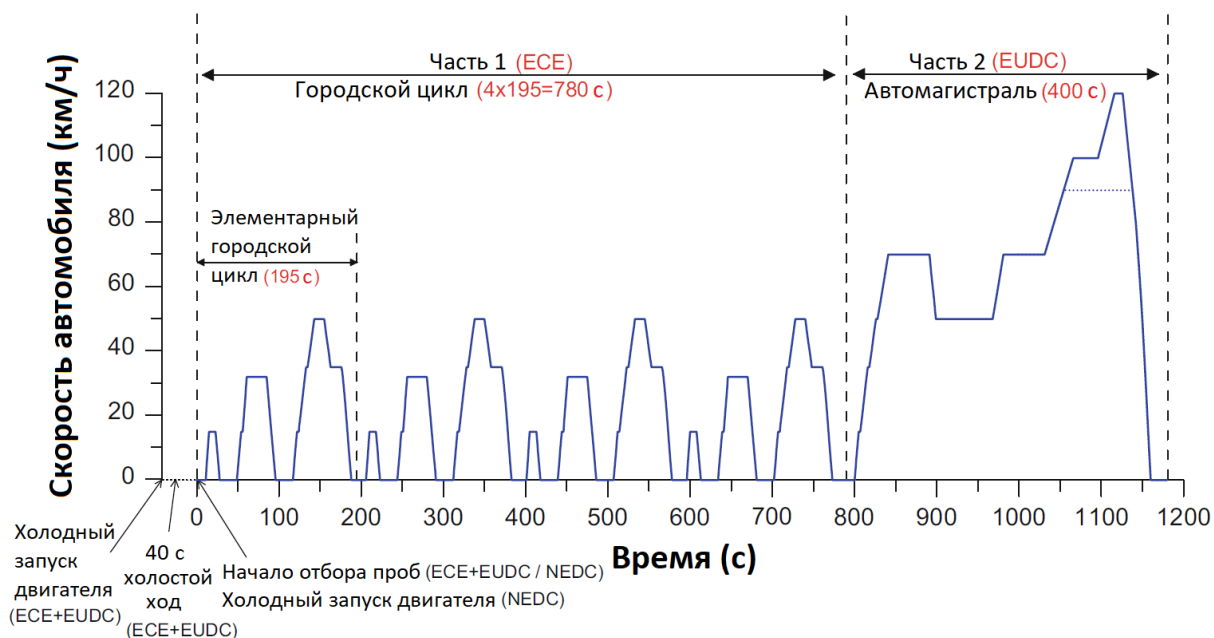


Рисунок 1 – Профиль скорости ездового цикла ECE + EUDC / NEDC, действующего в ЕЭС/ЕС с 1970 по 2017 год (пунктирная линия обозначает маломощную версию цикла). Допускается допуск ± 2 км / ч между указанной и теоретической скоростью, а также допуск по времени ± 1 с при определенных операциях в течение цикла.

Эффективные автомобили 2000 модельного года должны быть дополнительно испытаны в соответствии с двумя дополнительными федеральными процедурами испытаний (SFTP), разработанными для устранения недостатков в FTP-75 в представлении: (1) агрессивного, высокоскоростного вождения (цикл US06) и (2) использование кондиционера (цикл SC03).

В Калифорнии LA92 – это динамометрический график движения для легковых автомобилей, разработанный Калифорнийским советом по воздушным ресурсам (рисунок 3). Это более агрессивный ездовой цикл, чем федеральный FTP-75. У него более высокая скорость, более высокое

ускорение, меньшее количество остановок на километр и меньшее время простоя.

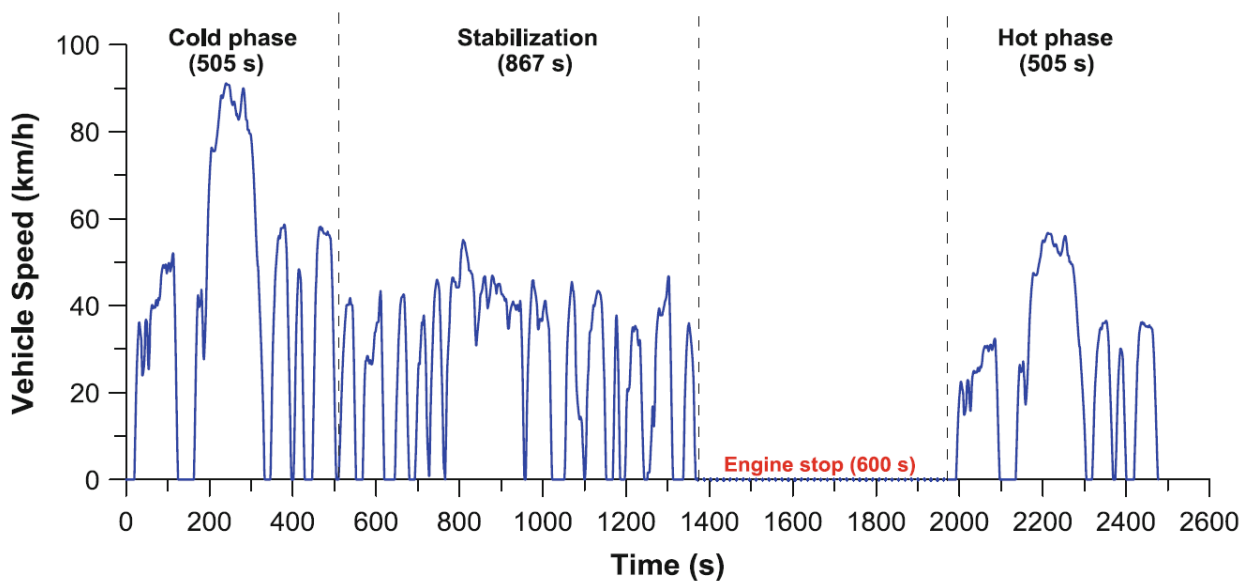


Рисунок 2 – Профиль скорости ездового цикла U.S. FTP-75

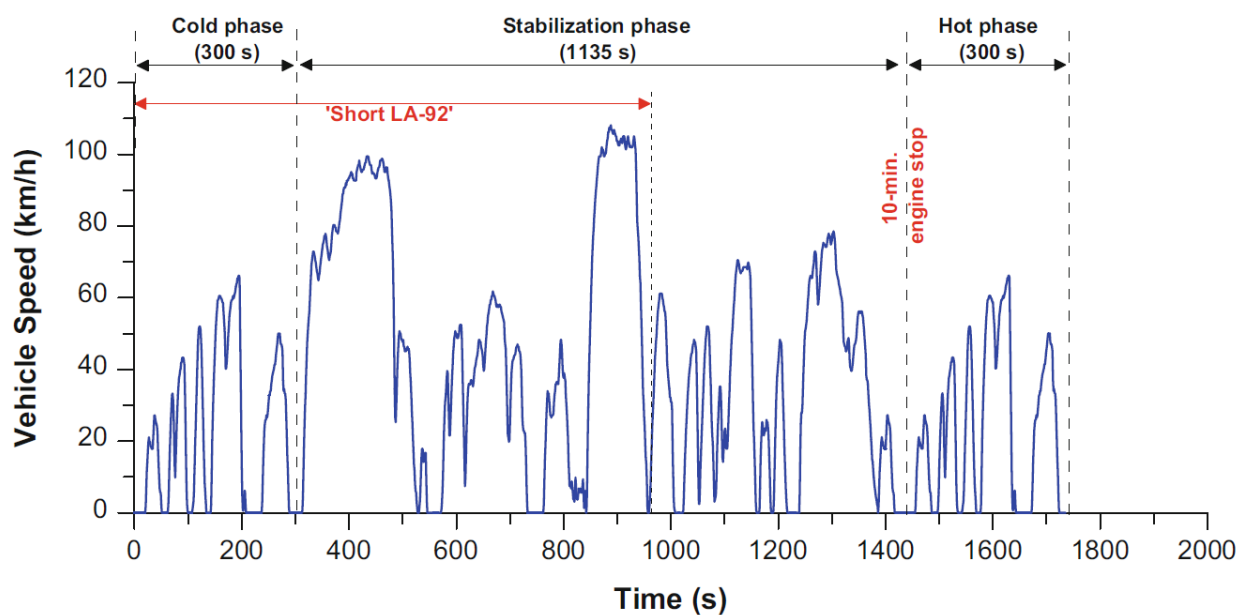


Рисунок 3 – Профиль скорости ездового цикла California LA-92 (40 CFR 86)

Большинство реальных выбросов генерируется во время переходных фаз, таких как фазы сильного ускорения, замедления или переключения передач. Как европейские, так и американские законодательные циклы имеют довольно низкие уровни максимальной скорости и ускорения, что

вызывает большие расхождения между выбросами при сертификационных испытаниях и выбросами в реальных ситуациях [21]. Поэтому эти стандартные ездовые циклы не являются репрезентативными для реального поведения и, следовательно, для соответствующих им уровней выбросов.

Около 20 лет природоохранные агентства, такие как Швейцарское агентство по лесам, окружающей среде и ландшафту (SAEFL), Агентство по охране окружающей среды (EPA) в Соединенных Штатах и т. д., следят за успехом правил выбросов. Однако развитие транспортных технологий (в основном, электронных систем управления двигателем) привело к увеличению разницы между выбросами в ходе законодательных испытаний и выбросами при реальном вождении. Таким образом, законодательные циклы больше не являются репрезентативными для реального поведения водителя и, следовательно, для оценки загрязняющих веществ. Поэтому использование реальных ездовых циклов является одним из ключевых вопросов при инвентаризации выбросов.

В рамках SAEFL на швейцарских дорогах была проведена обширная кампания по измерению, чтобы определить реальное поведение вождения [22]. Автомобили, оборудованные устройствами регистрации скорости и времени, управлялись специальными водителями, которым велели следить за движением транспорта. Во время этой измерительной кампании было зарегистрировано и проанализировано с помощью статистических средств 759'299 секунд стиля вождения.

Записанные данные были разделены на модели вождения на основе различных характеристик дороги. Для этого были определены 14 параметров, описывающих тип дороги: средняя скорость движения, знак изменения средней скорости во время схемы движения, стандартное отклонение скорости, уклон дороги, процент времени с постоянной скоростью, процент времени с нулевой скоростью, длина схемы проезда и т. д.

Посредством кластерного анализа были отобраны 12 моделей вождения, которые наиболее репрезентативны для поведения вождения в

Швейцарии, для разработки нового набора из 4 реальных ездовых циклов. Каждый из этих циклов содержит три таких модели вождения. Соответствующие им временные ряды скоростей изображены на рисунке 4.

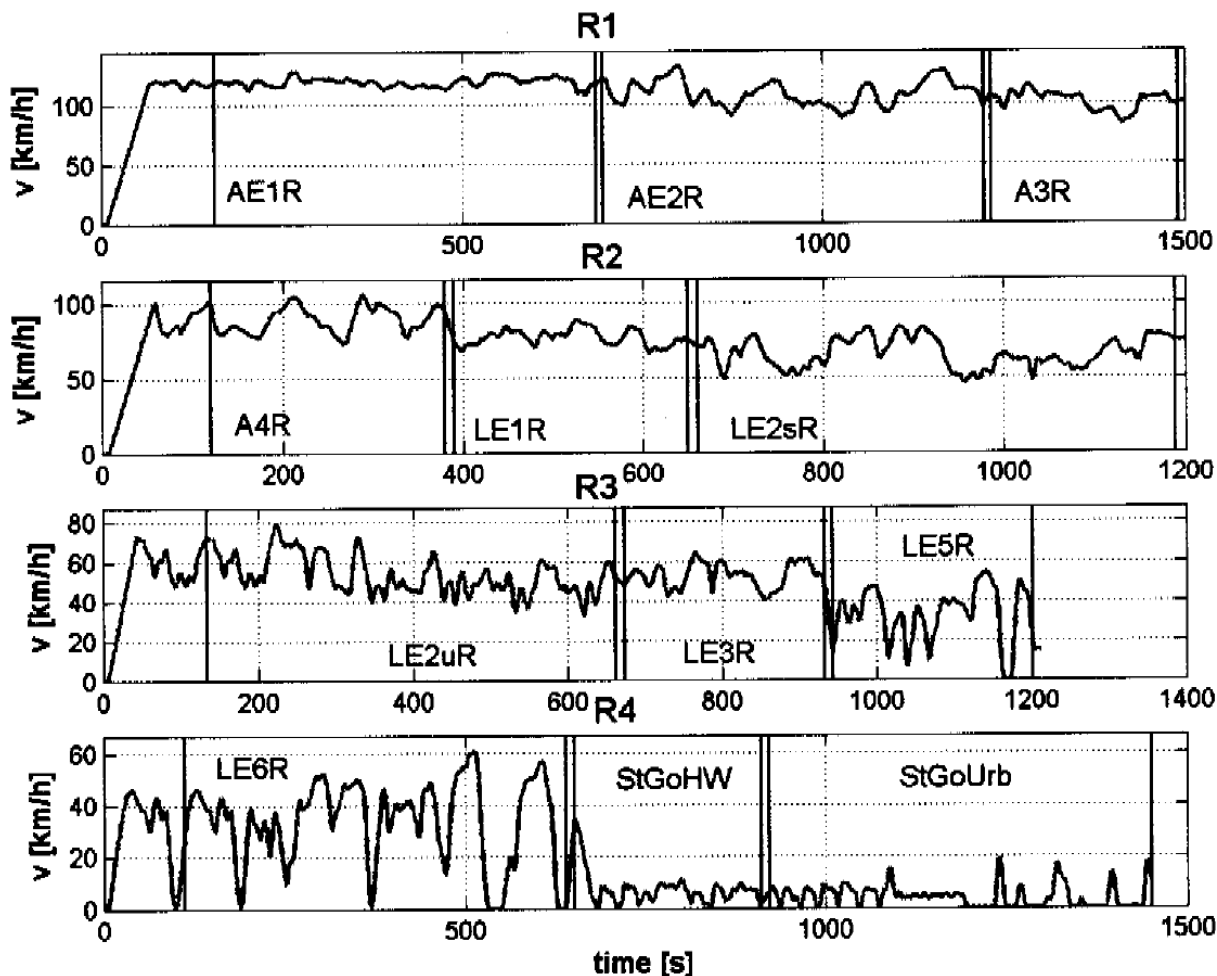


Рисунок 4 – Профили скорости швейцарских реальных ездовых циклов R1, R2, R3, R4.

Цикл R1 состоит из трех ситуаций движения по автомагистрали: AE1R, AE2R и AE3R. Цикл R2 включает участок автострады A4R и два компонента для движения по сельской местности, LE1R и LE2sR. Цикл R3 состоит из вождения LE2uR в сельской местности и LE3R и LE5R вождения по городу. Наконец, R4 состоит из городского движения LE6R, шоссе и городского движения с остановками и остановками, StGoHW и StGoUrb.

В рамках европейской исследовательской программы ARTEMIS (Оценка и надежность моделей транспортных выбросов и систем инвентаризации) был разработан еще один реальный ездовой цикл, названный Common ARTEMIS Driving Cycle (CADC) [9]. Цель заключалась в том, чтобы создать общий цикл для всех партнеров ARTEMIS, подходящий как для сумок, так и для мгновенных измерений и представительный для реальных условий вождения европейских автомобилей.

Используя швейцарские данные, данные другого многонационального проекта ([10]) и дополнительные данные, зарегистрированные в Неаполе, с помощью факторного анализа и инструментов кластеризации были идентифицированы 14 европейских моделей вождения: перегруженный город, плотный город, город с низкой скоростью, город с низкой скоростью. свободный поток, городская неустойчивая дорога, второстепенные дороги неустойчивые, второстепенные сельские дороги, сельские дороги с постоянной скоростью, главная дорога неустойчивая, главная дорога с постоянной скоростью, автомагистраль неустойчивая и автомагистраль с постоянной скоростью.

CADC разделен на три основные части, которые учитывают совокупные категории дорог: городские, сельские (т.е. загородные) и автомагистрали (рисунок 5). Каждая из этих частей содержит 4 или 5 субциклов, которые можно отнести к определенной «подкатегории» дороги, что позволяет, таким образом, дезагрегировать уровни выбросов в различных условиях движения. Три основные части независимы друг от друга, и каждая из них включает в себя этапы до и после кондиционирования.

В отличие от циклов R1-R4, которые следуют фиксированной, предопределенной стратегии NEDC, CADC рассматривает четыре стратегии переключения передач в зависимости от технических характеристик транспортных средств (мощность, масса, передаточные числа).

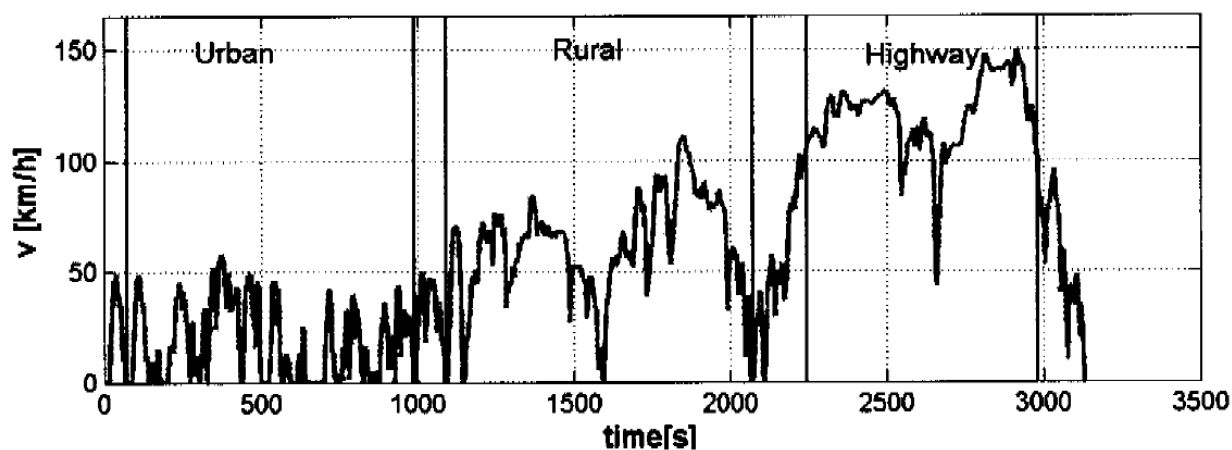


Рисунок 5 – Профили скорости ездовых циклов CADC

Гораздо более реалистичным, хотя никогда не законодательно закрепленным, но часто используемым в исследовательских исследованиях подходом к моделированию реальных условий вождения в Европе, были циклы ARTEMIS. Они были разработаны в рамках европейского исследовательского проекта ARTEMIS (Оценка и надежность моделей транспортных выбросов и систем инвентаризации), финансируемого Европейской комиссией в рамках 5-й рамочной исследовательской программы DG TREN [26]. В течение 5,5 лет данные о реальных условиях вождения были собраны с временными интервалами в 1 секунду в четырех европейских странах в рамках исследовательских проектов DRIVE-MODEM7 [27]) и NYZEM8 [12]. В частности, во Франции, Великобритании, Германии и Греции было отслежено 77 транспортных средств с приборами в течение 2000 дней, 10 300 поездок, 88 000 км и 2200 часов вождения.

С целью развития цикла в рамках поездок определялись элементарные периоды или кинематические сегменты с однородными размерами (расстояние от нескольких сотен метров на малых скоростях до нескольких километров на высоких скоростях). Эти кинематические сегменты характеризовались их продолжительностью холостого хода и перекрестным распределением мгновенных скоростей и ускорений. Затем были использованы анализ соответствия (на основе расстояния хи-квадрат) и инструменты кластеризации для классификации сегментов в соответствии с

их распределением скорости / ускорения. В конце концов, было разработано три основных цикла, учитывающих 12 различных типичных условий вождения, фактически формирующих субциклы внутри цикла: городской, сельский и автомобильный; последняя выражалась в двух вариантах: максимальной скорости автомобиля 130 и 150 км/ч [26]. Профили скорости этих трех основных циклов показаны на рисунке 1.6.

Каждый цикл длится примерно 1000 с, при этом увеличивается средняя скорость, скорость движения и максимальная скорость, а максимальное ускорение и время холостого хода уменьшаются при переходе от города к сельской местности к участкам автомагистрали. На рисунке 6 можно выделить три класса загруженного городского движения (средняя скорость от 10 до 16 км/ч). Городское вождение без движения описывается в двух классах (26 и 32 км/ч). Три класса со скоростями от 44 до 64 км/ч соответствуют вождению по второстепенным дорогам или в пригородных зонах, два класса обычно соответствуют вождению по основным дорогам, а два класса описывают движение по автомагистралям (средние скорости 115 и 124 км/ч). Были также рассчитаны типичные стратегии использования коробки передач, позволяющие отслеживать ездовые циклы с точки зрения технических характеристик транспортных средств и воспроизводить фактическое поведение водителя [26].

На рисунке 7 показана полная версия цикла ARTEMIS для случая максимальной скорости автомобиля 150 км/ч. Этот цикл длится более 50 минут, что соответствует пройденному расстоянию более 50 км, что делает его одним из самых длинных как по продолжительности, так и по пройденному расстоянию среди циклов шасси-динамометр. В отличие от NEDC, это настоящий переходный цикл, состоящий из реальных данных вождения, а не только из конкретных режимов движения.

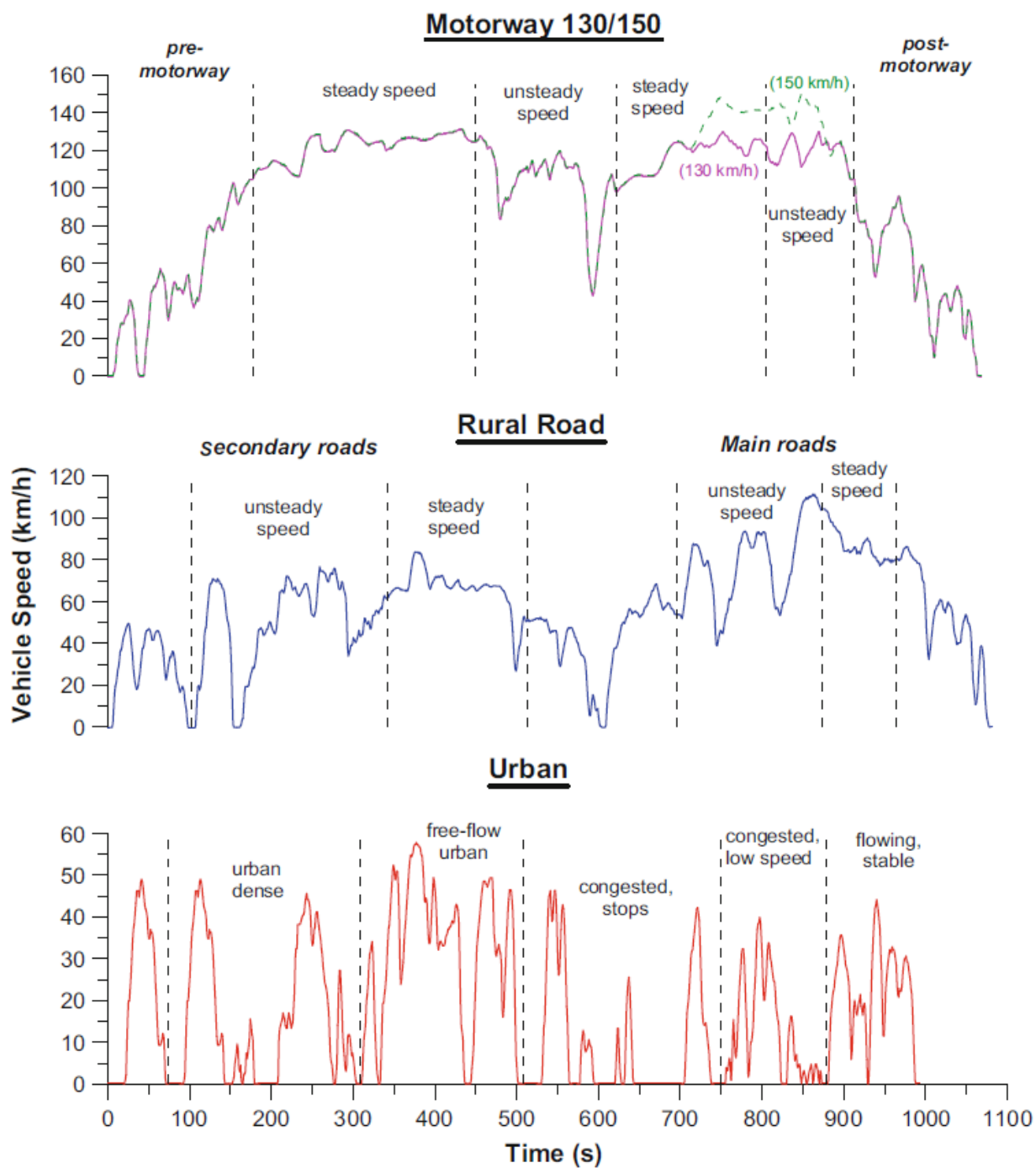


Рисунок 6 – Профили скорости ездовых циклов городских, сельских дорог и автомагистралей проекта ARTEMIS с привязкой к их структуре, охватывающей типичные условия движения (относительно различных включенных условий движения)

Сравнивая характеристик циклов ARTEMIS с данными NEDC, становится ясно, что циклы ARTEMIS намного жестче, с более частыми и крутыми ускорениями и более высокими скоростями транспортных средств.

Гораздо более реалистичный профиль скорости с почти полным отсутствием фаз установившейся скорости также устанавливается из рисунка 6.

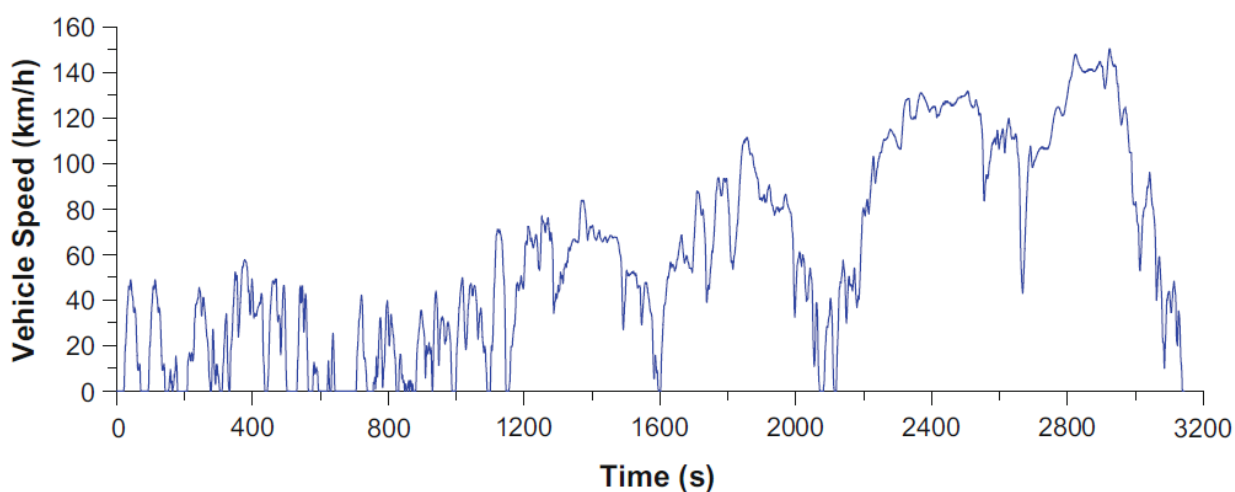


Рисунок 7 – Скоростной профиль полной версии ездового цикла Artemis-project

Аналогичными реальными ездовыми циклами являются циклы модальных выбросов (MEC01), разработанные исследовательской группой из Калифорнии [16], цикл для района Гонконга [74] или городской ездовой цикл Стамбула [27].

Хотя реальные циклы представляют собой значительное улучшение репрезентативных коэффициентов выбросов, они не могут учитывать распределение стилей вождения, различные нагрузки транспортного средства или уклоны дороги.

Сегодня двигатели с искровым зажиганием (SI), которые в основном используются в легковых автомобилях и малотоннажных фургонах, оснащены системами многоточечного впрыска, использующими впрыск топлива через порт (PFI). Используется трехкомпонентный катализатор с точным контролем соотношения воздух-топливо (лямбда-зонд) при стехиометрических условиях для одновременного ограничения CO, HC и NO_x (рисунок 8).

Альтернативная технология прямого впрыска бензина (GDI) основана на стратифицированном заряде обедненной смеси, в первую очередь направленном на снижение расхода топлива. Рециркуляция выхлопных газов (EGR) для контроля NO_x обычно применяется в обоих вариантах SI уже много лет. Альтернативные виды топлива, в основном в виде этанола, также используются во многих странах (Бразилия, США, Швеция) либо в качестве основного топлива (например, E85, что означает 85% этанола, смешанного с 15% бензина), либо в меньших количествах бензина 5–10%, соответственно. Для тяжелых двигателей SI на газовом топливе обычно используются природный газ (NG) и сжиженный нефтяной газ (LPG).

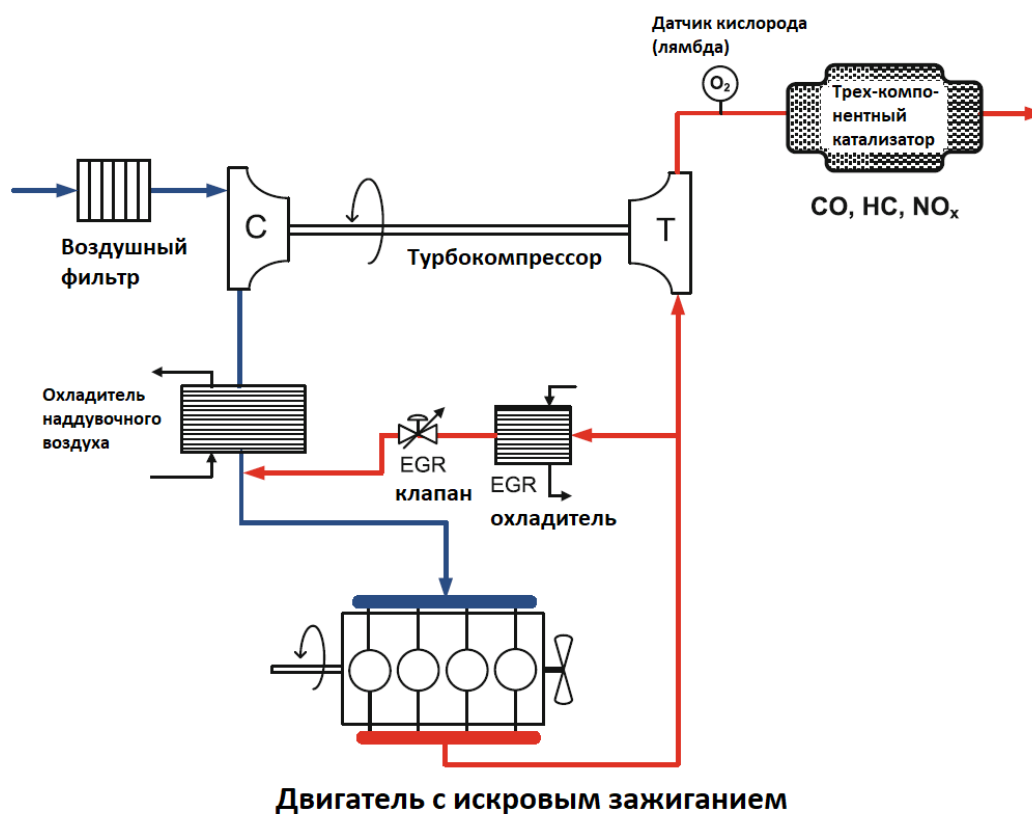


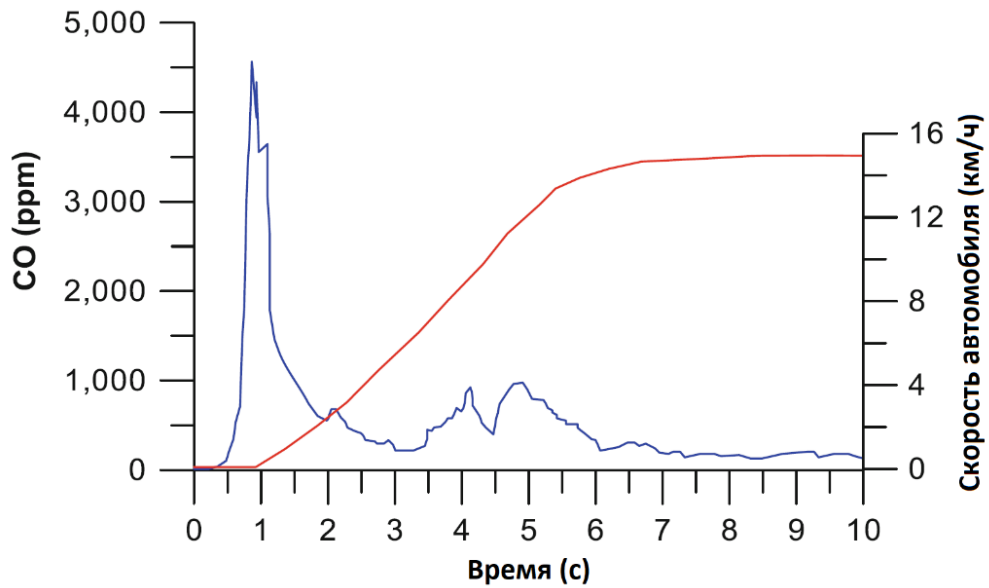
Рисунок 8 – Современный автомобильный двигатель SI с турбонаддувом, системой рециркуляции выхлопных газов для контроля NO_x и трехкомпонентным катализатором с лямбда-зондом

Для бензиновых двигателей легковых автомобилей точное управление подачей топлива во время переходных процессов традиционно было

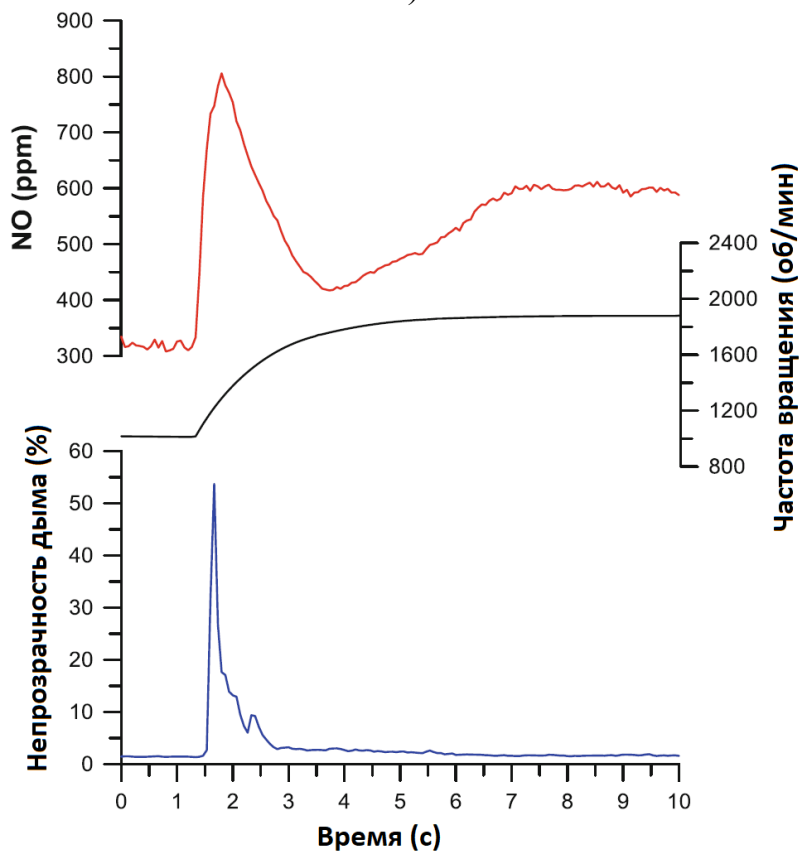
затруднено из-за неточностей в прогнозировании расхода воздуха и топлива при быстро меняющихся условиях дроссельной заслонки. Из-за динамики воздуха и топлива, например, испарения топлива во впускном коллекторе и поведения воздушного потока, а также временной задержки между измерением расхода воздуха и впрыском рассчитанной массы топлива, временные отклонения от стехиометрических соотношений происходят во время переходных процессов, которые может вызвать колебания двигателя, плохую управляемость и увеличение токсичных выбросов. Это показано на рисунке 9а, который иллюстрирует пик выбросов СО во время резкого ускорения транспортного средства, приводимого в движение двигателем SI с впрыском топлива. Обогащение (считающейся гомогенной) смеси при резком открытии дроссельной заслонки во время резких ускорений приводит к значительному увеличению выбросов СО (и HC) из-за смесей ниже стехиометрических. Более того, во время этих очень часто возникающих на дороге переходных фаз рециркуляция выхлопных газов отключается, чтобы способствовать ускорению, что увеличивает выбросы NO_x.

Еще одним условием, затрудняющим работу двигателя на стехиометрической смеси, являются высокие нагрузки двигателя. При работе двигателя с высокими нагрузками и стехиометрией температура в цилиндрах значительно возрастает. Это отражается в повышенных выбросах NO_x, повышении детонационной способности, а также в опасности повреждения катализатора. На Рисунке 9б показано превышение выбросов во время разгона дизельного двигателя с турбонаддувом, соответствующего стандарту Euro II, на котором показаны как дым вне двигателя (указывающий на количество твердых частиц, которые трудно измерить мгновенно), так и следы выбросов NO. Как правило, рост выбросов усиливается при понижении начальной нагрузки двигателя / выбранной передачи. Это означает, что он наиболее ярко выражен именно во время движения по городу. Фактически, ускорение на рисунке 9б началось в условиях холостого

хода. Он также тем заметнее, чем резче ускорение, т.е. напрямую связан с индивидуальным стилем вождения.



а)



б)

Рисунок 9 – Сравнение токсичности при изменении режима вождения: (а) Развитие кривой выбросов CO после крутого переходного процесса при малой нагрузке бензинового двигателя PFI, подчеркивающего превышение выбросов; (б) токсичность отработавших газов по дыму (PM) и NO во время разгона дизельного двигателя с турбонаддувом

Аналогичные аргументы справедливы в отношении выбросов HC и CO, хотя концентрация обоих в выхлопных газах современных автомобилей с дизельным двигателем очень мала (в отличие от двигателей SI, в дизельных двигателях смесь всегда бедная). В любом случае, мгновенные переходные процессы приводят к росту CO и HC в несколько раз по сравнению с соответствующими квазистационарными значениями, что еще раз подчеркивает различный характер и величину выбросов выхлопных газов во время переходных процессов по сравнению с установившимся режимом работы. Напротив, когда транспортное средство движется в крейсерском режиме, выбросы HC и CO существенно снижаются, а PM не проблема и при движении на высоких скоростях.

Наконец, на рисунке 10 представлен обзор циклов испытаний, нормативов выбросов, контролируемых загрязняющих веществ и подхода к последующей обработке выхлопных газов за многие годы в Европе как для легковых автомобилей с воспламенением от сжатия, так и для легковых автомобилей с двигателями с принудительным зажиганием и легких фургонов.

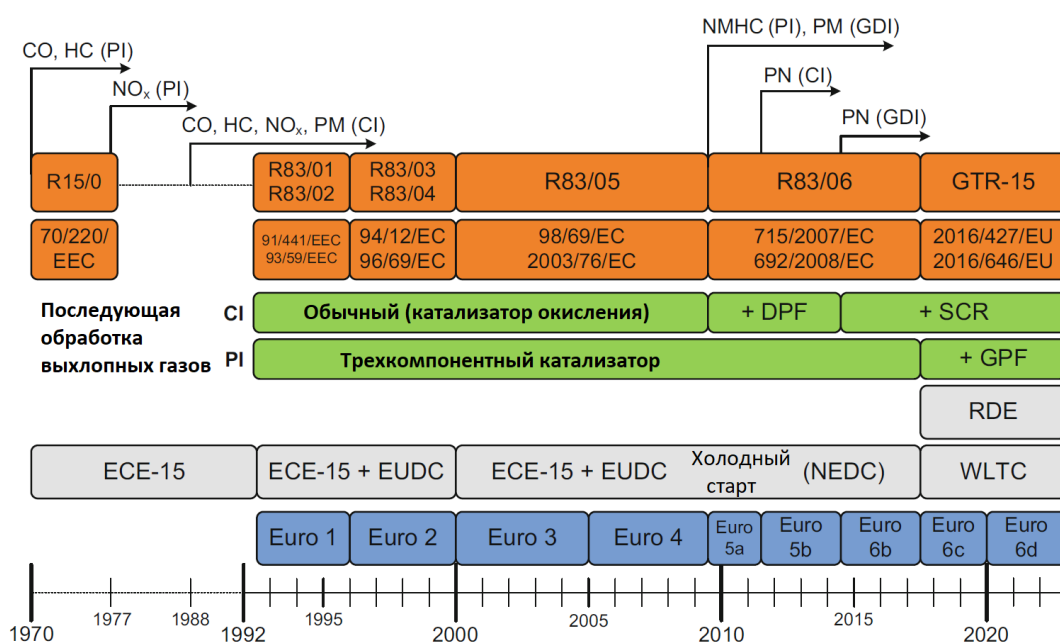


Рисунок 10 – Иллюстрация европейских стандартов на токсичность, регулируемых загрязняющих веществ, циклов испытаний и соответствующих директив/правил на протяжении всей истории их использования.

1.2 Обзор работы PhD Denis Andrianov «Сведение к минимуму расхода топлива и выбросов при холодном запуске двигателя, заправленного бензином»

Дорожные транспортные средства с двигателями внутреннего сгорания являются значительным источником загрязнения воздуха (Seinfeld, 2004) и на них приходится примерно 12% общих выбросов CO₂ в Австралии (ABS, 2006). К основным загрязняющим веществам, содержащимся в выхлопных газах, относятся окись углерода (CO), оксиды азота (NO и NO₂, также называемые NO_x) и несгоревшие углеводороды (HC). Эти вещества представляют значительную опасность для окружающей среды и здоровья. Например, окись углерода может соединяться с гемоглобином, содержащимся в крови, препятствуя доставке кислорода к тканям организма, в то время как некоторые выделяемые углеводороды ядовиты и канцерогены (Heywood, 1988). Помимо того, что они способствуют образованию кислотных дождей (Pitts et al., 1983), выбросы NO_x под воздействием солнечного света и определенных типов углеводородов могут вступать в реакцию с кислородом воздуха с образованием озона в нижних слоях атмосферы. Это часто приводит к образованию фотохимического смога, который связан с проблемами со здоровьем дыхательных путей.

Следовательно, выбросы окиси углерода, углеводородов и NO_x из автомобилей во многих странах регулируются законодательством. Для улучшения качества воздуха и учета растущего числа дорожных транспортных средств допустимые пределы выбросов постоянно ужесточаются. Соответствие транспортных средств стандартам выбросов проверяется на ездовых циклах, которые определяют фиксированные профили скорости транспортного средства. Циклы движения определяют периоды ускорения, торможения, холостого хода и иногда переключения передач. Следовательно, это обеспечивает повторяемость измерений

выбросов и позволяет сравнивать характеристики различных транспортных средств при точном соблюдении цикла

На рисунках 11 – 18 сравниваются измеренные и смоделированные выбросы вне двигателя. Видно, что мгновенные концентрации не всегда точно совпадают. Однако масштабы этих выбросов сопоставимы, и модель успешно фиксирует наиболее значимые тенденции. Кумулятивные выбросы, которые имеют большее значение для задачи оптимального управления, рассматриваемой в этом тезисе, хорошо согласуются. К концу 400-секундного периода смоделированные совокупные выбросы CO, NO и HC при выходе из двигателя находятся в пределах 3%, 12% и 1% от измеренных.

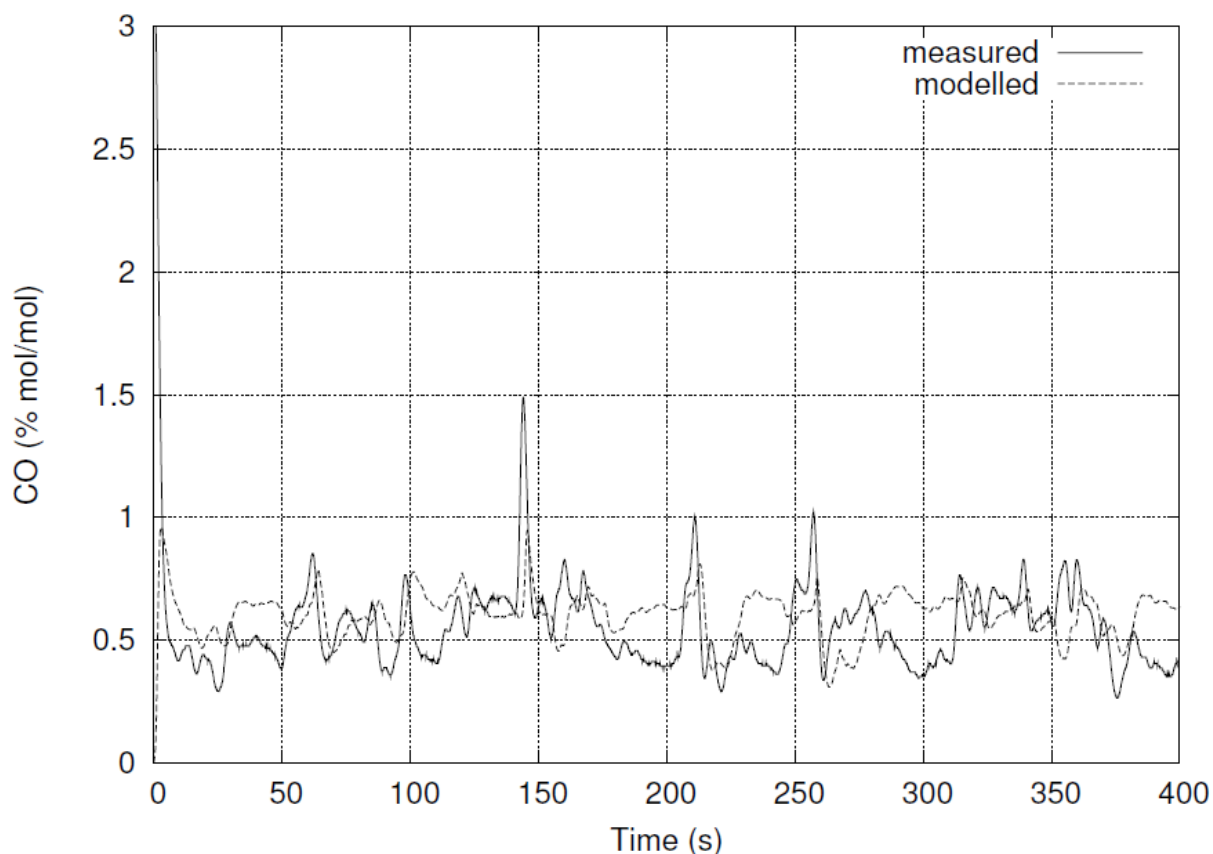


Рисунок 11 – Измеренные и смоделированные мгновенные выбросы CO при выходе из двигателя (условия NEDC)

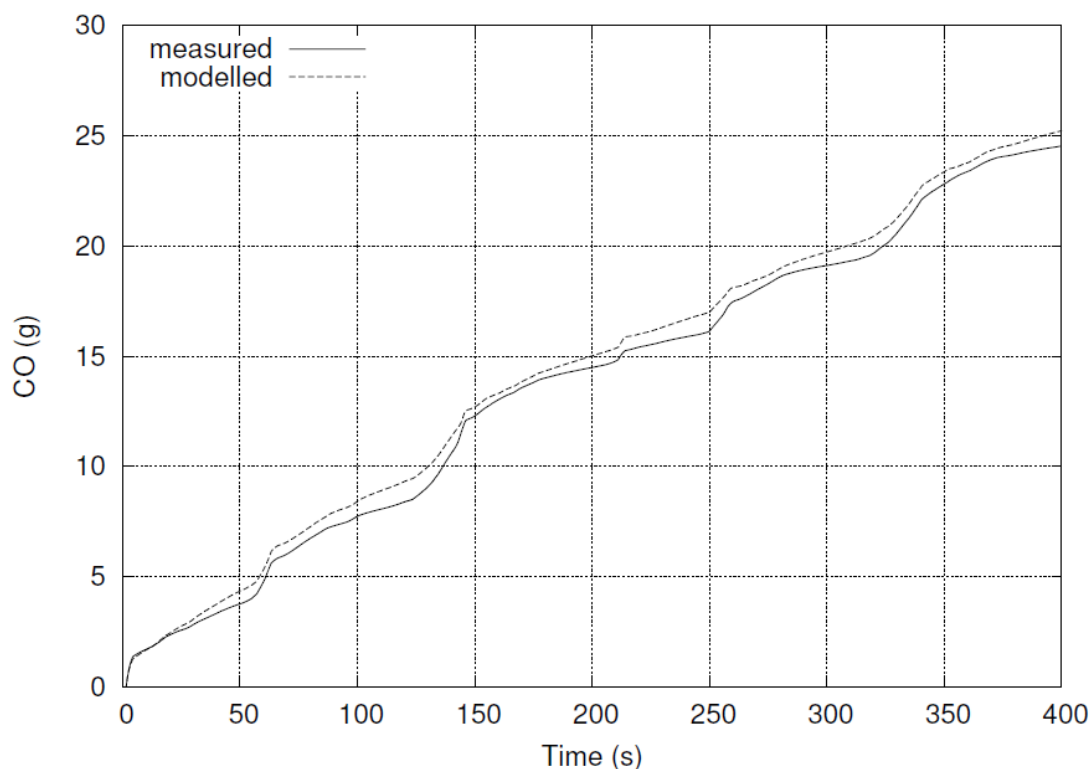


Рисунок 12 – Измеренные и смоделированные совокупные выбросы CO при выходе из двигателя (условия NEDC)

Расхождение в совокупных выбросах NO наиболее заметно. Рисунок 13 показывает, что значительные ошибки в моделируемых выбросах NO происходят в начале цикла. По всей видимости, это результат использования модели выбросов горячего двигателя для прогнозирования выбросов при холодном запуске. Количество NO_x , производимого в холодном двигателе, обычно меньше, чем в горячем. Это является следствием усиленного охлаждения заряда внутри камеры сгорания и более низких пиковых температур в цилиндрах, что препятствует образованию NO_x . Поэтому нет ничего удивительного в завышении смоделированных выбросов.

На рисунке 14 мгновенные выбросы углеводородов достигают пика примерно через 160, 270 и 350 секунд. Из-за ограничений в системе управления двигателем эти части цикла характеризовались пропусками зажигания во время быстрого закрытия дроссельной заслонки. Однако, поскольку расход топлива в таких условиях был относительно низким, совокупные выбросы существенно не пострадали.

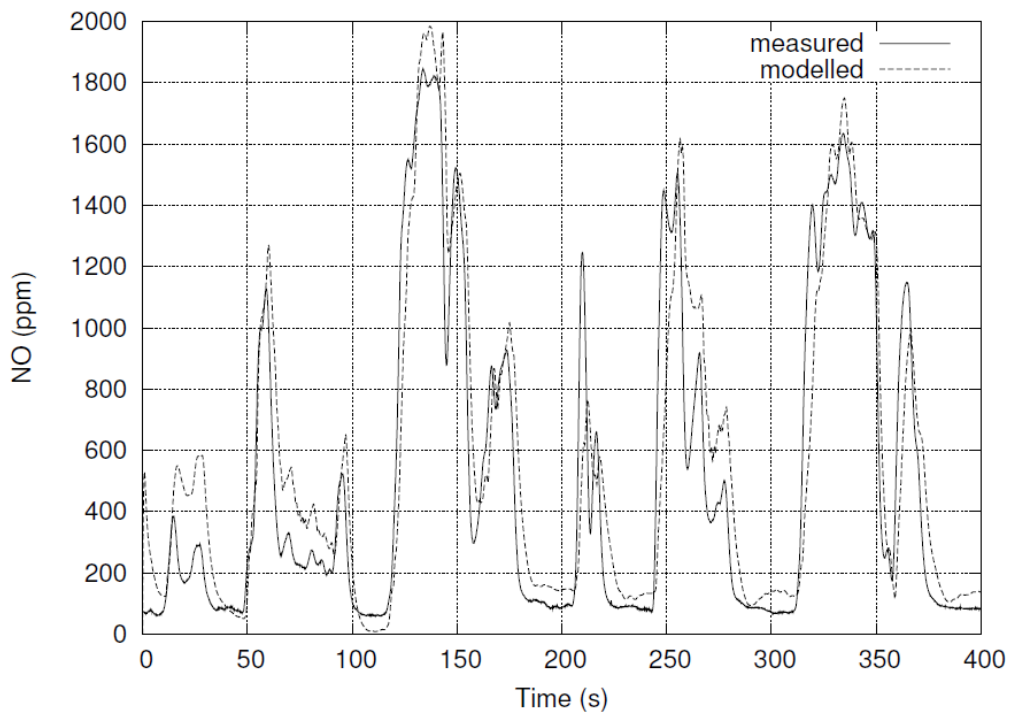


Рисунок 13 – Измеренные и смоделированные мгновенные выбросы NO при выходе из двигателя (условия NEDC)

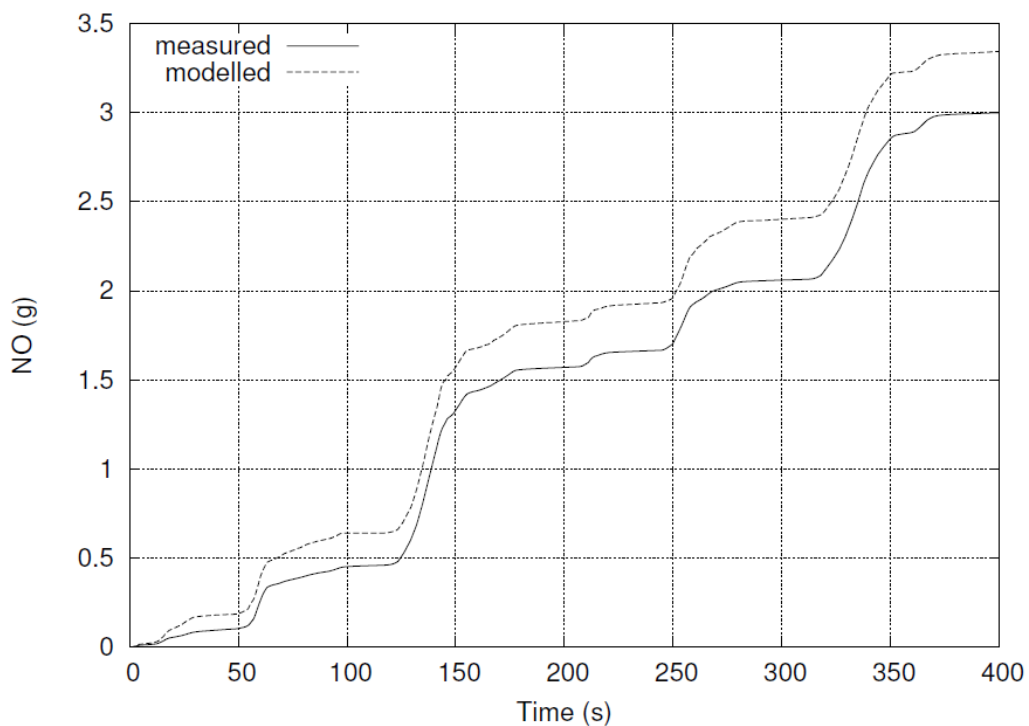


Рисунок 14 – Измеренные и смоделированные совокупные выбросы NO при выходе из двигателя (условия NEDC)

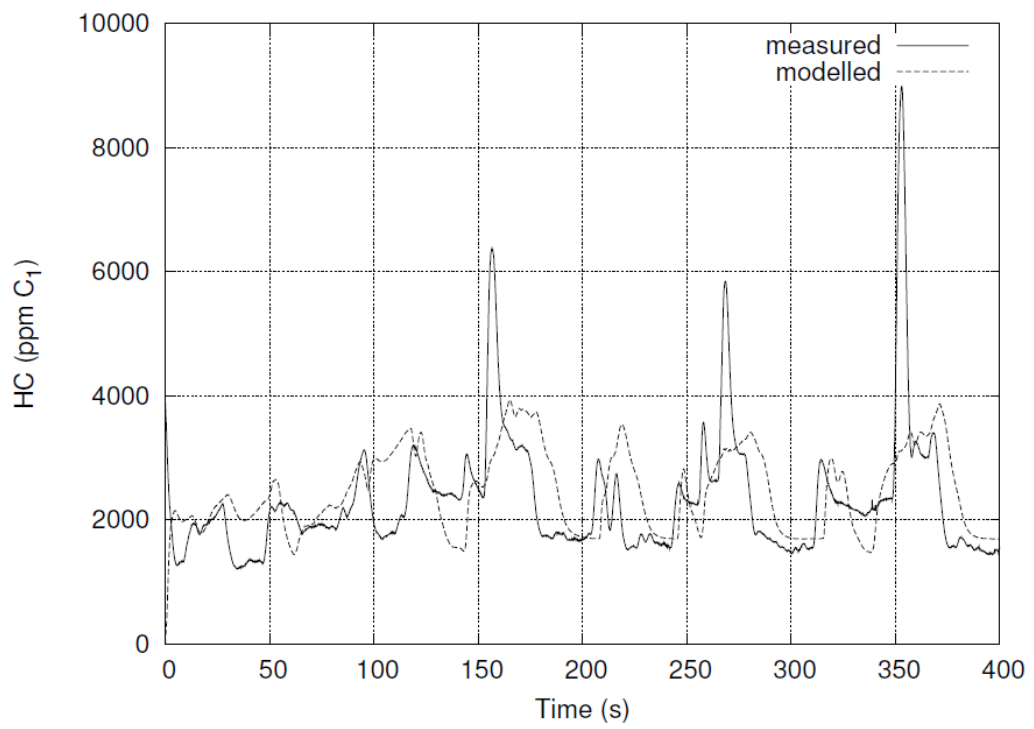


Рисунок 15 – Измеренные и смоделированные мгновенные выбросы углеводородов вне двигателя (условия NEDC)

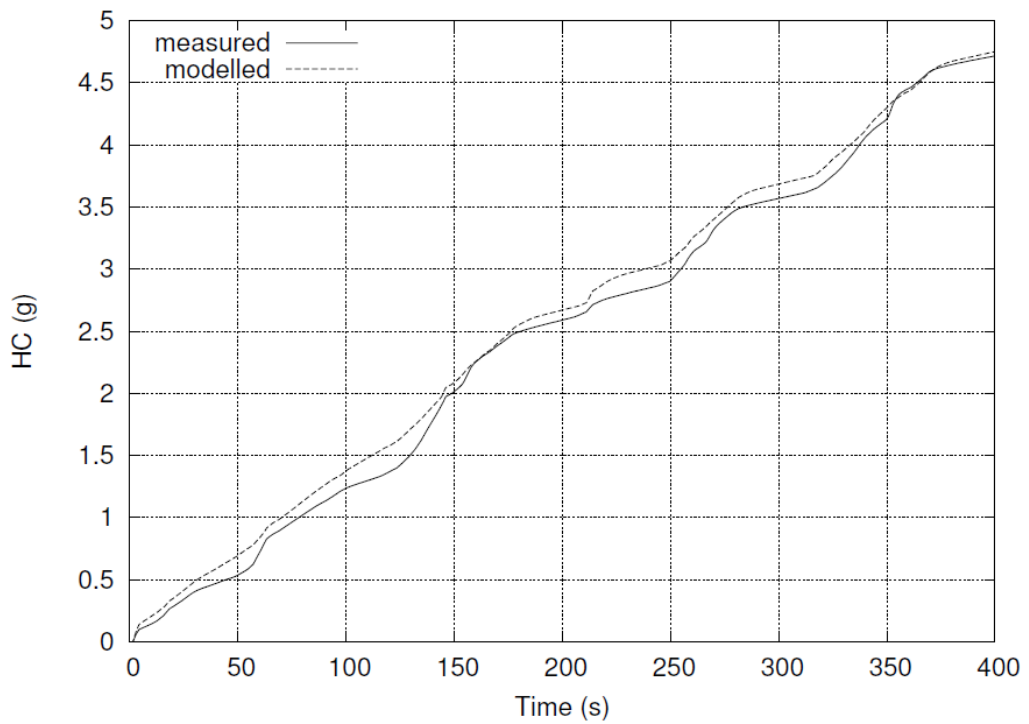


Рисунок 16 – Измеренные и смоделированные совокупные выбросы углеводородов вне двигателя (условия NEDC)

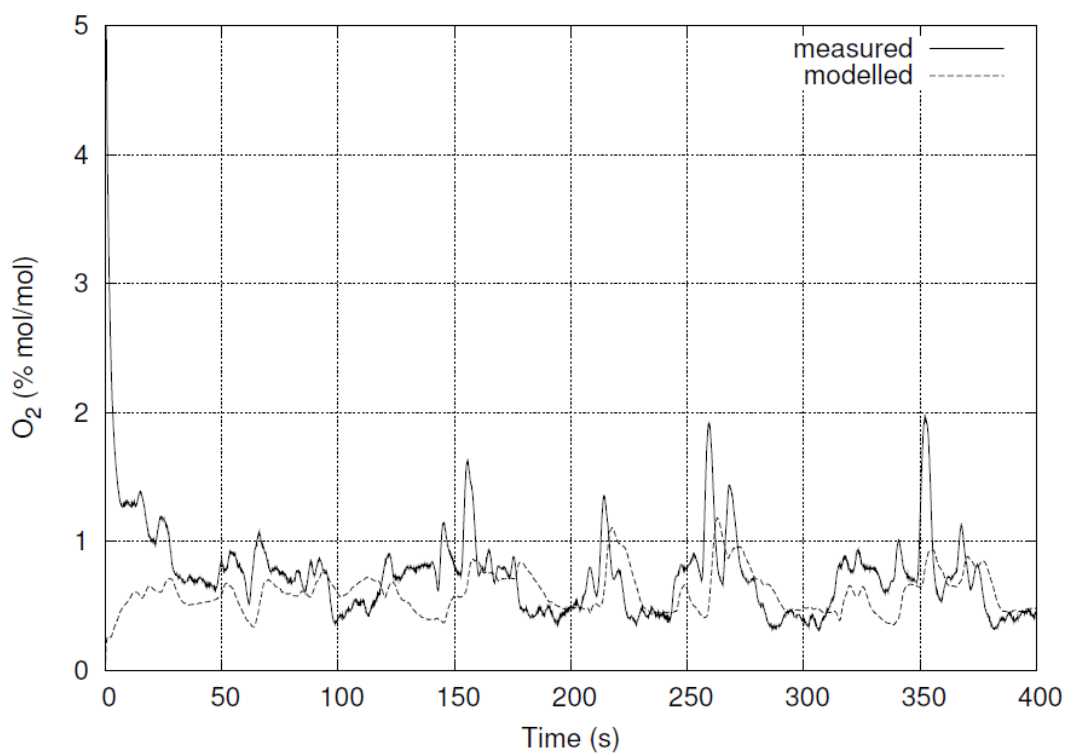


Рисунок 17 – Измеренные и смоделированные мгновенные выбросы O_2 из двигателя (условия NEDC)

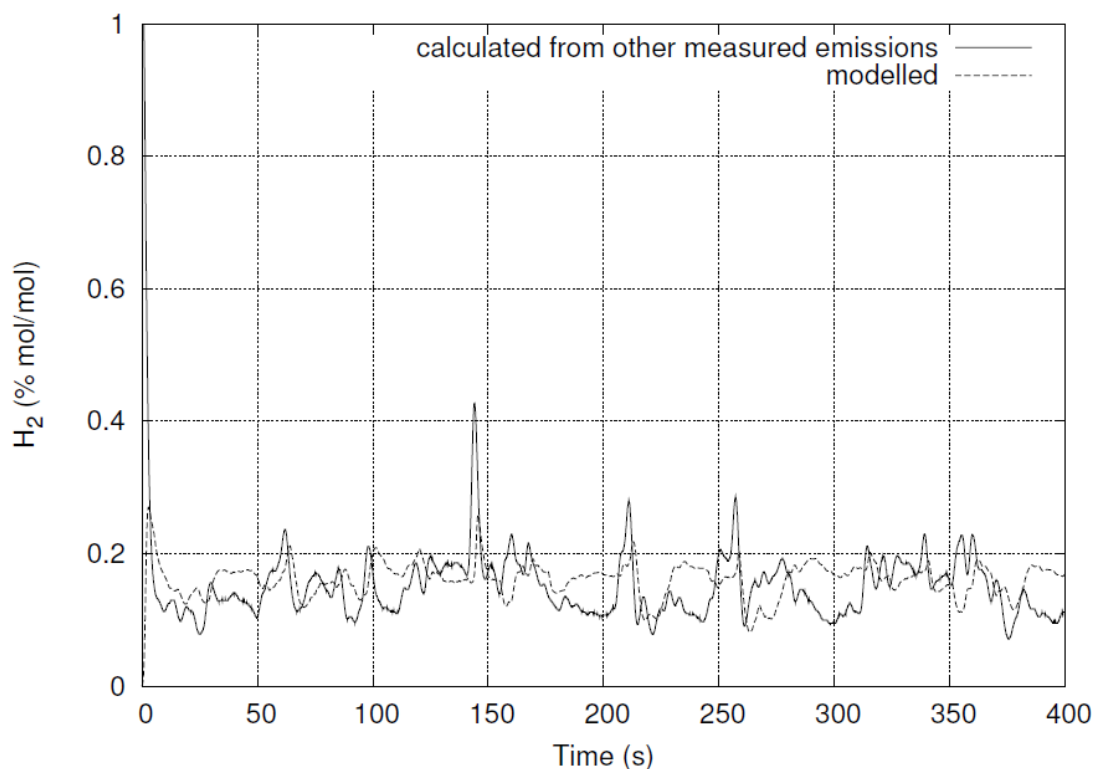


Рисунок 18 – Мгновенные выбросы H_2 при выходе из двигателя смоделированы и рассчитаны на основе других измеренных выбросов (условия NEDC)

Мгновенные выбросы H_2 показаны на Рисунке 18. Хотя H_2 нельзя было измерить напрямую с помощью имеющихся газоанализаторов, его концентрация была оценена на основе других измеряемых веществ. Из рисунков 18 и 12 видно, что концентрация H_2 составляет примерно треть CO , что согласуется с литературными данными (Heywood, 1988, Balenovic, 2002, Holder et al., 2006).

Из рисунка 19 видно, что измеренные и смоделированные температуры выхлопных газов на выходе из выпускного коллектора и соединительной трубы близко совпадают, как и измеренные и рассчитанные температуры тел.

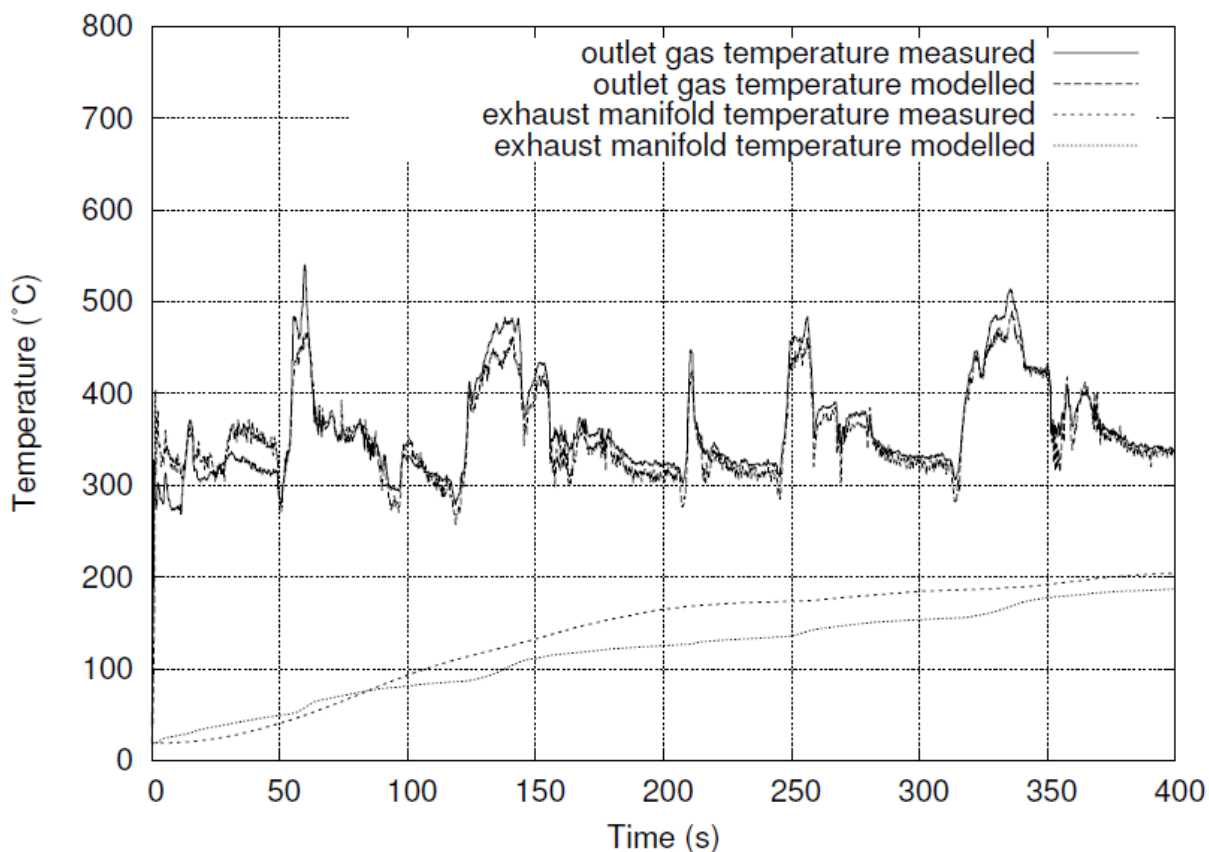


Рисунок 19 – Измеренная и смоделированная температура корпуса выпускного коллектора и температура газа на выходе (условия NEDC)

Результаты проверки модели выпускного коллектора и соединительной трубы основаны на условиях EUDC при холодном запуске, которые отличаются от условий, используемых при калибровке. Смоделированные и измеренные температуры газа на выходе из выпускного коллектора и секции

соединительной трубы представлены на рисунке 20. В обоих случаях смоделированные результаты в среднем находятся в пределах 5% от измеренных. Эти же цифры демонстрируют разумное согласие смоделированных и измеренных температур тела.

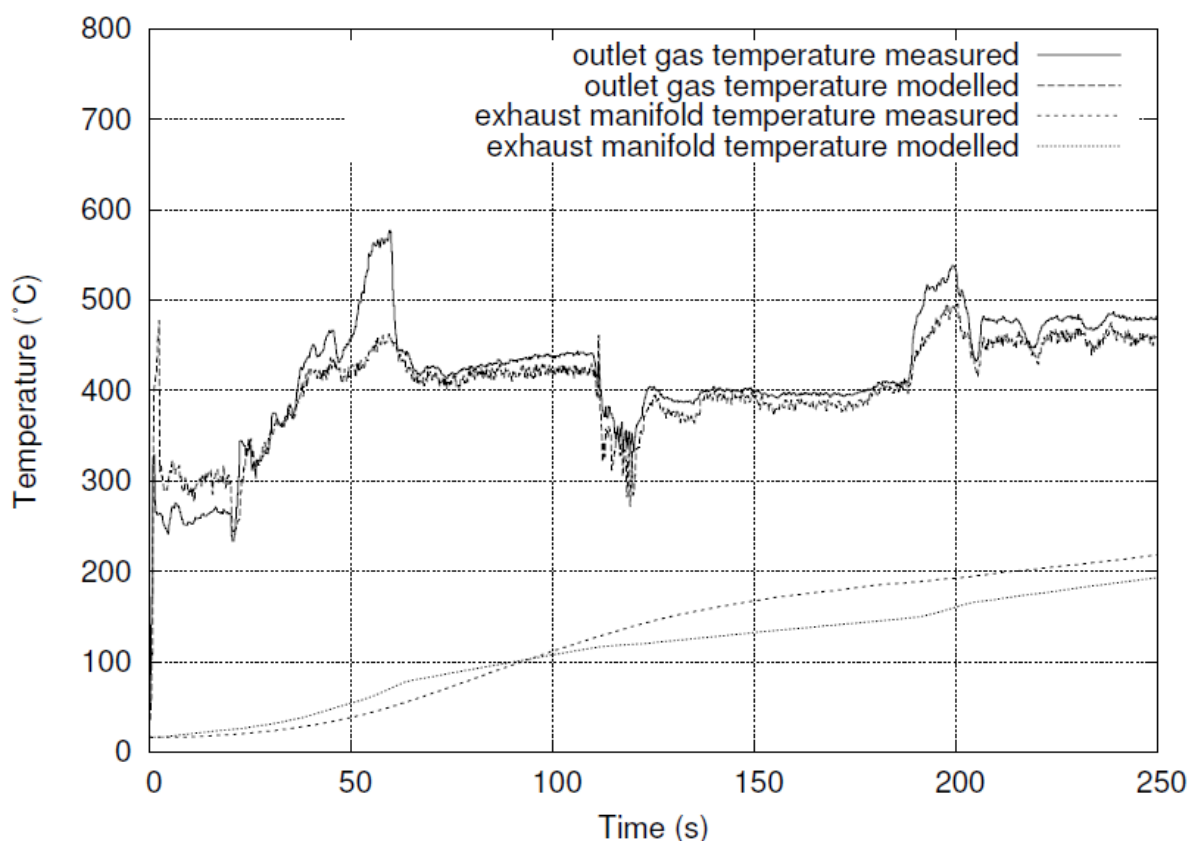


Рисунок 20 – Измеренная и смоделированная температура корпуса выпускного коллектора и температура газа на выходе (условия EUDC)

Переходная динамика модели 2-узлового катализатора подтверждается в первые 250 секунд условий ездового цикла EUDC, инициированного холодным пуском. В среднем выходная мощность двигателя во время EUDC значительно выше, чем NEDC. Это приводит к увеличению массового расхода выхлопных газов, увеличению общей энтальпии, вводимой в катализатор, и сокращению времени зажигания с примерно 150 секунд во время NEDC до примерно 60 секунд.

На рисунке 21 показаны измеренные и смоделированные мгновенные выбросы в выхлопной трубе. Смоделированное время до выключения CO

находится в пределах нескольких секунд от измеренного. Тщательно смоделировано уменьшение концентрации выхлопных газов сразу после зажигания до примерно 120 секунд. Небольшой прорыв CO через 200 секунд также хорошо прогнозируется. Высокий уровень согласия между результатами моделирования и эксперимента отражен на графиках выбросов CO. Суммарная ошибка моделирования массы CO, покидающего выхлопную трубу, по отношению к массе CO, производимого двигателем, составляет менее 2,5%.

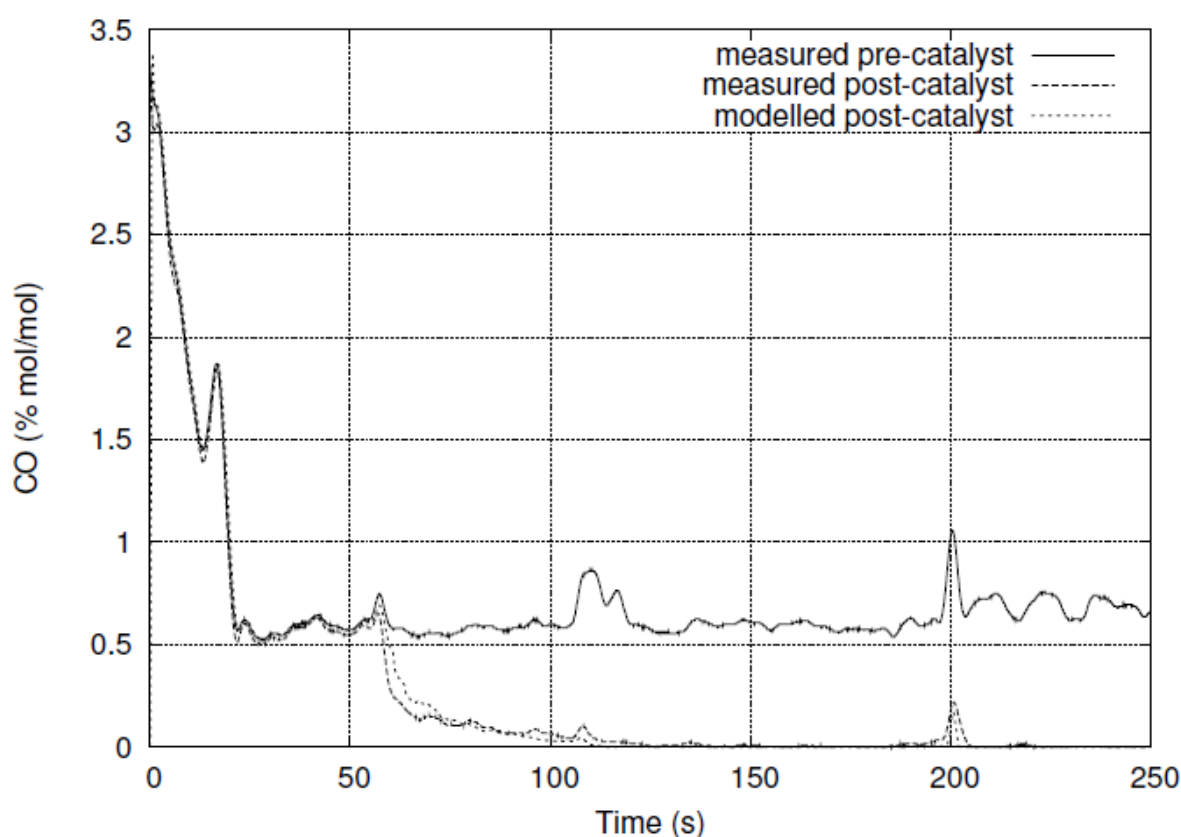


Рисунок 21 – Измеренные и рассчитанные мгновенные выбросы CO из выхлопной трубы с использованием модели двухузлового катализатора (условия EUDC)

Измеренные и смоделированные концентрации NO в выхлопной трубе представлены на рисунке 22. Как упоминалось ранее, наблюдаемое насыщение измеренных выбросов является результатом превышения максимального диапазона используемого газоанализатора. NO снизиться к

концу этого периода насыщения, примерно через 60 секунд. Время до зажигания и выбросы из выхлопной трубы во время работы горячего катализатора, по-видимому, смоделированы адекватно. Измеренные кумулятивные выбросы выхлопной трубы, занижают истинные выбросы из-за насыщения выходного сигнала анализатора. Следовательно, общая ошибка моделирования совокупного NO выхлопной трубы преувеличена и, как ожидается, будет значительно меньше.

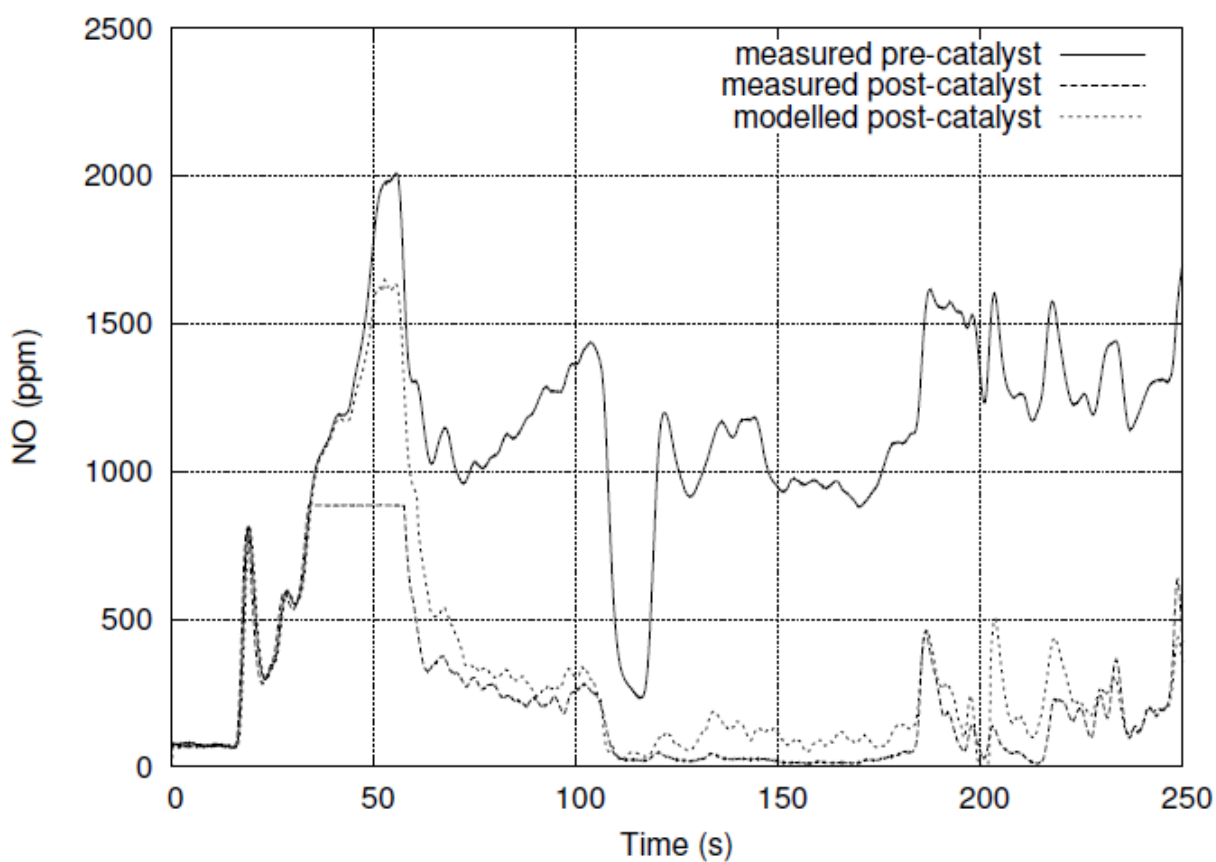


Рисунок 22 – Измеренные и рассчитанные мгновенные выбросы NO из выхлопной трубы с использованием модели двухузлового катализатора (условия EUDC)

Результаты мгновенных и накопленных выбросов CH представлены на рисунке 23. Опять же, время до зажигания точно оценивается, в то время как измеренные и смоделированные выбросы из выхлопной трубы полностью совпадают. Суммарная ошибка моделируемых совокупных выбросов

составляет менее 3% от количества углеводородов, выбрасываемых из двигателя.

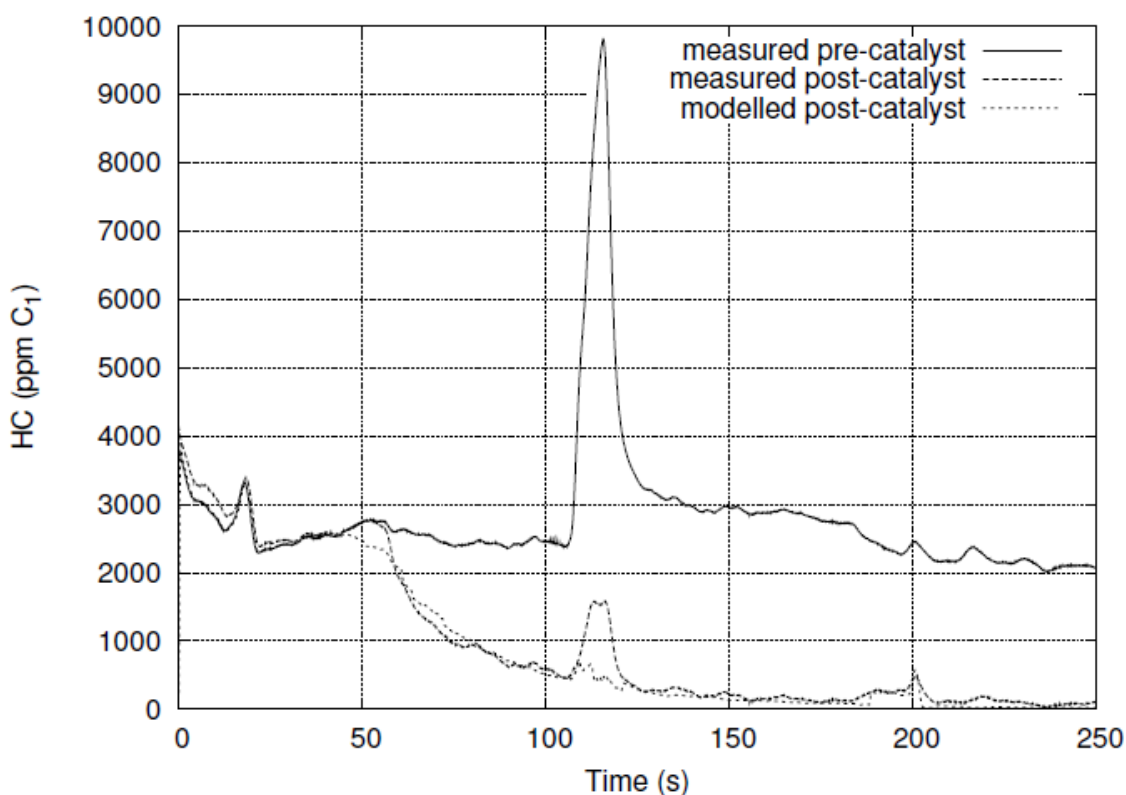


Рисунок 23 – Измеренные и рассчитанные мгновенные выбросы углеводородов из выхлопной трубы с использованием модели двухузлового катализатора (условия EUDC)

Новая методология определения оптимальных стратегий управления двигателем при холодном запуске была разработана и применена к двигателю с искровым зажиганием с трехкомпонентным катализатором. Проблема минимизации расхода топлива при холодном запуске при ограничениях кумулятивных выбросов выхлопной трубы была впервые исследована с использованием основанной на физике интегрированной модели двигателя, выхлопной системы и катализатора.

Эта интегрированная модель была проверена в течение первых 400 секунд ездового цикла NEDC. Различия между смоделированными и измеренными совокупными выбросами из выхлопной трубы составляли порядка 14% для CO и 2% для HC по отношению к измеренным совокупным

выбросам исходного газа. Различия в совокупных выбросах NO из выхлопной трубы оказались более значительными, но не могли быть определены количественно из-за насыщения газоанализатора NO. Смоделированный общий расход топлива был в пределах 1,6% от измеренного.

Выявление оптимизированных стратегий и тенденций управления двигателем с искровым зажиганием:

- Потребление топлива при холодном запуске двигателя с искровым зажиганием было сведено к минимуму в соответствии с ограничениями по совокупным выбросам CO, NO и HC из выхлопной трубы в условиях движения NEDC. Впервые в оптимизацию были включены физические модели двигателя, выхлопной системы и катализатора, описанные ранее. Для изучения тенденций в разработанной политике управления двигателем были рассмотрены ограничения выбросов выхлопных газов, основанные на стандартах Евро-3 и Евро-4, а также каталитические нейтрализаторы под полом и моноблочные катализаторы.
- Результаты показали, что снижение расхода топлива было ограничено совокупными ограничениями по выбросам выхлопных газов, т. е. для соответствия нормам Евро-4 требовалось больше топлива, чем Евро-3. Таким образом, это указывает на возможность повышения экономии топлива, если совокупные выбросы из выхлопной трубы ниже предельных значений.
- Была разработана и подтверждена экспериментально оптимизированная стратегия синхронизации зажигания. Он характеризуется задержкой по времени при холодном пуске с последующим переходом в режим, близкий к времени MBT. Эти результаты говорят о том, что можно применить подход типа «взрывной удар». Чтобы проверить это, была предписана политика зажигания, изначально определяемая максимально возможной задержкой зажигания при калибровке текущей модели и синхронизацией MBT впоследствии. Показано, что общий расход

топлива приближается к результатам итеративного динамического программирования.

- Время переключения определяет компромисс между совокупными выбросами из выхлопной трубы и расходом топлива. При переходе на ранний этап упор был сделан на повышение экономии топлива за счет более высоких совокупных выбросов выхлопных газов. И наоборот, позднее переключение привело к снижению топливной экономичности, но, как правило, к снижению выбросов.
- Эффект от дополнительного включения заданного значения λ в оптимизацию заключался в перераспределении пропорций кумулятивных выбросов CO, NO и HC из выхлопной трубы, чтобы лучше соответствовать ограничениям по выбросам. Оптимизированная траектория λ характеризовалась множеством переключений и общей обедненной смесью, что способствовало экономии топлива.
- Включение фаз газораспределения в задачу оптимизации не привело к значительному снижению общего расхода топлива с учетом ограничений совокупных выбросов выхлопной трубы. Это может указывать на то, что стратегия управления кулачком ЭБУ, которая использовалась для сравнения, уже была близка к ожидаемому оптимуму.

Рекомендации по дальнейшей работе кратко изложены ниже.

Разработка независимой от ездового цикла стратегии управления двигателем.

Если ключевые характеристики выведенных траекторий управления двигателем, такие как время переключения времени зажигания, могут быть соотнесены с некоторыми из измеряемых состояний, тогда может быть легко достигнута оперативная реализация оптимизированных стратегий управления. Чтобы выяснить, возможно ли это, текущую работу необходимо расширить, чтобы учесть различные условия вождения при холодном

запуске, конфигурации выхлопной системы и ограничения выбросов выхлопных труб.

Модель выбросов при холодном запуске двигателя

В то время как выбросы CO и HC в текущей работе оказались слабо зависимыми от температуры двигателя, чувствительность выбросов NO была гораздо более значительной. Однако, поскольку соответствующие эффекты холодного запуска не могли быть хорошо коррелированы с какой-либо из измеренных температур для широкого диапазона условий движения, выбросы из двигателя, были откалиброваны на основе данных о полностью прогретом двигателе. Чтобы обеспечить более точное моделирование выбросов NO_x, модель следует расширить, включив, например, зависимость от температуры стенок цилиндра, которая оказывает прямое влияние на образование NO_x. Однако такие измерения могут быть непростыми.

Выбросы твердых частиц

Евро-5 и предлагаемые будущие европейские стандарты требуют, чтобы выбросы твердых частиц (ТЧ) из бензиновых легковых автомобилей контролировались. Чтобы учесть эти выбросы при динамической оптимизации, интегрированная модель должна быть дополнена моделью выбросов ТЧ при выходе из двигателя и, возможно, моделями последующей обработки, которые при необходимости могут дополнительно учитывать удаление ТЧ.

1.3 Обзор работы PhD Ajtay, Delia Elisabeta «Модальная модель выбросов загрязняющих веществ дизельными и бензиновыми двигателями»

Основные реакции, которые происходят в теплом, нормально функционирующем TWC, сведены в Таблицу 1, [73]. Эти реакции являются только желательными, поскольку могут происходить многие другие дополнительные реакции, такие как, например, восстановление NO_x до

аммиака, частичное окисление HC с образованием альдегидов и других токсичных компонентов и т.д. Washcoat, где с помощью каталитических веществ (палладия, Pd, платины, Pt или родия, Rh) происходит образование желаемых продуктов.

Таблица 1 – Основные реакции, которые происходят в теплом, нормально функционирующем TWC

Окисление	$2\text{CO} + \text{O}_2 = 2\text{CO}_2$ $\text{HC} + \text{O}_2 = \text{CO}_2 + \text{H}_2\text{O}$
Редукционный / трехходовой	$2\text{CO} + 2\text{NO} = 2\text{CO}_2 + \text{N}_2$ $\text{HC} + \text{NO} = \text{CO}_2 + \text{H}_2\text{O} + \text{N}_2$
Реакция конверсии водяного газа	$\text{CO} + \text{H}_2\text{O} = \text{CO}_2 + \text{H}_2$
Паровой риформинг	$\text{HC} + \text{H}_2\text{O} = \text{CO}_2 + \text{H}_2$

В других моделях используются упрощенные кинетические схемы реакций между различными компонентами газа, а также динамика накопления газа на каталитической поверхности [75], [13], [63]. Такие модели часто пространственно-дискретизированы и могут быть представлены набором связанных дифференциальных уравнений. Они содержат параметры, которые необходимо оценить путем подбора модели к набору экспериментальных данных, которые характеризуют поведение катализатора в различных рабочих точках. Эти модели называются моделями с сосредоточенными параметрами, потому что все явления, которые явно не рассматриваются моделью, объединяются в значения настраиваемых параметров. Такой подход дает удовлетворительные результаты в практическом применении. Наиболее сомнительной частью этой процедуры остается настройка модели, которая может стать чрезвычайно сложной, если количество параметров слишком велико.

Цель состоит в том, чтобы разработать упрощенную модель катализатора, способную прогнозировать эффективность преобразования в переходных ситуациях. Мы рассматриваем восходящий подход, пытаюсь сохранить модель как можно более простой и добавляя больше сложности

только тогда, когда простая процедура не дает удовлетворительных результатов. Структура предлагаемой модели TWC представлена на Рисунке 24.

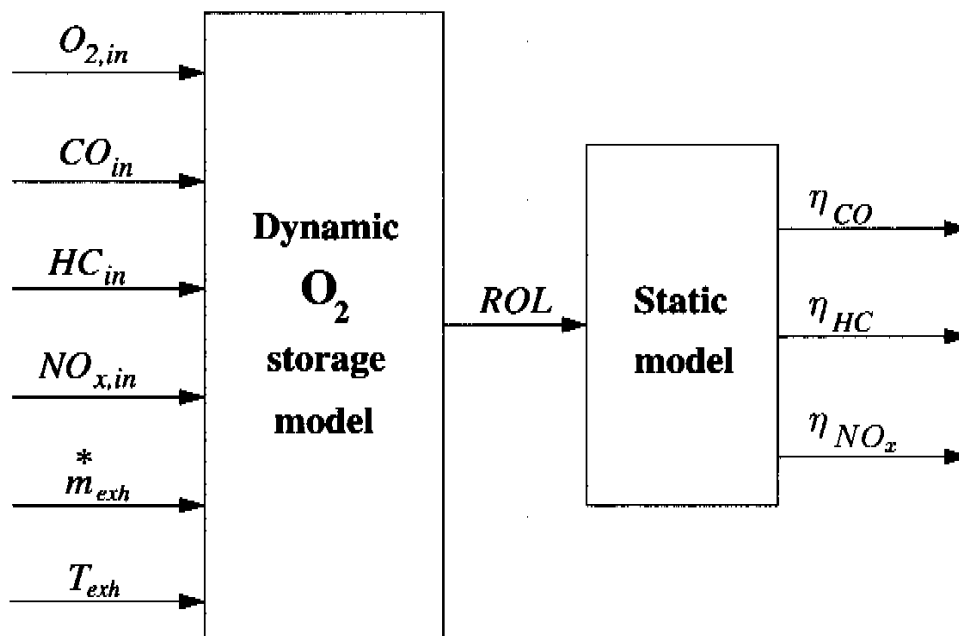


Рисунок 24 – Структура предлагаемой модели TWC

Основная идея – разложить модель на две подмодели:

- Механизм хранения кислорода, который учитывает отклонения от стехиометрических условий и дисбаланс в производстве и потреблении кислорода, который возникает в этих ситуациях. Результатом этой подмодели является относительный уровень кислорода (ROL) в катализаторе.
- Статическая часть, описывающая кривые эффективности преобразования как функции ROL.

Прогностическая способность модели TWC была проверена для каждого из «исходных» ездовых циклов. В каждом случае использовалась следующая процедура:

- Используйте уже определенные кинетические параметры и входные переменные подмодели хранения кислорода, чтобы

мгновенно генерировать относительный уровень кислорода в течение цикла.

- Для каждого загрязнителя (CO, HC, NO_x) найдите точки, в которых концентрации на входе ниже порогового значения. Для этих точек фиксируется постоянное значение КПД преобразования 99%. Очевидно, что эту процедуру нужно применять отдельно для каждого выброса.
- Для точек выше порогового значения определите эффективность преобразования как функцию соответствующего ROL, используя подогнанные кривые преобразования. Опять же, эта процедура рассматривается отдельно для каждого загрязнителя.
- Рассчитайте концентрации на выходе из значений на входе и значений эффективности преобразования, определенных выше.
- Для проверки определите совокупные значения выбросов за цикл и сравните с соответствующими измеренными значениями.

На рисунке 25 представлены рассчитанные и измеренные коэффициенты выбросов трех загрязнителей для разных ездовых циклов. Судя по всему, модель успешно соответствует поведению TWC в переходных ситуациях. Среднее значение абсолютной относительной ошибки в прогнозе коэффициентов выбросов составляет 14% для CO, 17% для HC и 12% для NO_x. Результаты моделирования коррелируют с данными измерений с коэффициентом детерминации выше 0,90 для всех загрязняющих веществ.

Более подробно эволюция значений кумулированных выбросов в условиях городского режима движения (CADC, часть 1) представлена на Рисунке 26. Сравнивая рассчитанные и измеренные выбросы CO, можно увидеть, что прогноз модели довольно хороший, особенно если принять во внимание порядок величины прорывов.

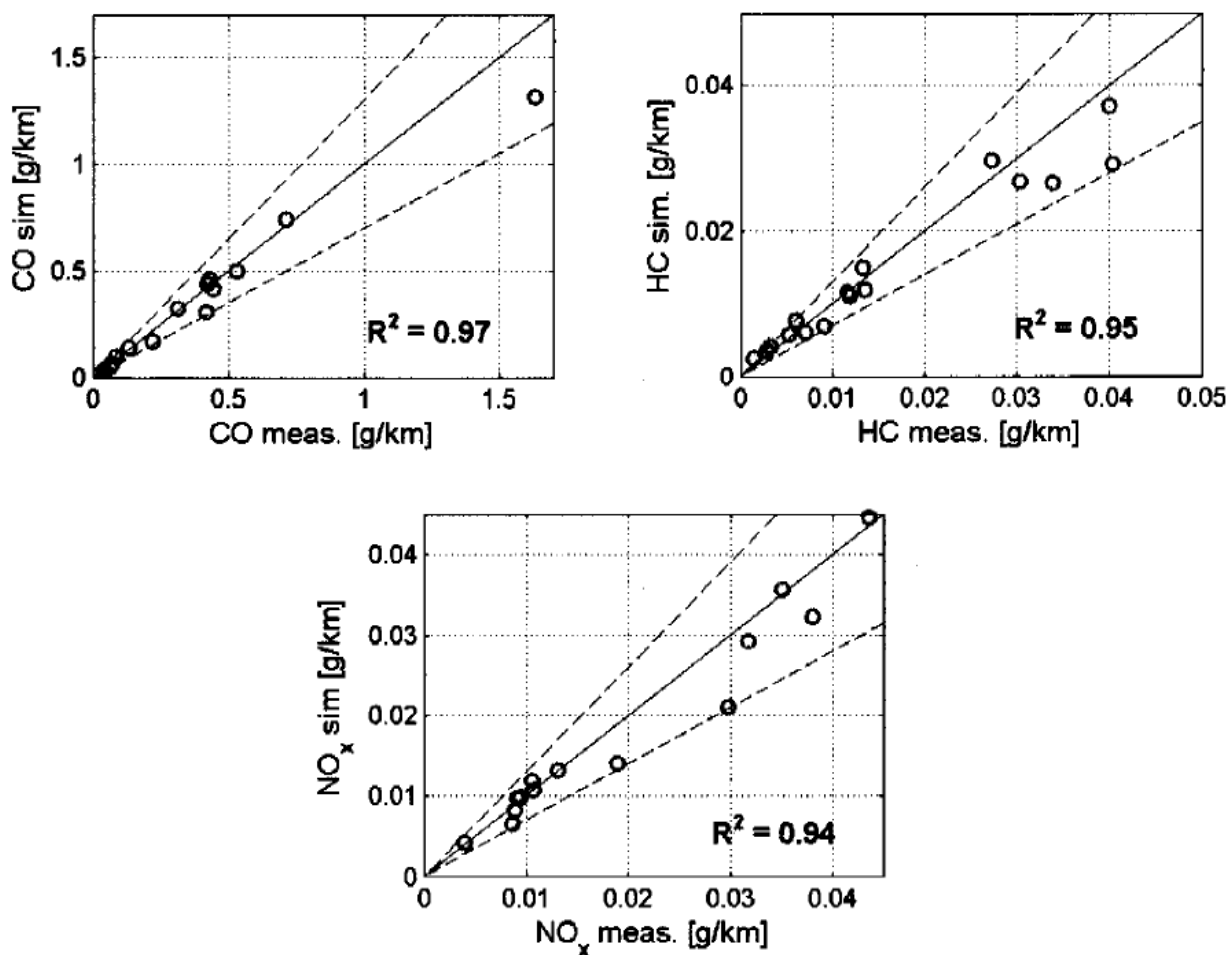


Рисунок 25 – Измеренные и рассчитанные коэффициенты выбросов CO, HC и NO_x при выходе из катализатора с использованием модели TWC

Судя по всему, модель удачно соответствует поведению катализатора при разгоне. Однако рывок, вызванный ускорением на втором 250-м, недооценен. Это приводит к занижению окончательного значения коэффициента выбросов. Таким образом, существует пространство для дальнейшего улучшения подмодели хранения и функции коэффициента преобразования.

Результаты модели для HC также довольно хороши, опять же, учитывая чрезвычайно малый порядок величины и довольно сложный для сопоставления.

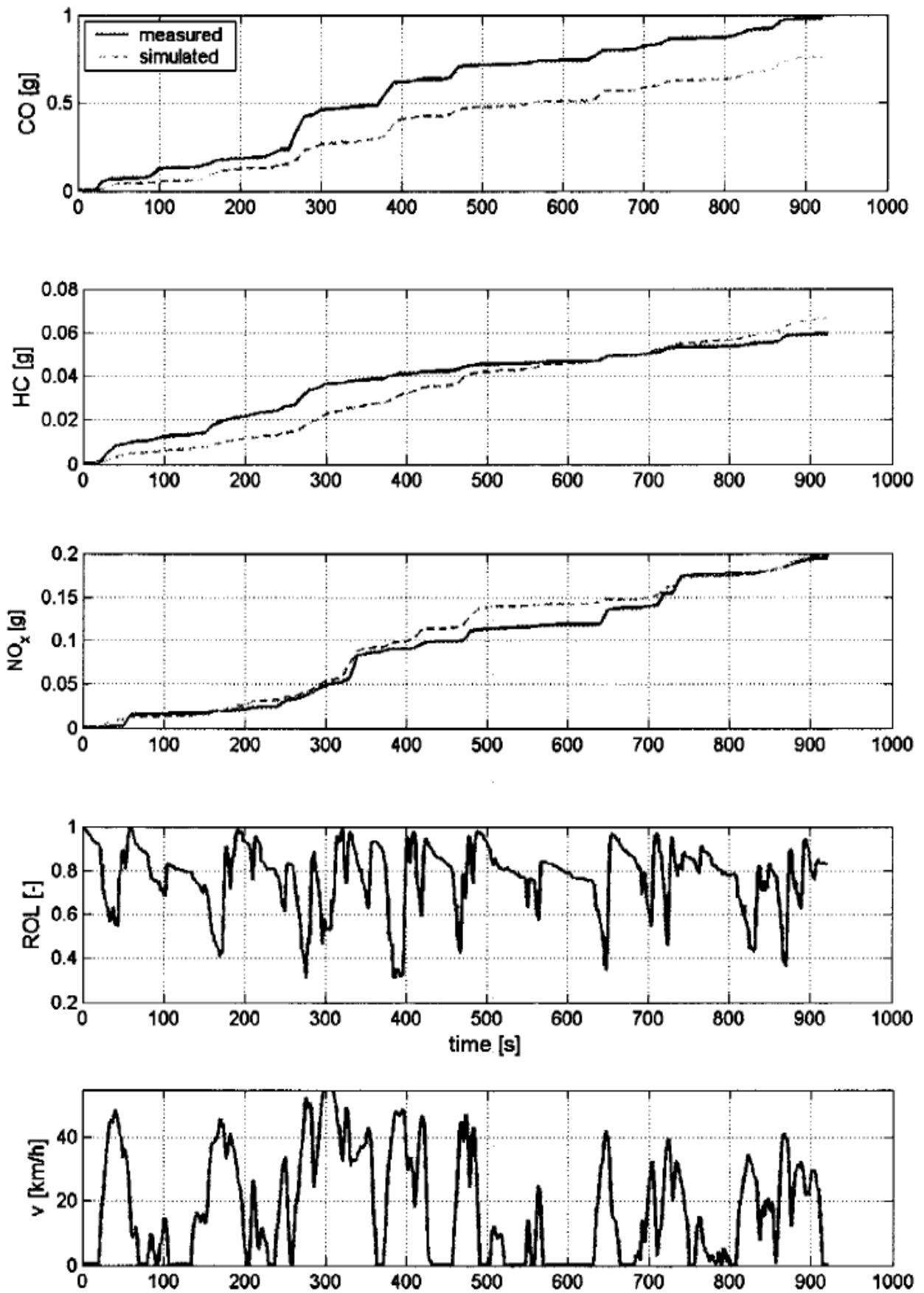


Рисунок 26 – Расчетные и измеренные совокупные выбросы CO, HC и NO_x на выходе из катализатора во время CADC, городская часть

Излучение ускорения на секунде 150 здесь недооценено, но этот эффект компенсируется завышенной оценкой прорыва, вызванного ускорением на 450 с. Опять же, это является предметом будущих улучшений в подмодели хранения кислорода.

Количественно ошибка между расчетными и измеренными накопленными значениями всегда меньше 0,01 г для всех циклов. Поведение прорыва УВ прогнозируется с достаточно хорошей точностью, учитывая сложность углеводородного состава, который моделируется только одним агрегированным компонентом (красная разновидность).

Моделирование кажется исключительно хорошим для вычисленных и измеренных значений накопленных выбросов NO_x . Модель успешно соответствует поведению катализатора, который вызывает прорывы NO_x во время фаз ускорения или прекращения подачи топлива. Этот успешный прогноз указывает на то, что реакции накопления кислорода, реализованные в модели, позволяют моделировать явление с высокой точностью.

Приведенные выше результаты показывают, что формулировка модели может соответствовать типичному поведению трехкомпонентного каталитического нейтрализатора в переходных условиях. Кроме того, поскольку для проверки использовалось более одного динамического цикла вождения, еще одним важным выводом является то, что модель способна прогнозировать характеристики катализатора за пределами области, в которой он был настроен.

Влияние температуры на кривые конверсии в нашем случае казалось незначительным, скорее всего, из-за того, что все исследуемые циклы были теплыми. Однако, чтобы расширить модель для ситуаций холодного пуска, следует тщательно рассмотреть влияние температуры на функции скорости преобразования.

Упрощенная модель TWC была разработана для генерации загрязняющих веществ, выводящих катализатор. Эта модель включает подмодель накопления кислорода, основанную на упрощенном механизме

кинетических реакций, который имеет на выходе относительный уровень кислорода, и статическую подмодель для оценки кривых конверсии загрязняющих веществ как функции ROL.

Чтобы дать возможность объективной оценки точности модели, методология была протестирована для шестнадцати переходных ситуаций, соответствующих различным схемам вождения. Сравнение измерений и моделирования производится с точки зрения коэффициентов выбросов CO, HC и NO_x на выходе из конвертера, а также вычисленных и измеренных накопленных значений CO, HC и NO_x на выходе из катализатора, причем последнее является значительным более сложная задача для модели. Средняя абсолютная относительная погрешность прогноза коэффициентов выбросов всех загрязняющих веществ составила не более 17%. Кроме того, смоделированные кумулятивные значения следуют той же тенденции, что и измерения.

Результаты подтвердили способность модели учитывать изменения в поведении катализатора из-за переходных процессов в различных дорожных ситуациях. Полученные результаты можно рассматривать как поддержку четкой демонстрации достижимой точности и прогностической способности этой модели TWC.

В течение последних десятилетий постоянное снижение предельных значений выбросов было достигнуто с помощью сложной технологии двигателей, высокоэффективных систем последующей обработки выхлопных газов и сложных блоков управления двигателем. Этот прогресс привел к увеличению разницы между выбросами в законодательных циклах утверждения типа и при реальном вождении. Следовательно, спрос на модели, способные прогнозировать реальные выбросы, увеличился, но из-за все более сложной технологии двигателей установленные модели становились все более неточными.

1.4 Обзор работы PhD Thorsten Hergemöller «Оптимизация режима работы двигателя и выбросов выхлопных газов при запуске и прогреве бензинового двигателя с наддувом вторичного воздуха»

1.4.1 Образование HC, CO и NO_x в бензиновых двигателях

Когда топливно-воздушная смесь, необходимая для работы бензинового двигателя, сгорает, полное окисление приводит к образованию двуокси углерода (CO₂) и воды (H₂O) в качестве продуктов сгорания.

Поскольку это реальный процесс, дополнительные продукты выхлопа возникают из областей незавершенных реакций. К ним относятся водород (H₂), оксид углерода (CO), углеводороды (HC) и продукты окисления азота, оксиды азота (NO_x). Образование дополнительных загрязняющих веществ происходит из-за компонентов в топливе, которые являются посторонними для воздуха (например, сера), и попадания масла через кольцевые зазоры и т.д.

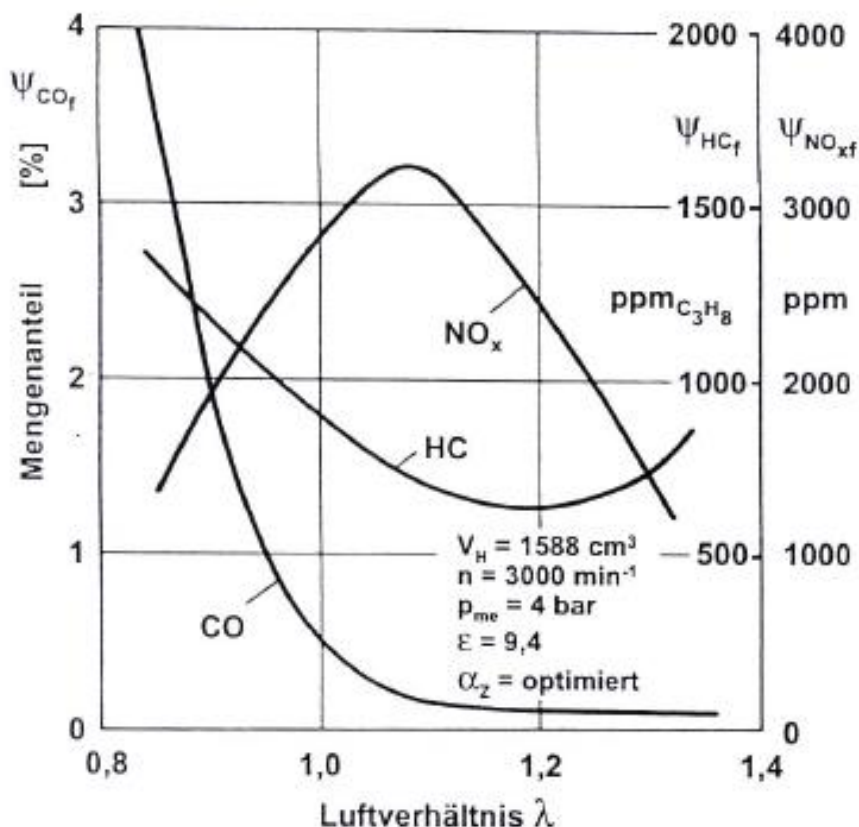


Рисунок 27 – Доля загрязняющих веществ в зависимости от состава смеси бензинового двигателя

Качество горения сильно зависит от соотношения воздуха. Полное сгорание возможно при стехиометрическом соотношении воздуха ($\alpha = 1$). Колебания состава смеси (локальная лямбда) и отложения на стенках (топливо и масло) приводят к неравномерному сгоранию.

Влияние соотношения воздуха на выбросы загрязняющих веществ бензиновым двигателем можно увидеть на Рисунке 27.

Углеводороды (НС)

Углеводороды (НС) возникают из несгоревших или только частично сгоревших компонентов топлива в выхлопных газах. Это газ с сильным запахом, который поддерживает процесс фотоокисления в атмосфере.

Компоненты жидкого топлива составляют значительную часть выделяемых углеводородов, особенно на этапе запуска и прогрева, из-за конденсации на холодном канале и стенках камеры сгорания.

Локально очень богатые участки могут привести к преждевременному исчезновению фронта пламени, особенно вблизи стенки цилиндра, если скорость пламени слишком сильно падает. В результате увеличиваются выбросы углеводородов.

Кроме того, углеводороды испаряются из масляной пленки, прилипшей к стенке цилиндра во время сгорания, расширения и газообмена.

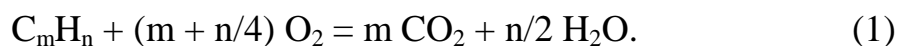
Когда двигатели работают дольше, в камере сгорания также появляются отложения на поршнях, клапанах и головках цилиндров. Эти отложения адсорбируют жидкое топливо, особенно на этапе холодного пуска.

Десорбция жидкого топлива во время фазы вытеснения приводит к снижению температуры выхлопных газов.

При переходе тепловыделяющих элементов из жидкого в газообразное состояние происходит рассеивание тепловой энергии. Температуры, необходимые для эффективной очистки выхлопных газов, могут быть достигнуты только позже.

По этим причинам выбросы углеводородов играют очень важную роль в оценке влияния фазы запуска и прогрева на выбросы выхлопных газов.

Последующее окисление несгоревших углеводородов возможно при работе двигателя с небольшой обедненной смесью (избыток кислорода) и высоких температурах в фазе выхлопа:



Чтобы снизить выбросы углеводородов, особенно на этапе запуска, имеет смысл стимулировать реакцию с помощью дополнительного кислорода, вводимого в выхлопную систему.

Оксид углерода (CO)

Содержание монооксида углерода в выхлопных газах двигателей Otto в целом очень низкое, но резко увеличивается при низких атмосферных условиях ($\lambda < 1$) из-за неполного окисления.

Концентрация окиси углерода самая высокая во время горения. Оставшиеся молекулы CO из зон с локально богатой смесью частично окисляются во время фазы расширения за счет восстановления водяным паром:



При высоком содержании кислорода (> 1) окисление CO до диоксида углерода (CO₂) происходит напрямую:



Фаза запуска и разогрева имеет большое значение для увеличения выбросов оксида углерода. Обогащение смеси на старте и неоднородности заряда цилиндра из-за недостаточного приготовления смеси во время

прогрева приводят к значительному увеличению выбросов монооксида углерода.

Оксиды азота (NO_x)

Оксиды азота (NO_x) варьируются от бесцветного газа без запаха до красновато-коричневого газа с резким раздражающим запахом [94]. Образованию оксида азота способствуют высокие температуры камеры сгорания с достаточно высокой долей кислорода в топливно-воздушной смеси. Образование оксидов азота обычно происходит при температурах выше 2200 К. Максимальная температура горения достигается при слегка обогащенной горючей смеси ($\lambda = 0,95$). Однако, поскольку здесь отсутствует кислород, максимальный выброс NO_x в бензиновом двигателе смещается до отношения воздуха $\lambda = 1,1$. Если соотношение воздуха превышает 1,1, выбросы оксидов азота резко снижаются из-за падения уровня температуры.

Обогащение смеси в начале и смещение точки воспламенения на более поздние моменты времени во время фазы разогрева противодействуют образованию оксидов азота, так что учет выбросов оксидов азота в начале играет значительно второстепенную роль в соотношении к углеводородам и окиси углерода.

Регулируемый трехкомпонентный катализатор

Регулируемый трехкомпонентный каталитический нейтрализатор за многие годы зарекомендовал себя как наиболее эффективное средство снижения вредных компонентов выхлопных газов.

В случае регулируемого трехкомпонентного каталитического нейтрализатора окисление и восстановление должны происходить одновременно и с достаточной скоростью реакции. Операция $\lambda = 1,0$ означает, что в катализаторе имеется достаточный уровень кислорода для окисления монооксида углерода и углеводородов. Оксиды азота восстанавливаются оксидами углерода и углеводородами.

Реакции окисления ускоряются платиновым или палладиевым покрытием, а реакция восстановления поддерживается родием (таблица 2).

Таблица 2 – Химические реакции трехкомпонентного катализатора

Окисление СО или НС кислородом воздуха при $\lambda \geq 1$	$C_m H_n + (m + n/4) O_2 = m CO_2 + n/2 H_2O$ $CO + 1/2 O_2 = CO_2$ $H_2 + 1/2 O_2 = H_2O$
Окисление СО и НС водой при $\lambda < 1$	$CO + H_2O = CO_2 + H_2$ $C_m H_n + 2 H_2O = m CO_2 + (2 + n/2) H_2$
Снижение NO за счет СО или НС при $\lambda \leq 1$	$CO + NO = 1/2 N_2 + CO_2$ $C_m H_n + 2 (m + n/4) NO = (m + n/4) N_2 + n/2 H_2O + m CO_2$ $H_2 + NO = 1/2 N_2 + H_2O$
Примеры побочных реакций:	$SO_2 + 1/2 O_2 = SO_3$ $5/2 H_2 + NO = NH_3 + H_2O$ $SO_2 + 3 H_2 = H_2S + 2 H_2O$ $NH_3 + CH_4 = HCN + 3 H_2$

Модальный ход типичного тестового прогона показан и объяснен ниже. На рисунке 28 на двух верхних диаграммах модальные кривые трех основных компонентов загрязняющего вещества - углеводорода, монооксида углерода и оксида азота – построены во времени на всех трех этапах испытаний.

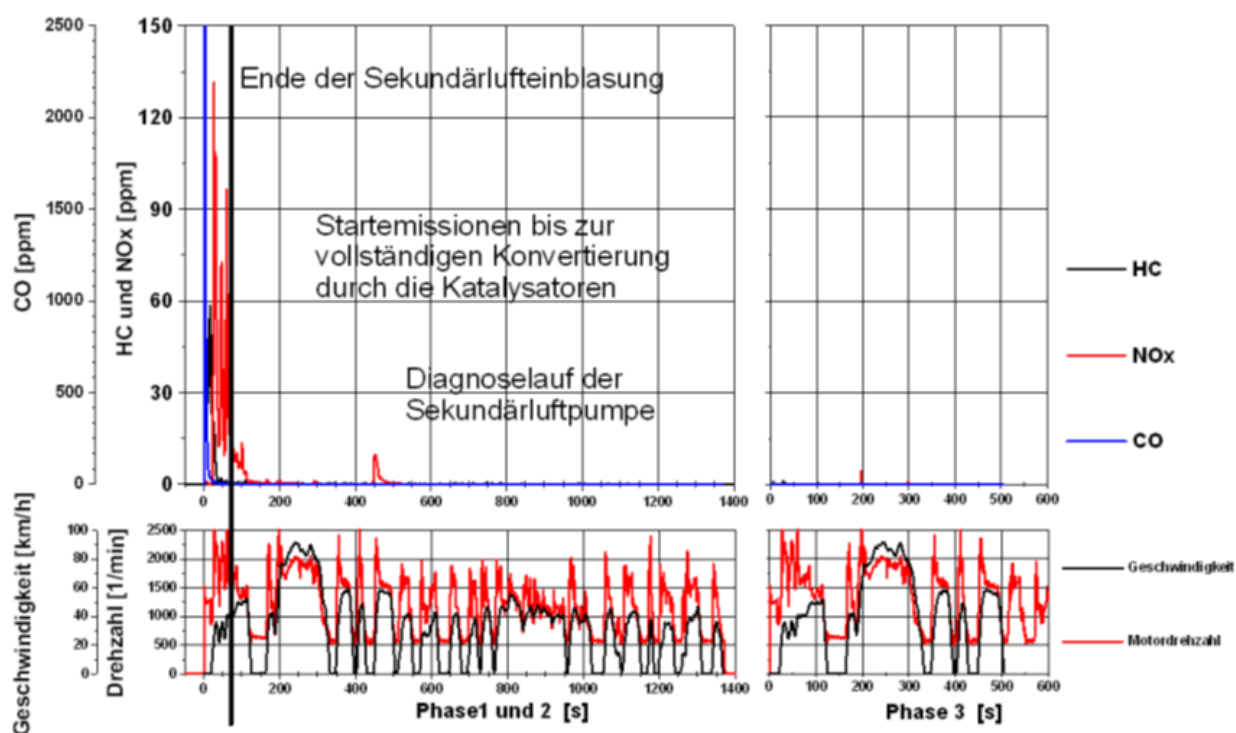


Рисунок 28 – Измеренная модальная кривая в испытательном цикле FTP75

После этого выбросы стремятся к нулю. Этот факт объясняется высокой производительностью современных трехкомпонентных каталитических нейтрализаторов. Незначительное увеличение выбросов оксидов азота примерно через 500 секунд связано с диагностическими требованиями для анализа функциональности системы вторичного воздуха (OBDII). Здесь вторичный воздух на короткое время вводится в систему горячего выхлопа. Обогащенная кислородом бедная атмосфера препятствует снижению выбросов NO_x (рисунок 29).

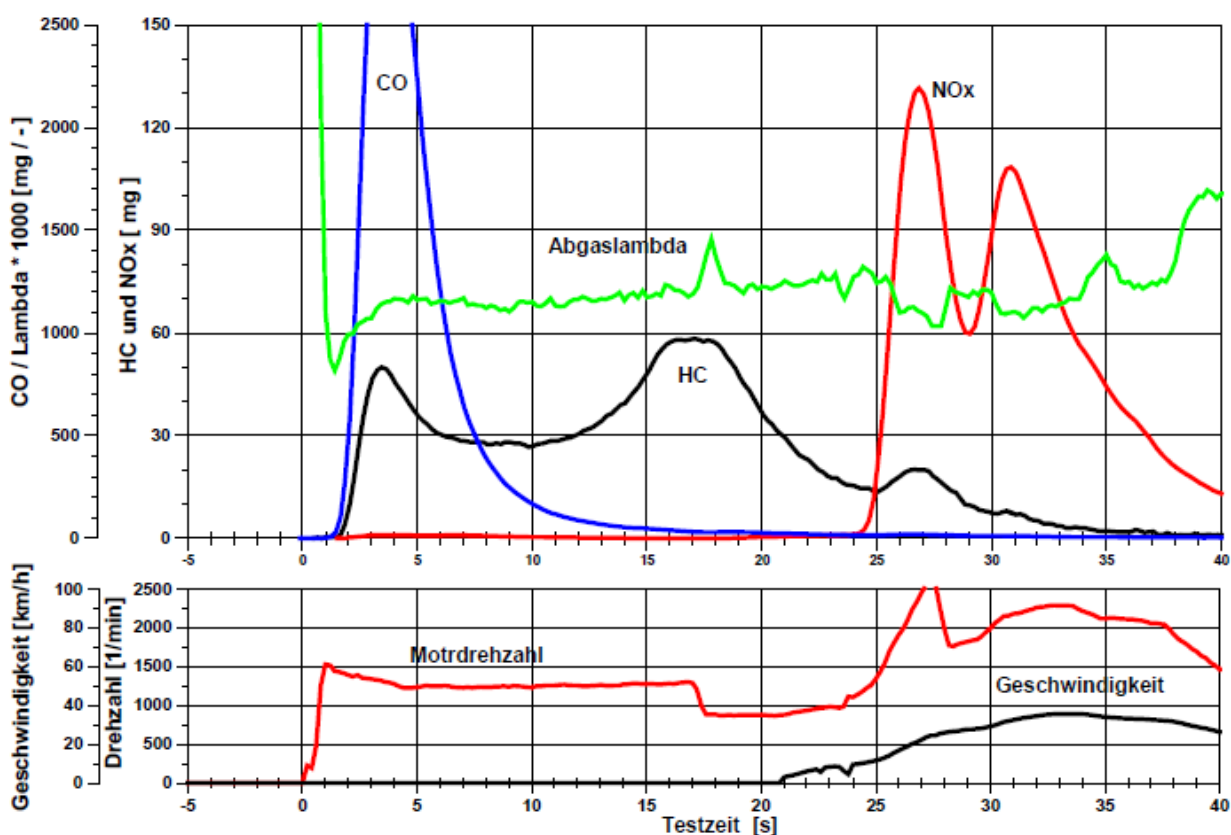


Рисунок 29– Модальный ход первых 40 секунд цикла тестирования FTP75

1.5 Обзор работы PhD Markus Schilling «Рабочие стратегии для снижения выбросов в бензиновых двигателях с процессами сгорания с распылителем»

Эффекты зарядки при сменной работе при средней частичной нагрузке в сочетании с предварительным подогревом всасываемого воздуха

На рисунке 30 показано сочетание эффектов наддува для обедненного и нагретого всасываемого воздуха. При отслеживании противодействия выхлопных газов давление наддува было установлено таким образом, чтобы общее соотношение воздух-топливо было равно 1,7.

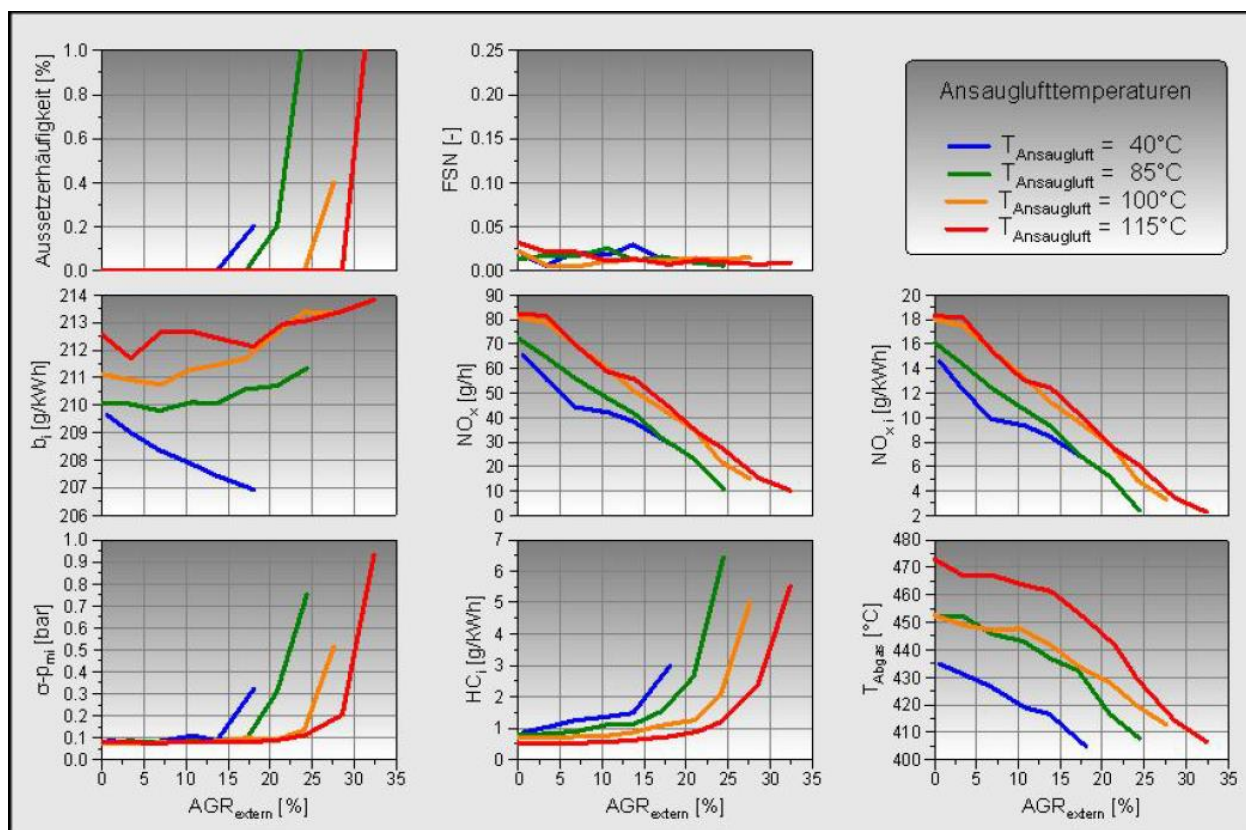


Рисунок 30 – Вариант EGR, N = 2000 об / мин, $p_{mi} = 6$ бар – эффекты зарядки в сочетании с предварительным подогревом всасываемого воздуха

Предварительные исследования при однородной смене с предварительным подогревом всасываемого воздуха

Подобно исследованиям в режиме чистой смены, было исследовано для режима однородной смены с использованием предварительного нагрева всасываемого воздуха, до какой степени внутренняя рециркуляция выхлопных газов может также использоваться для этого рабочего режима. Простой впрыск при воспламенении небольшого количества топлива, которое откладывается во временном окне, аналогичном послойной работе до точки воспламенения, оказался достаточно надежным в обедненном

диапазоне. Для достижения минимально возможных выбросов оксидов азота и использования потенциала снижения дросселирования в среднем диапазоне нагрузок агрегат следует эксплуатировать как можно более экономно ($\lambda > 1,2$). С этой целью было исследовано, как свежий заряд может быть разбавлен выхлопными газами или воздухом (карты рециркуляции отработавших газов).

Целью данной работы было показать подходы к улучшению характеристик выбросов для процессов сгорания бензиновых двигателей с непосредственным впрыском бензина и системой центрального инжектора. Основное внимание было уделено снижению первичных выбросов при поддержании работы на обедненной смеси бензинового двигателя с контролируемым качеством. Впервые в центре внимания исследований была комбинация процессов горения стратифицированного заряда под струйным управлением с изменчивостью в клапанной системе, которая выходит за рамки простой регулировки фазы. Устойчивое обеспечение потенциала предотвращения выбросов CO_2 возможно только в том случае, если на ранней стадии учтены граничные условия и требования по доочистке бедных выхлопных газов. Выводы в значительной степени основаны на результатах испытаний одноцилиндрового двигателя с полностью регулируемым клапанами.

Путем адаптации стратегии работы с остаточным газом для работы с обедненным газом с уменьшенным дросселем на большой площади карты при работе с частичной нагрузкой, уровень исходных выбросов по сравнению с начальным уровнем может быть достигнут при сохранении преимущества потребления при работе на обедненной смеси и в то же время улучшении границ условия доочистки обедненных выхлопных газов. Стратегия работы с остаточным газом для работы на обедненной смеси может быть реализована с использованием механически частично регулируемого клапанного механизма (переключение подъема клапана с помощью «двухступенчатой системы» и регулятора фазы на входе и выходе).

В области меньшей частичной нагрузки предпочтителен режим работы «Сдвиг». Благодаря сочетанию плато кулачков на впускной и выпускной сторонах, а также адаптированному положению фаз необходимое содержание остаточного газа, снижающее оксид азота, достигается исключительно за счет внутренней рециркуляции выхлопных газов за счет максимального перекрытия клапанов и, таким образом, выталкивания назад и всасывания из выпускного отверстия. или впускные каналы. Совместимость процесса сгорания с остаточным газом значительно выше, чем при обычном режиме с внешней системой рециркуляции отработавших газов, из-за значительно более высоких температур свежего заряда. В то же время повышенные температуры свежего заряда способствуют образованию смеси и воспламенению, а также обеспечивают плавное горение без образования сажи даже при самых высоких долях остаточного газа. В целом, таким образом может быть достигнут очень низкий уровень исходных выбросов в отношении выбросов оксидов азота и частиц (число почернения) в зоне сменной работы. Для «однородной смены», использованной выше, повышенная устойчивость к остаточному газу и работоспособность на обедненной смеси также могут быть продемонстрированы путем повышения температуры. Однако результаты исследований показывают, что более умеренное повышение температуры свежего заряда дает наиболее благоприятные результаты по сравнению со сменным режимом работы из-за риска самовозгорания. Это может быть достигнуто за счет обратного всасывания из впускного отверстия - с использованием тех же кривых подъема клапана или формы кулачка, что и при переключении передач. Этот вариант также может быть реализован с той же механически частично регулируемой арматурой, но вместо кулачка выпускного плато будет использоваться обычный выпускной кулачок. Работа двигателя с вариантами регулирования остаточного газа, показанными в режиме гетерогенной обедненной смеси, также будет (на основе текущих знаний) без них. Контроль горения, необходимый для работы CAI, возможно при

установленном угле зажигания и применении детонации. Учет переходных процессов или поведения при переключении между рабочими точками и рабочими режимами должен проводиться в дальнейших исследованиях на полном двигателе.

В дополнение к подробному исследованию стратегий остаточного газа в сочетании с процессами гетерогенного обедненного сжигания, была проведена оценка возможных направлений развития технологических модулей для этих процессов сжигания. Другой подход – умеренное увеличение давления впрыска при сохранении существующей инжекторной технологии с пьезоактивируемым соплом А. Оценка влияния повышенного давления впрыска также проводилась посредством испытаний как на одноцилиндровых агрегатах, так и на полном двигателе, но, в частности, также посредством подробных оптических анализов процесса впрыска в нагретой камере давления или на прозрачной единице и с помощью моделирования CFD. Снижение выбросов частиц может быть достигнуто при ограниченных усилиях по применению. В то же время, когда давление впрыска увеличивается, появляется тенденция к переносу времени впрыска из-за более быстрого приготовления смеси и, в частности, из-за более быстрого режима прогорания с меньшими колебаниями цикла. Часть этого потенциала, которая не компенсируется более короткой задержкой сгорания или более быстрой реализацией, может быть использована для снижения выбросов сырого оксида азота путем смещения фокуса горения позже. При дальнейших исследованиях необходимо учитывать затраты энергии на обеспечение повышенного давления впрыска или учет долговечности компонентов. В сочетании с гетерогенными процессами сгорания на обедненном бензиновом двигателе можно продемонстрировать более высокую устойчивость к остаточным газам и лучшую плавность работы в предельном диапазоне максимальной совместимости с рециркуляцией отработавших газов. Оценка влияний системы зажигания, выходящих за

рамки процесса горения (долговечность, потребление энергии, стоимость и вес), должна быть проведена в дальнейших исследованиях.

Еще одна отправная точка для будущих проектов - целостная оценка комбинаций передовых технологических модулей (регулируемый клапанный механизм, увеличение давления впрыска, увеличение энергии искры зажигания).

Обзор подходов, рассмотренных в этой работе, для улучшения характеристик расхода и выбросов бензиновых двигателей с управляемым сгоранием показан в Таблице 3.

Таблица 3 – Подходы для улучшения характеристик бензиновых двигателей с управляемым сгоранием

Мероприятие	Эффекты	Результат
Внутренняя система рециркуляции отработавших газов за счет расширенной вариативности клапанного механизма / кулачков плато	<ul style="list-style-type: none"> • Поддержка образования смеси и воспламенения • Повышение устойчивости к остаточному газу • Повышение температуры выхлопных газов. • термическое снижение дросселирования при однородной смене • Быстрый и прямой учет остаточного газа 	<p>Снижение колебаний цикла за счет высокого разбавления заряда</p> <ul style="list-style-type: none"> • Снижение выбросов сырых NO_x • Снижение выбросов сырых углеводородов • Выхлопные газы в рабочем диапазоне температур каталитических нейтрализаторов, снижение мер по нагреванию каталитических нейтрализаторов, например. Дросселирование сменной работы • Снижение расхода за счет более полного преобразования топлива • Экономия топлива за счет уменьшения дросселирования при однородной смене. • Избегание мертвых времен на маршруте
Повышение давления впрыска	<ul style="list-style-type: none"> • более быстрое и качественное приготовление смеси 	<ul style="list-style-type: none"> • более низкие выбросы твердых частиц • термодинамически более благоприятные очаги горения из-за более быстрого сгорания
Увеличение энергии зажигания	<ul style="list-style-type: none"> • более стабильное зажигание обедненных смесей 	<ul style="list-style-type: none"> • Уменьшение колебаний цикла • Преимущества потребления и выбросов за счет использования потенциала более сильного локального и глобального исхудания.

Выводы по главе изучение литературы для выявления и разработки концепции низкотоксичной работы бензинового двигателя в условиях городского цикла

Рассмотрены основные условия улучшения характеристик бензиновых ДВС в условиях городского цикла, а именно:

- Холодный пуск двигателя требующий предпусковой подогрев каталитического нейтрализатора.
- Использование устройств обеспечивающих рециркуляцию отработавших газов.
- Ускорение процесса сгорания при значительном количестве остаточных газов, это можно реализовать с помощью:
увеличение энергии искры зажигания, применения систем наддува, применение активаторов процесса горения, инженерные решения по компоновке камеры сгорания.

ГЛАВА 2 Описание экспериментального оборудования

Экспериментальные исследования проводились на одноцилиндровой установке УИТ-85 (рисунок 31) и на двигателе ВАЗ-2111 (рисунок 32).



Рисунок 31 – Внешний вид установки УИТ-85

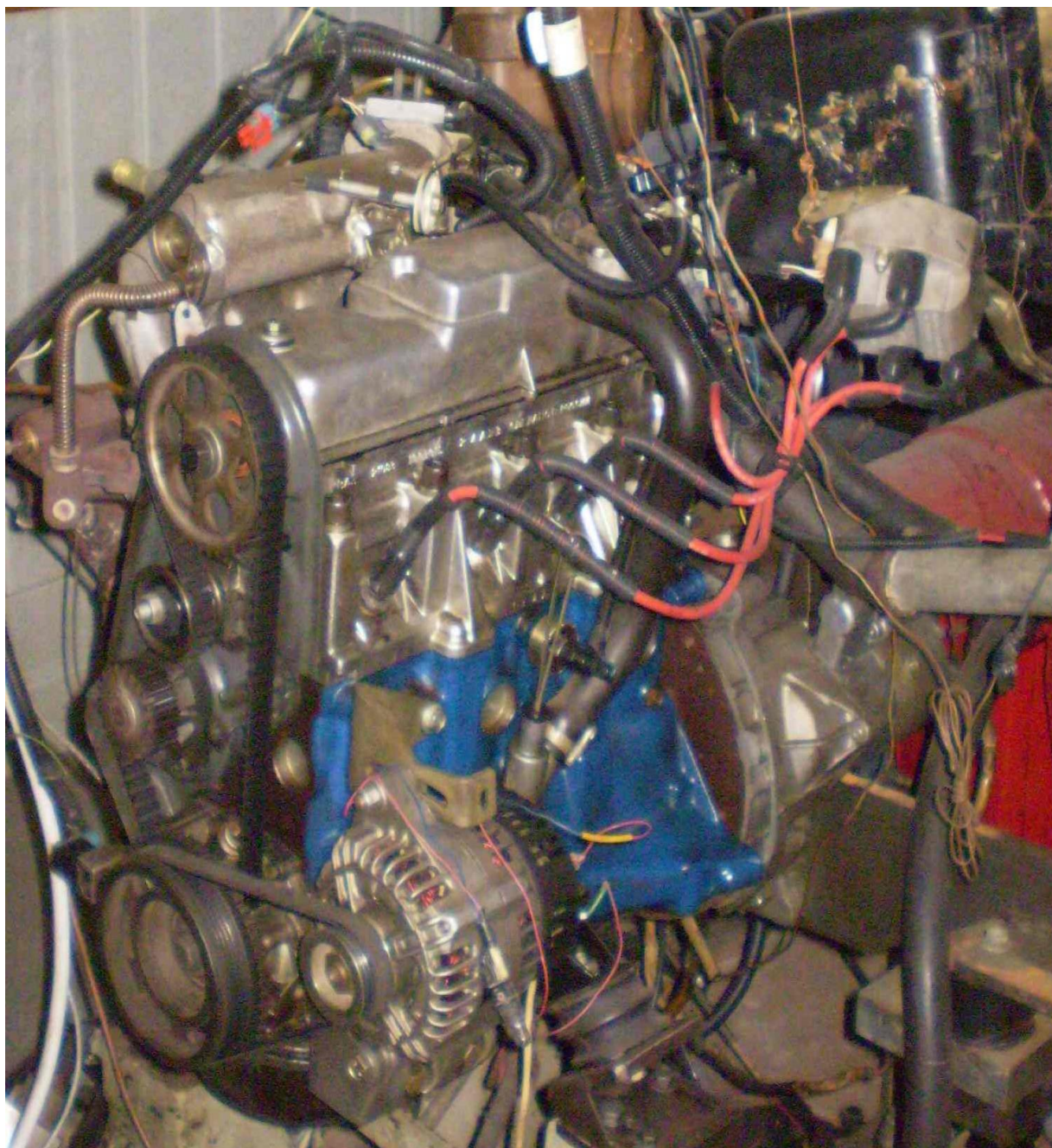


Рисунок 32 – Внешний вид двигателя ВАЗ-2111

Наименование основных средств измерений и их основные характеристики, входящие в состав моторного бокса приведены в таблице 4.

Представленный перечень оборудования показывает возможности достоверного проведения экспериментальных исследований.

Таблица 4 – Средства измерений и их основные характеристики

Наименование средств измерений	Тип, фирма	Класс точности или погрешность	Диапазон измерений
Измерения крутящего момента: динамометр	-	не более ± 2	(0 ÷ 20) кг·м
Измеритель расхода воздуха	Система типа ИРГА	$\pm 1,0 \%$	0 - 300 кг/ч
Состав отработавших газов	Газоанализатор фирма «МЕТА»	$\pm 1,0 \%$	(0 ÷ 10000) ppm
Состав отработавших газов	Газоанализатор «БОНЕР»	$\pm 1,0 \%$	(0 ÷ 10000) ppm

Выводы по главе 2 «Описание экспериментального оборудования»

Показано что исследовательская установка УИТ-85, и установка на базе ВАЗ-2111 соответствует задачам проводимых исследований. Установка позволяет с высокой точностью оценивать влияние степени сжатия при сохранении прочих параметров работы двигателя на термодинамические параметры рабочего процесса.

ГЛАВА 3 Обзор проведенных экспериментальных исследований с целью возможности создания концепции низкотоксичной работы бензинового двигателя в условиях городского цикла

3.1 Результаты экспериментальных исследований на установке УИТ-85

Были проведены экспериментальные исследования на специальной установке УИТ-85. Полученные результаты представлены на рисунке 33 в виде связи концентрации оксидов азота в отработавших газах с α , при различных добавках водорода.

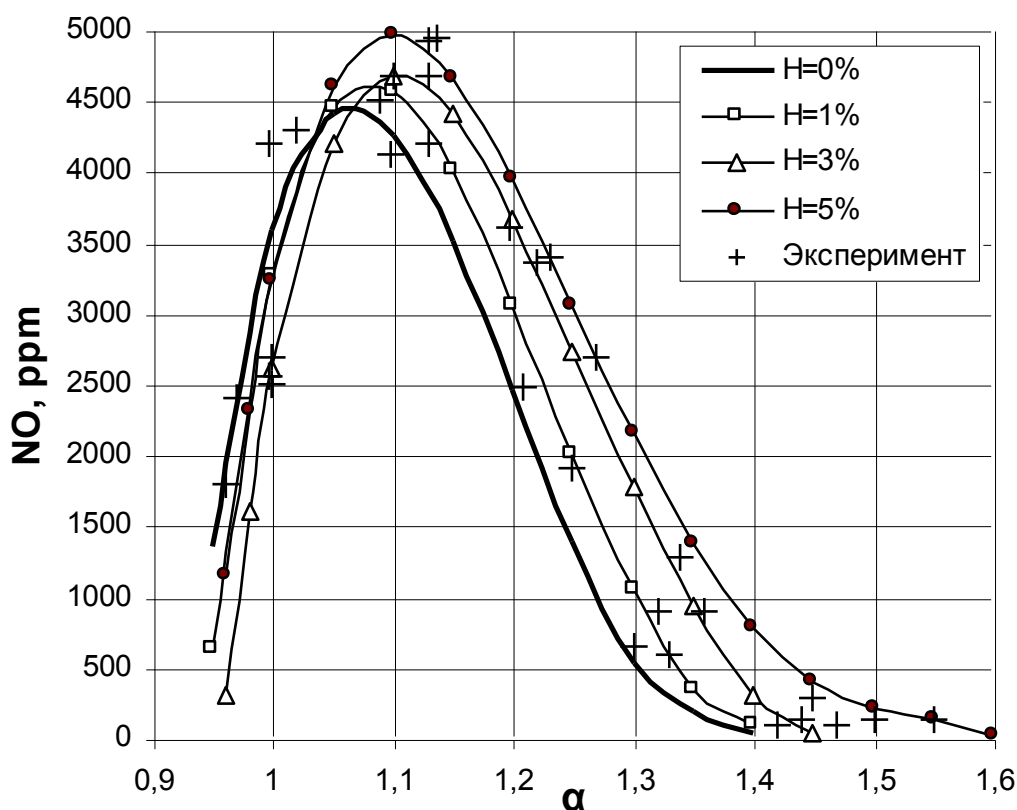


Рисунок 33 – Связь концентрации оксидов азота в отработавших газах с α , при различных добавках водорода.

Таким образом, увеличение средней скорости распространения пламени с добавлением водорода для смесей беднее $\alpha = 1,1$, приводит к увеличению выхода оксидов азота (рисунок 34).

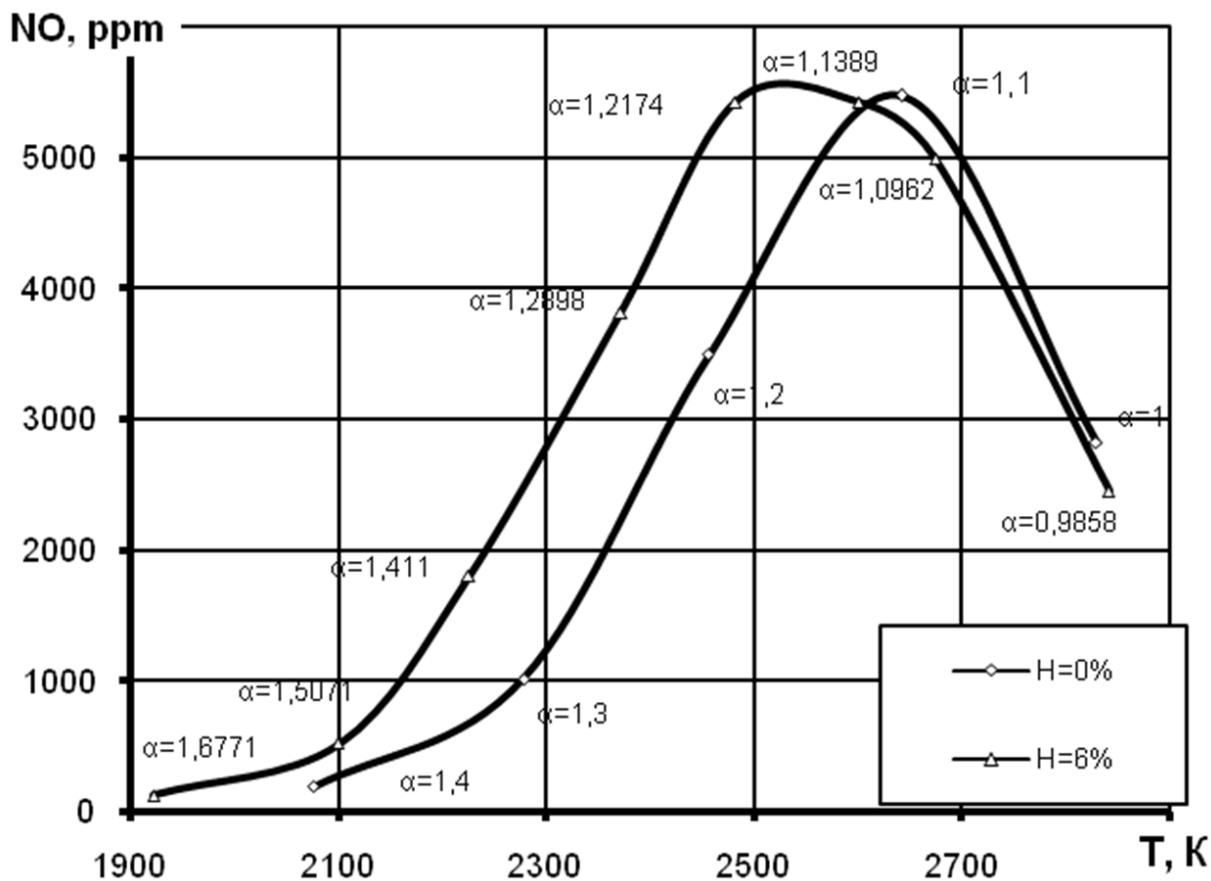


Рисунок 34 – График зависимости выхода NO от максимальной температуры цикла.

Работа на УИТ-85 в зависимости от температуры во время процесса сгорания соответствует работе атмосферного двигателя при максимальных нагрузках. На рисунке 35 показана токсичность продуктов неполного сгорания. На рисунке 35 показана токсичность углеводородов (CH).

На рисунке 36 показана концентрация монооксида углерода (CO) в выхлопных газах.

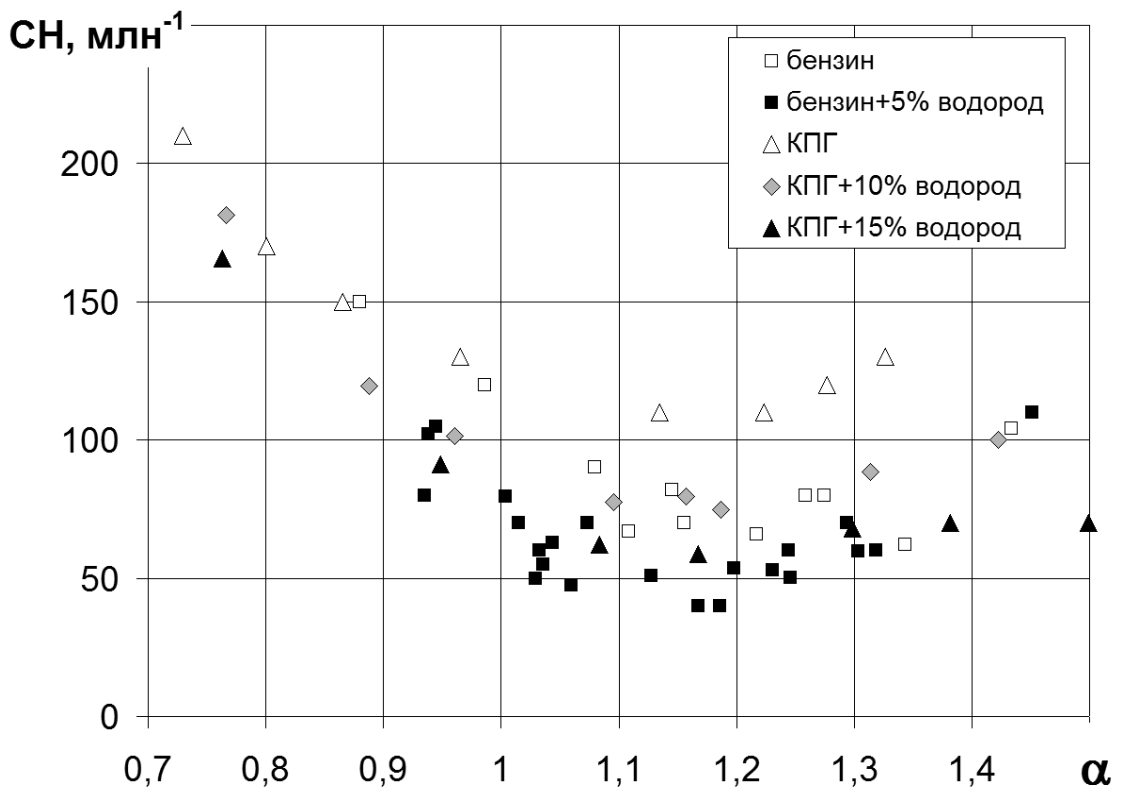


Рисунок 35 – Концентрация несгоревшие углеводороды (CH) в ОГ для УИТ-85

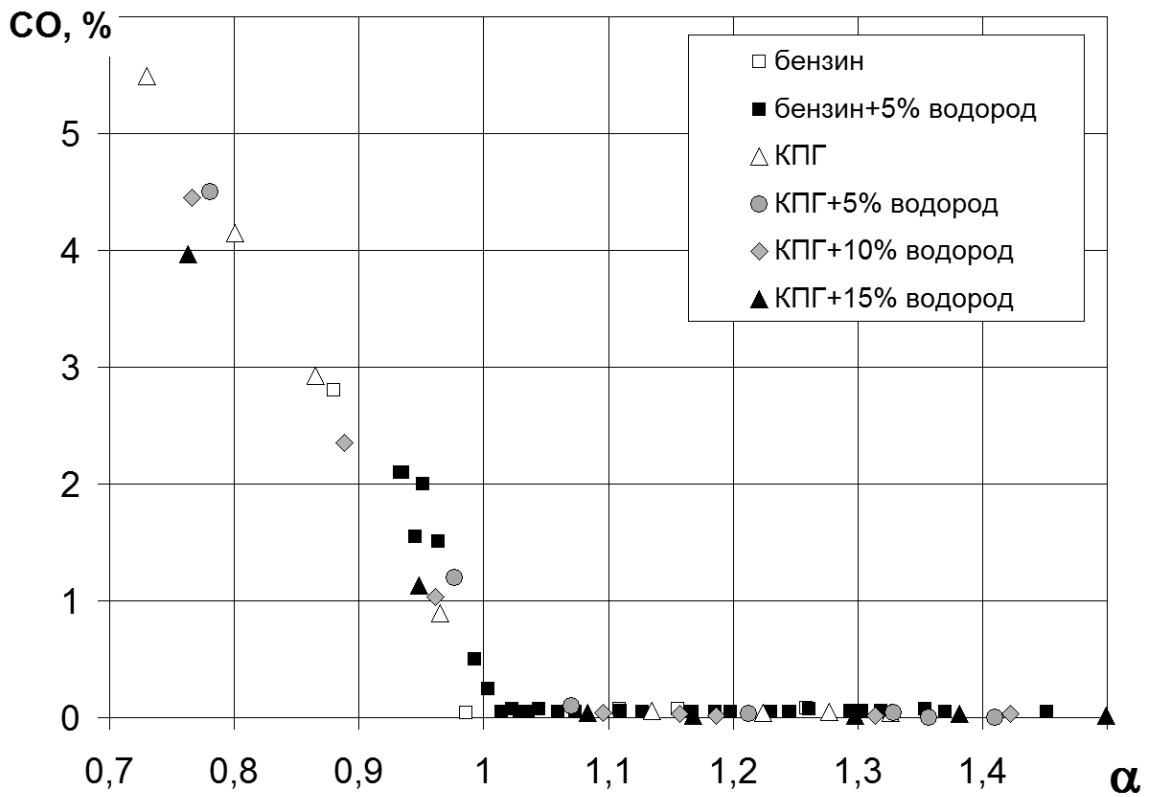


Рисунок 36 – Концентрация оксида углерода (CO) в ОГ для УИТ-85

3.2 Результаты экспериментальных исследований на ВАЗ-2111

Рассмотрим влияние вида топлива на токсичности при работе двигателя ВАЗ-2111 на холостом ходу при степени сжатия 9,8 и 7,5. На рисунке 37 и 38 представлена концентрация СН в отработавших газах в зависимости от коэффициента избытка топлива.

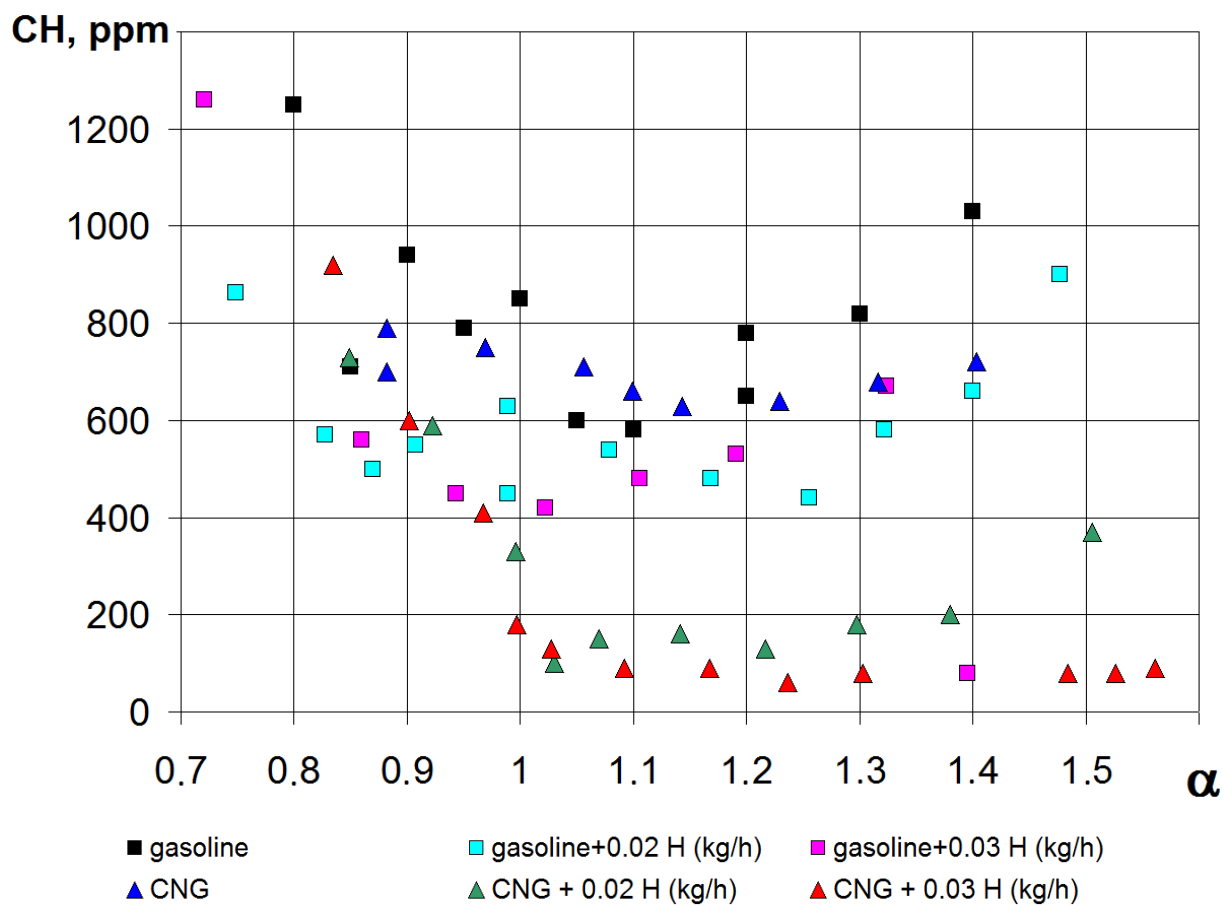


Рисунок 37 – Концентрация СН в ОГ на режиме холостого хода двигателя ВАЗ-2111 при степени сжатия 9.8

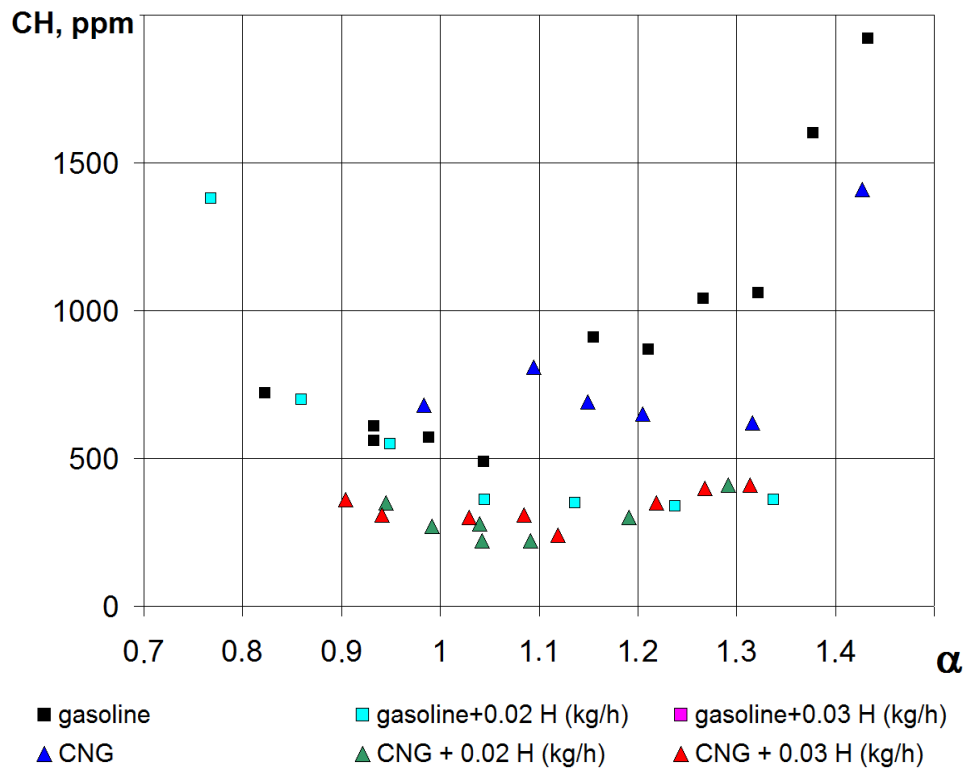


Рисунок 38 – Концентрация СН в ОГ на режиме холостого хода двигателя ВАЗ-2111 при степени сжатия 7.5

На рисунке 39 и 40 представлена концентрация угарного газа (CO), для степени сжатия 9,8 и 7,5.

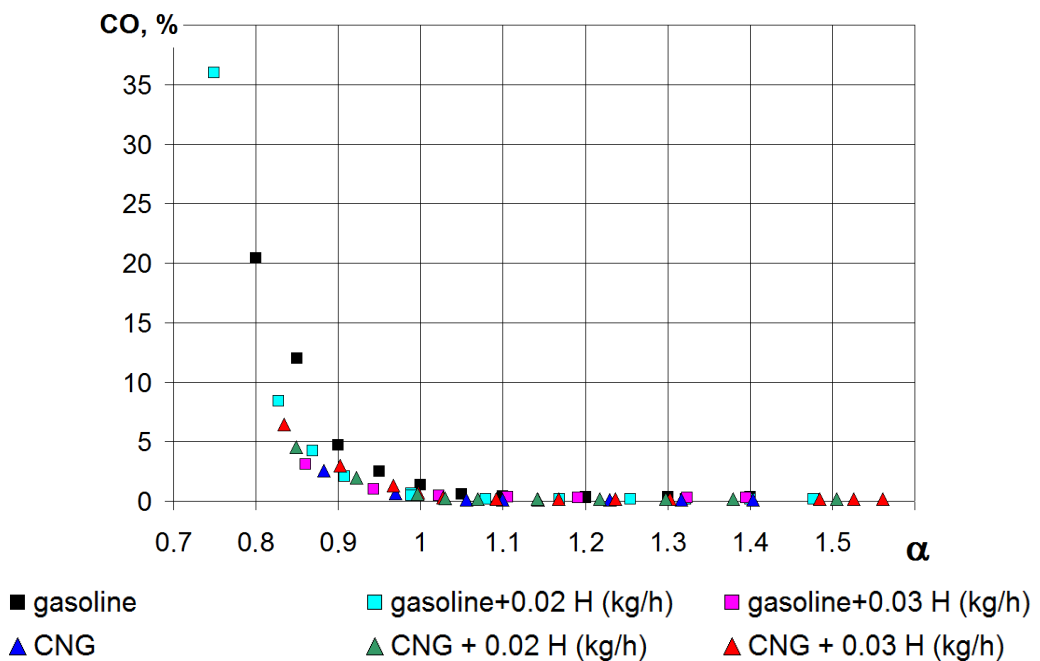


Рисунок 39 – Концентрация CO в ОГ на режиме холостого хода двигателя ВАЗ-2111 при степени сжатия 9,8

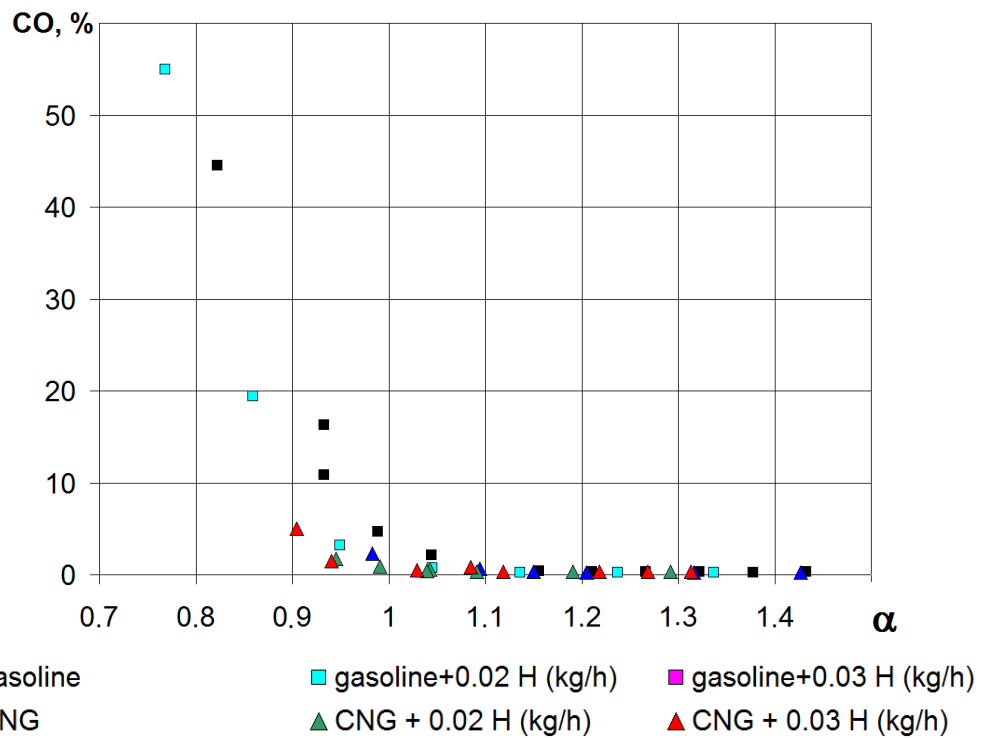


Рисунок 40 – Концентрация СО в отработавших газос на режиме холостого хода двигателя ВАЗ-2111 при степени сжатия 7,5

На рисунке 41 и 42 представлена концентрация оксидов азота (NO_x), для степени сжатия 9,8 и 7,5.

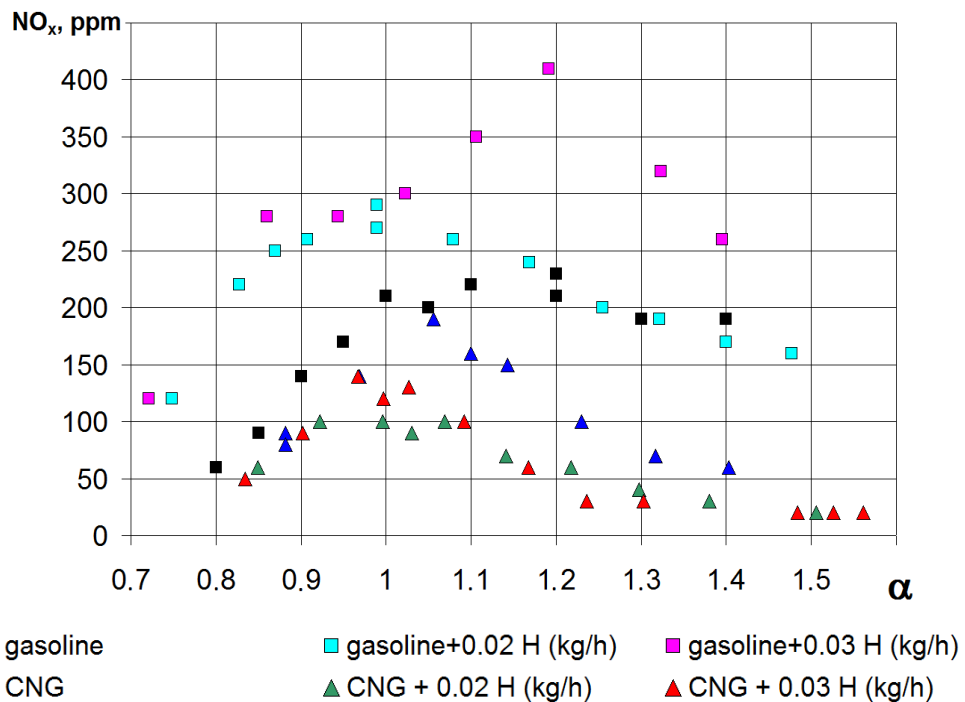


Рисунок 41 – Концентрация NO_x в ОГ на режиме холостого хода двигателя ВАЗ-2111 при степени сжатия 9,8

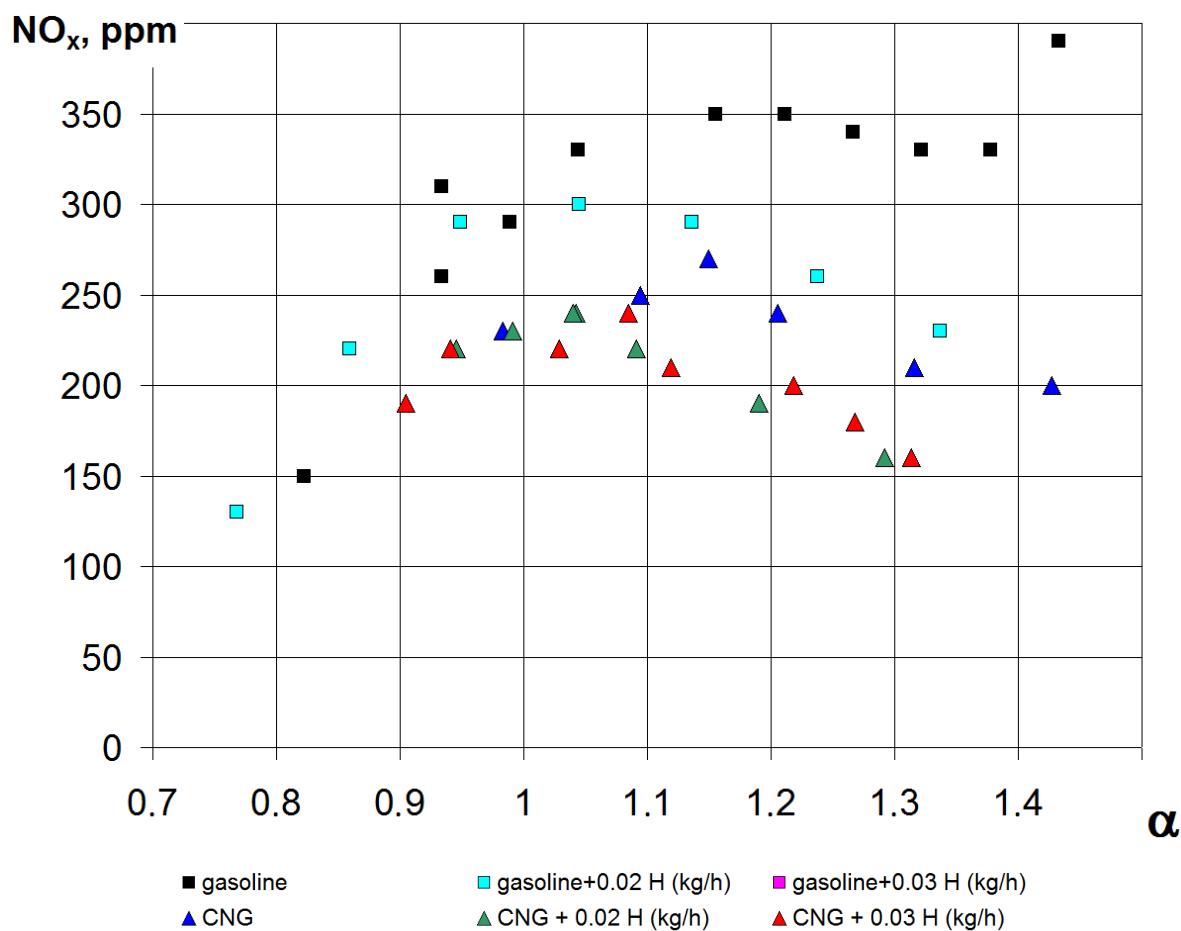


Рисунок 42 – Концентрация NO_x в ОГ на режиме холостого хода двигателя ВАЗ-2111 при степени сжатия 7.5

Выводы по главе 3 «Обзор проведенных экспериментальных исследований с целью возможности создания концепции низкотоксичной работы бензинового двигателя в условиях городского цикла»

Анализ результатов представленных экспериментальных исследований показал влияние температуры в процессе сгорания на механизмы образования NO_x и CO , при учете соотношения воздуха к топливу.

Глава 4 Разработки концепции низкотоксичной работы бензинового двигателя в условиях городского цикла

На рисунках 43, 44 и 45 приведены характеристики токсичности в мг/цикл при работе на УИТ-85.

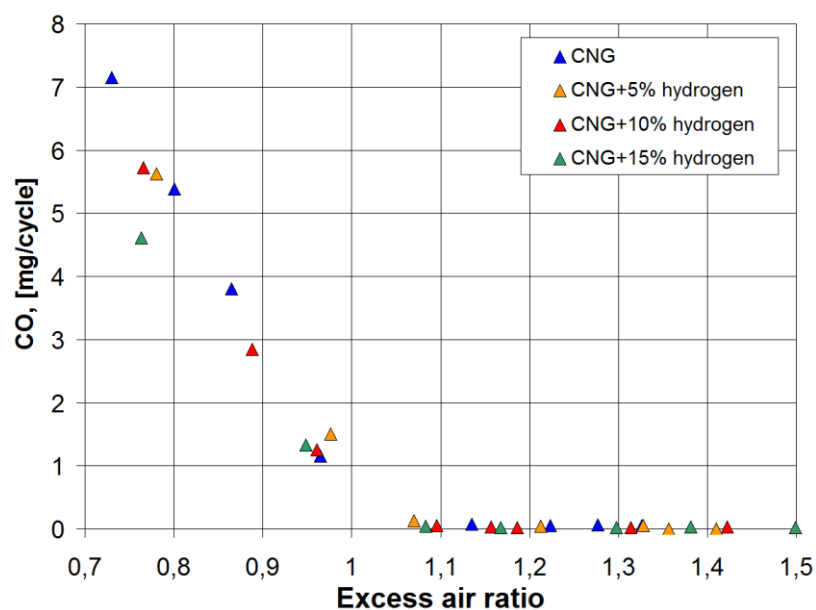


Рисунок 43 – Концентрация окиси углерода (CO) в ОГ для УИТ-85

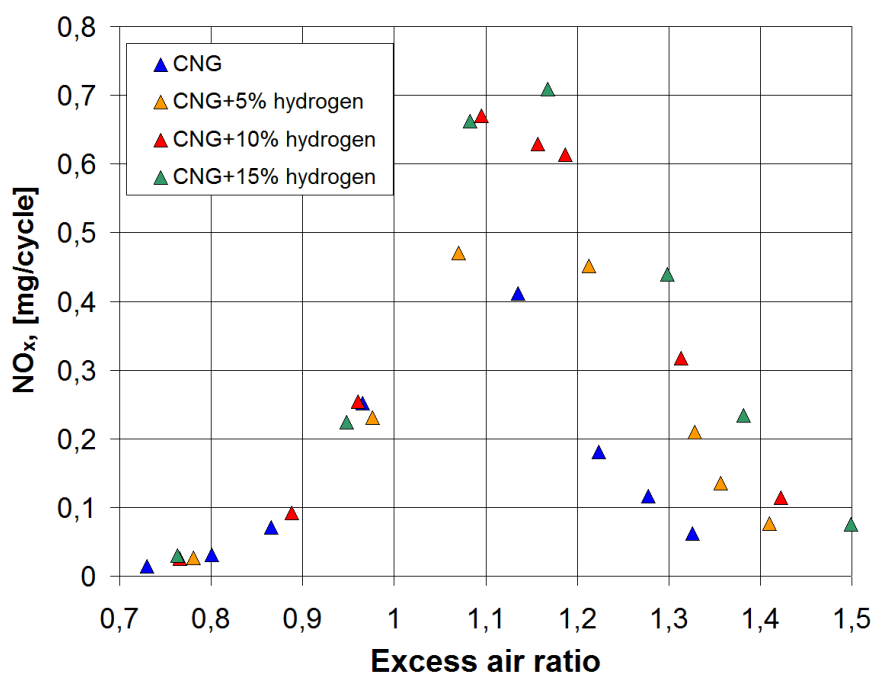


Рисунок 44 – Концентрация оксидов азота (NOx) в ОГ для УИТ-85

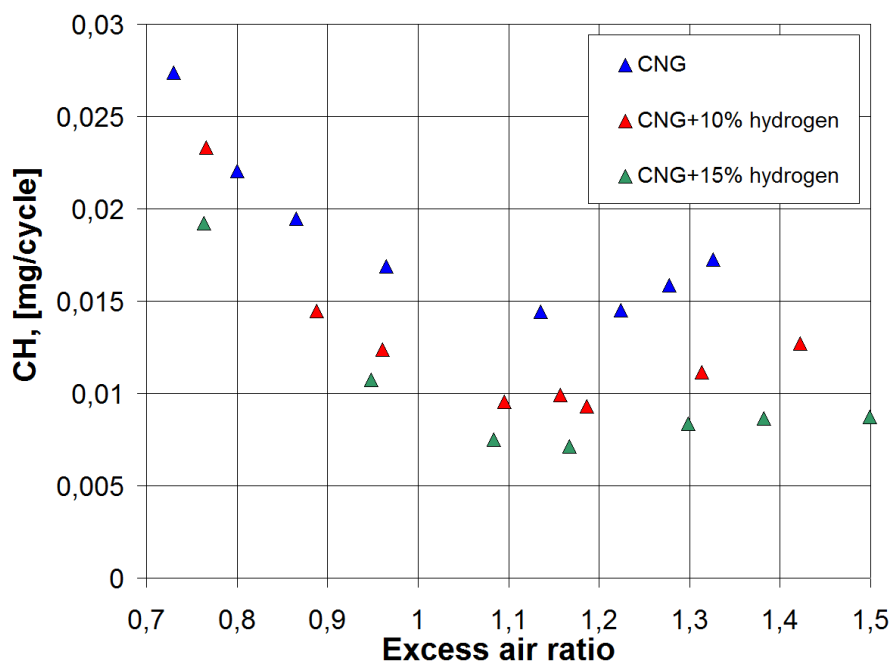


Рисунок 45 – Концентрация несгоревших углеводородов (CH) в ОГ для УИТ-85

На рисунке 46 приведено линейное соотношение максимальной температуры цикла с температурой в конце процесса сгорания.

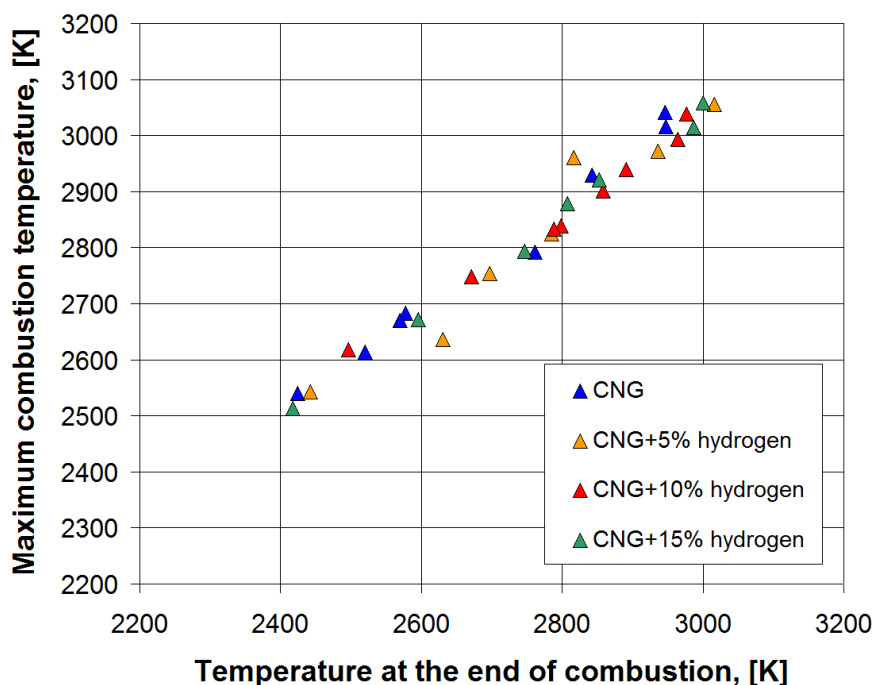


Рисунок 46 – Характеристики связи температуры конца сгорания с максимальной температурой цикла в УИТ-85

На рисунках 47, 48 и 49 приведены графики для тех температур влияние которых является более линейным.

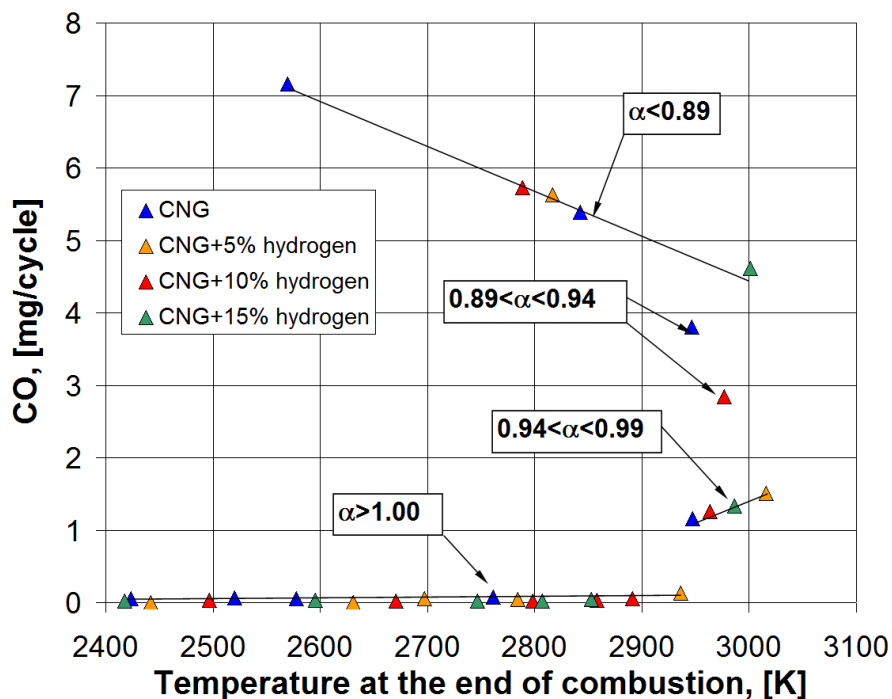


Рисунок 47 – Связь оксида углерода (CO) с температурой конца сгорания

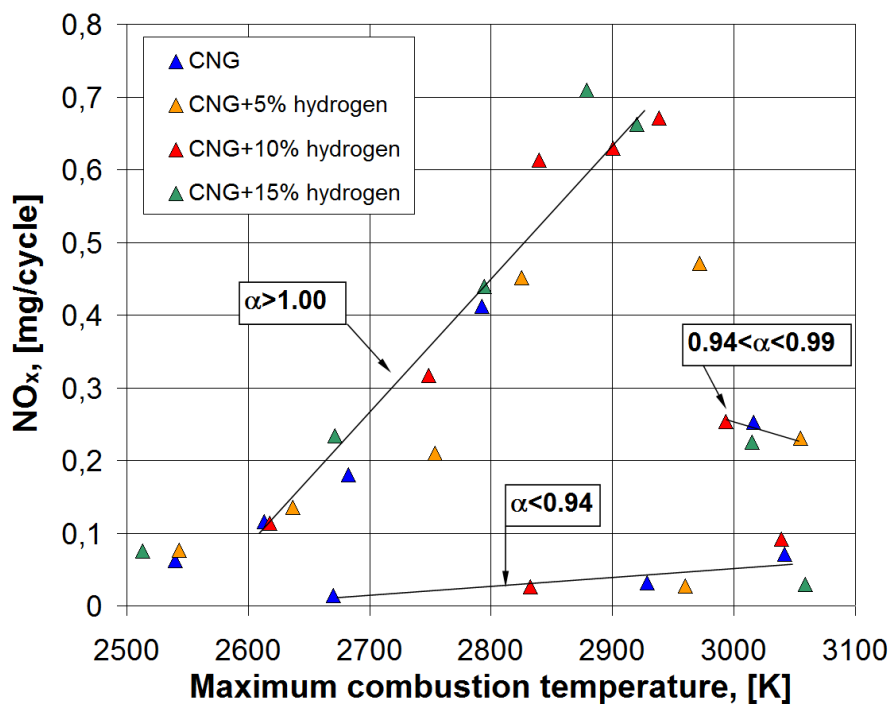


Рисунок 48 – Связь оксида азота (NO_x) с максимальной температурой цикла

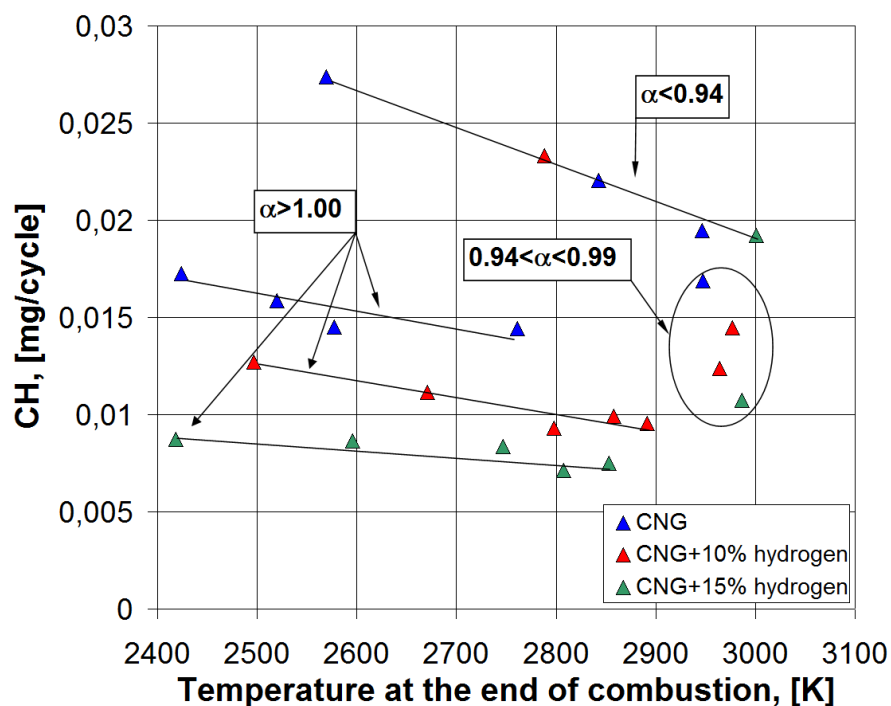


Рисунок 49 – Связь несгоревших углеводородов (CH) с температурой конца сгорания

На рисунке 50 наглядно показана значимость увеличения площади стенок при увеличении длительности процесса сгорания на токсичность по CH.

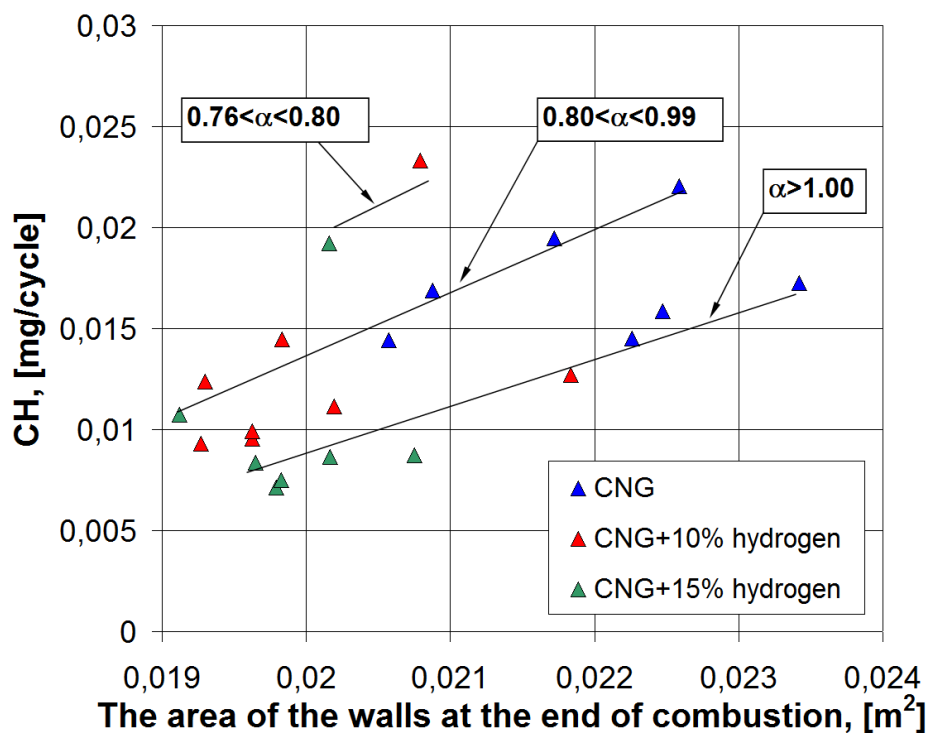


Рисунок 50 – Связь несгоревших углеводородов (CH) с площадью стенок в конце сгорания

Была выявлена зависимость количества СН в отработавших газах с энергией, введенной с топливом в цилиндр двигателя (рисунок 51).

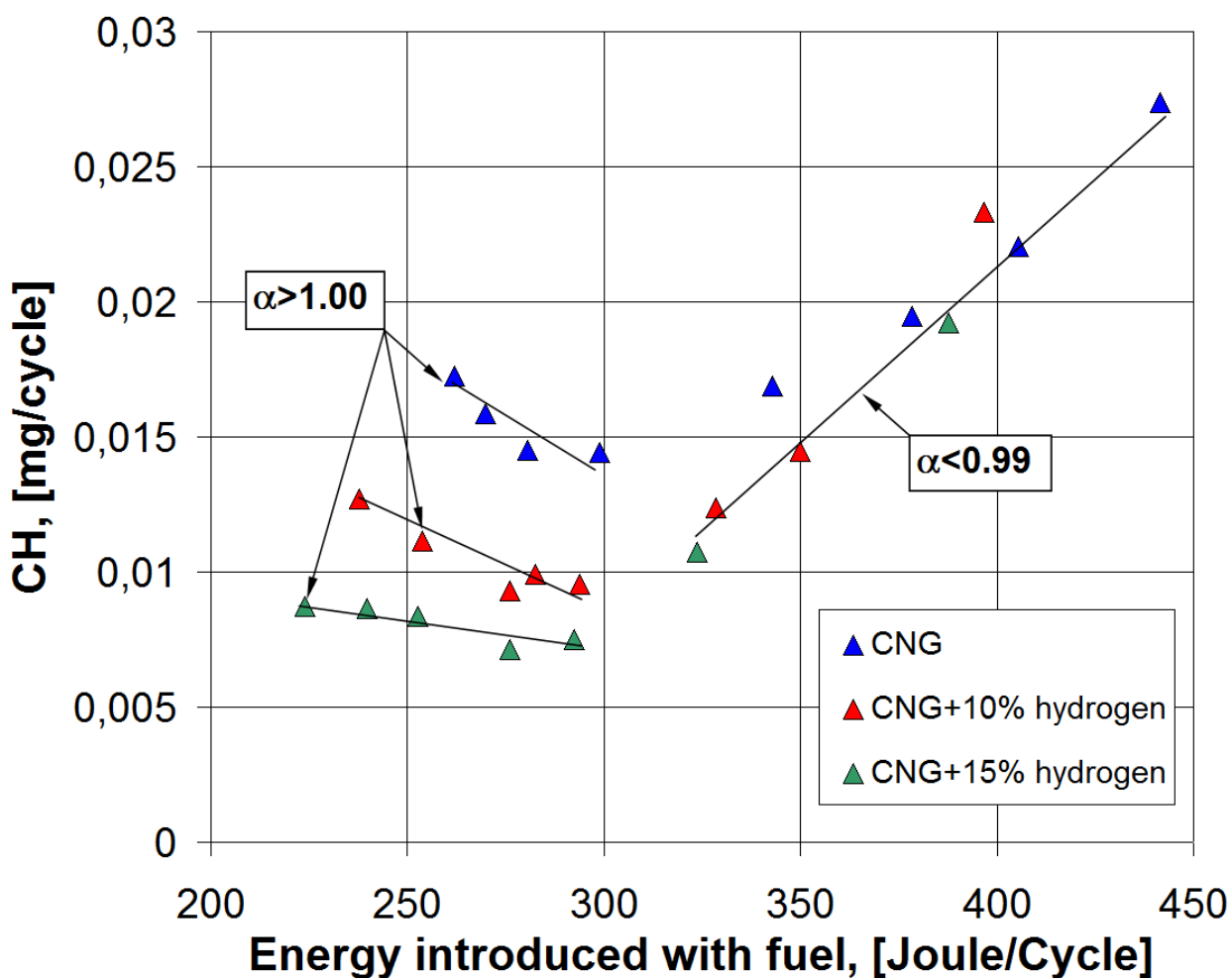


Рисунок 51 – Связь токсичности по СН с энергией, введенной с топливом в цилиндр

Сравнение характеристик токсичности с величиной амплитуды сигнала ионного тока приведены на рисунках 52 – 54.

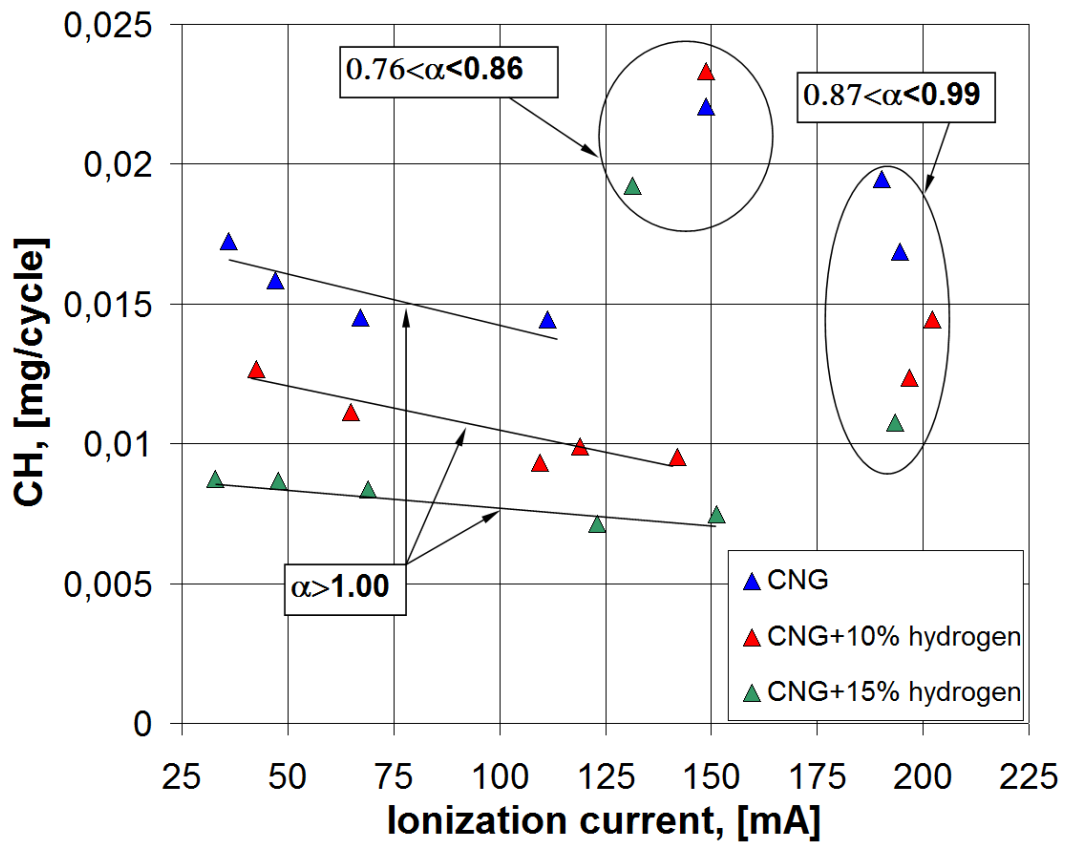


Рисунок 52 – Связь токсичности по СН с ионизацией пламени

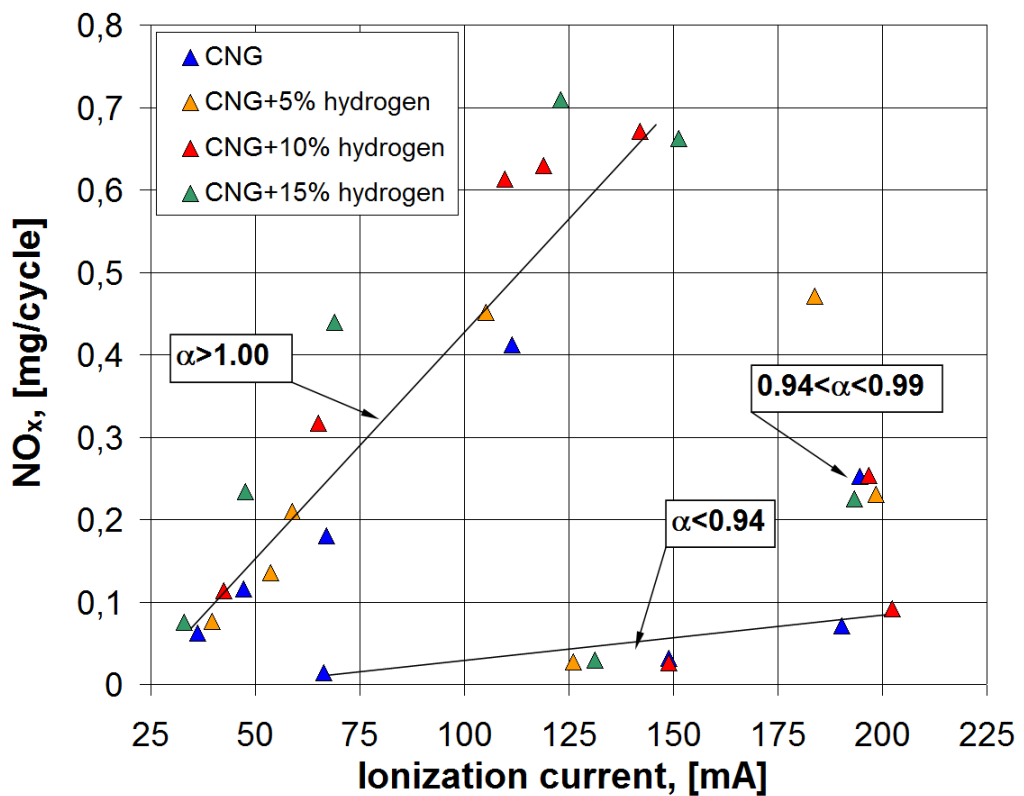


Рисунок 53 – Связь токсичности по оксидам азота (NO_x) с ионизацией пламени

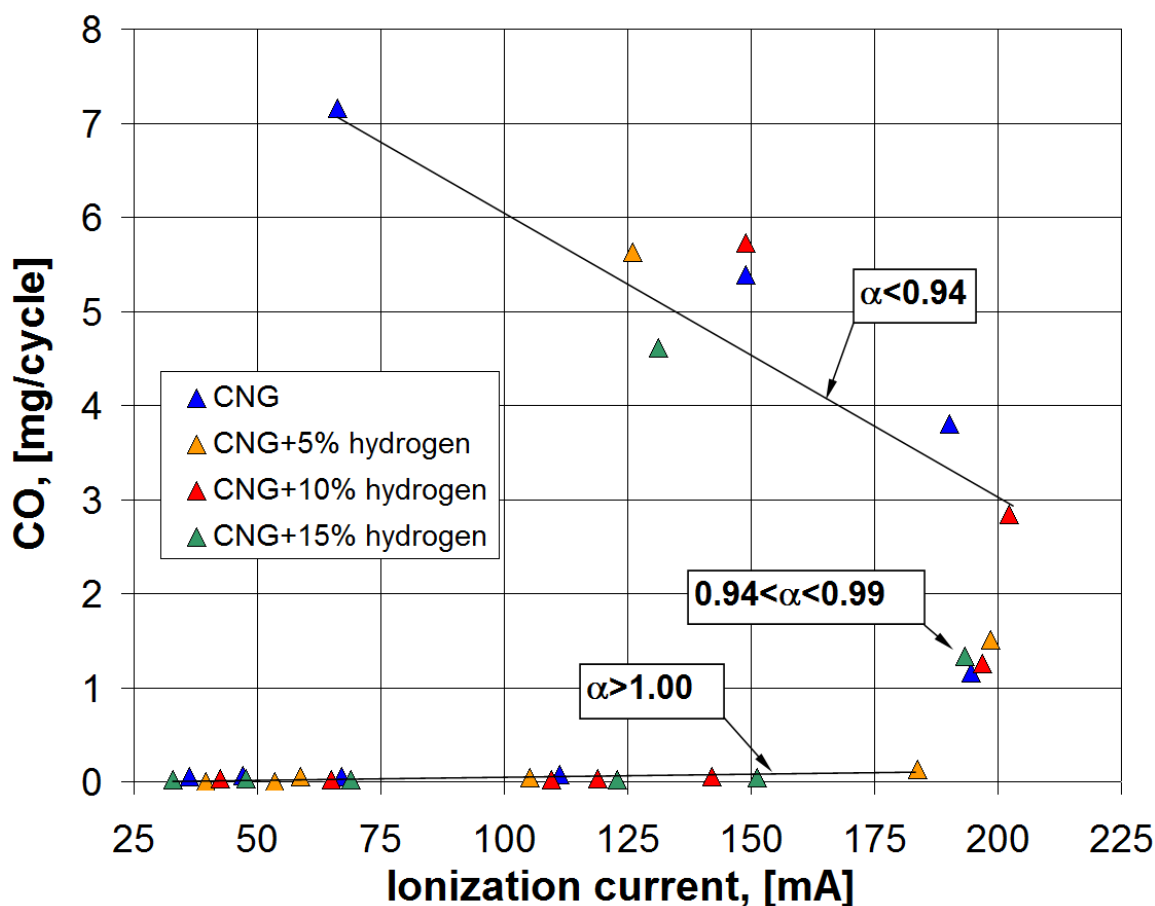


Рисунок 54 – Связь токсичности оксидом углерода (CO) с ионизацией пламени

Выводы по 4 главе.

Выявлено, что по температуре и площади стенок в конце завершения сгорания, можно оценивать токсичность по CH, при учете соотношения воздуха к топливу.

Проведенная оценка возможности определения токсичных компонентов по амплитуде ионного тока показала возможность данного подхода при оценке токсичности по NO_x и CH. в области смесей с коэффициентом избытка воздуха более 1. А также токсичность по NO_x в области смесей с коэффициентом избытка воздуха менее 0,94.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Рассмотрены основные условия улучшения характеристик бензиновых ДВС в условиях городского цикла, а именно:

- Холодный пуск двигателя требующий предпусковой подогрев каталитического нейтрализатора.
- Использование устройств обеспечивающих рециркуляцию отработавших газов.
- Ускорение процесса сгорания при значительном количестве остаточных газов, это можно реализовать с помощью: увеличение энергии искры зажигания, применения систем наддува, применение активаторов процесса горения, инженерные решения по компоновке камеры сгорания.

Выводы по главе 1

Рассмотрены основные условия улучшения характеристик бензиновых ДВС в условиях городского цикла, а именно:

- Холодный пуск двигателя требующий предпусковой подогрев каталитического нейтрализатора.
- Использование устройств обеспечивающих рециркуляцию отработавших газов.
- Ускорение процесса сгорания при значительном количестве остаточных газов, это можно реализовать с помощью: увеличение энергии искры зажигания, применения систем наддува, применение активаторов процесса горения, инженерные решения по компоновке камеры сгорания.

Выводы по главе 2

Показано что исследовательская установка УИТ-85, и установка на базе ВАЗ-2111 соответствует задачам проводимых исследований. Установка позволяет с высокой точностью оценивать влияние степени сжатия при

сохранении прочих параметров работы двигателя на термодинамические параметры рабочего процесса.

Выводы по главе 3

Анализ результатов представленных экспериментальных исследований показал влияние температуры в процессе сгорания на механизмы образования NOx и CO, при учете соотношения воздуха к топливу.

Выводы по главе 4 «Оценка влияния степени сжатия на характеристики протекания процесса сгорания в бензиновом двигателе»

Выявлено, что по температуре и площади стенок в конце завершения сгорания, можно оценивать токсичность по CH, при учете соотношения воздуха к топливу.

Проведенная оценка возможности определения токсичных компонентов по амплитуде ионного тока показала возможность данного подхода при оценке токсичности по NOx и CH. в области смесей с коэффициентом избытка воздуха более 1. А также токсичность по NOx в области смесей с коэффициентом избытка воздуха менее 0.94.

СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. William P. Attard, Steven Konidaris, Ferenc Hamori, Elisa Toulson and Harry C. Watson Compression Ratio Effects on Performance, Efficiency, Emissions and Combustion in a Carbureted and PFI Small Engine / SAE International. 2007. 2007-01-3623
2. Adnan N Ahmed, Zuhair H Obeid and Alauldinn H Jasim Experimental investigation for optimum compression ratio of single cylinder spark ignition engine / IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 454 (2018) 012003
3. L. Yüksek, O. Özener, H. Kaleli Determination of Optimum Compression Ratio: A Tribological Aspect / Tribology in Industry. Vol. 35, No. 4 (2013) 270-275
4. LAKE, T., STOKES, J., MURPHY, R., OSBORNE, R. and SCHAMEL, A., 'Turbocharging Concepts for Downsized DI Gasoline Engines', SAE paper 200401-0036. (2004)
5. LECOINTE, B. and MONNIER, G., 'Downsizing a Gasoline Engine Using Turbocharging with Direct Injection', SAE paper 2003-01-0542. (2003)
6. PETITJEAN, D., BERNARDINI, L., MIDDLEMASS, C. and SHAHED, S.M., 'Advanced Gasoline Engine Turbocharging Technology for Fuel Economy Improvements', SAE paper 2004-01-0988. (2004)
7. ATTARD, W.P., 'Exploring the Limits of Spark Ignited Small Engines', Current Ph.D. Thesis, Mech. Eng. Dept., Univ. of Melbourne. (2007)
8. ATTARD, W.P., WATSON, H.C. and KONIDARIS, S., 'Comparing the Performance and Limitations of a Downsized Formula SAE Engine in Normally Aspirated, Supercharged and Turbocharged Modes', SAE paper 2006-32-0072. (2006)
9. DONGHEE, H., SEUNG, K.H. and BONG-HOON, H., 'Development of 2.0L Turbocharged DISI Engine for Downsizing Application', SAE paper 2007-01-0259. (2007)

10. HEYWOOD, J., 'Internal Combustion Engine Fundamentals', ISBN 007028637X. (1988)
11. TAYLOR, C.F., 'The Internal Combustion Engine in Theory and Practice', Vol. 1 and 2, ISBN 0262700271.(1977)
12. EDISON, M.H., 'The Influence of Compression Ratio and Dissociation on Ideal Otto Cycle Engine Thermal Efficiency', SAE Prog. in Technology, vol. 7, pp.49-64. (1964)
13. EDISON, M.H. and TAYLOR, C.F., 'The Limits of Engine Performance- Comparison of Actual and Theoretical Cycles', vol. 7, pp.65-81. (1964)
14. McGEE, J.M., CURTIS, E.W., RUSS, S.G. and LAVOIE, G.A., 'The Effects of Port Fuel Injection Timing and Targeting on Fuel Preparation Relative to a Pre-Vaporized System', SAE paper 2000-012834. (2000)
15. D. Siano, F. Bozza, M. Costa: Reducing Fuel Consumption, Noxious Emissions and Radiated Noise by Selection of the Optimal Control Strategy of a Diesel Engine, SAE 2011-24-0019, 2011.
16. E.P. Becker: Trends in tribological materials and engine technology, Tribol Int., Vol. 37, No. 7, pp. 569-75, 2004.
17. K Gotoh, J. Ceppi, N. Sabatier, Y. Tsuchida: Multi Attribute Optimization: Fuel Consumption, Emissions and Driveability, SAE 2012-01-0946, 2012.
18. C.D. Rakopoulos, E.G. Giakoumis: Second-law analyses applied to internal combustion engines operation, Prog Energ Combust., Vol. 32, No. 1, pp. 2-47, 2006.
19. B. Saerens, J. Vandersteen, T. Persoons, J. Swevers, M. Diehl, E. Van den Buick: Minimization of the fuel consumption of a gasoline engine using dynamic optimization, Appl Energ. Vol. 86, No. 9, pp. 1582-8, 2009.
20. J.A. Caton: Operating Characteristics of a Spark- Ignition Engine Using the Second Law of Thermodynamics: Effects of Speed and Load, SAE 2000-01-0952, 2000.

21. I.E. Fox: Numerical evaluation of the potential for fuel economy improvement due to boundary friction reduction within heavy-duty diesel engines, *Tribol Int.*, Vol. 38, No. 3, pp. 265-75, 2005.
22. V. Rabhi, J. Beroff, F. Dionnet: Study of a Gear- Based Variable Compression Ratio Engine, SAE 2004-01-2931
23. Smolenskaya N.M., Smolenskii V.V., Bobrovskij I. Research of polytropic exponent changing for influence evaluation of actual mixture composition on hydrocarbons concentration decreasing on deep throttling operation // *IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science*. 2017. №50. Article number 012016
24. Smolenskaya N.M., Smolenskii V.V., Korneev N.V. Increase in the thermodynamic efficiency of the working process of spark-ignited engines on natural gas with the addition of hydrogen // *IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science*. 2018. №121. Article number 052009
25. Smolenskii V.V., Smolenskaya N.M. Methods for Assessing the Thermodynamic Characteristics of the Combustion Process Using the Indicator Diagram in Spark-Ignition Engines // *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*. 2019. №582. Article number 012003
26. Smolenskaya N., Smolenskii V., Korneev N., Prus Yu. Method for evaluating the parameters of the flame front propagation process according to the indicator diagram in spark ignition engines // *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2020. №734. Article number 012209.
27. Chintala V., Subramanian K.A. Assessment of maximum available work of a hydrogen fueled compression ignition engine using exergy analysis // *Energy*. 2014. №67. pp. 162–175.
28. Li Y., Jia M., Chang Y., Kokjohn S.L., Reitz R.D. Thermodynamic energy and exergy analysis of three different engine combustion regimes, *Applied Energy*, 180 (2016) 849-858. DOI: 10.1016/j.apenergy.2016.08.038.

29. Zhao Z., Wang S., Zhang S., Zhang F. Thermodynamic and energy saving benefits of hydraulic free-piston engines, *Energy*, 102 (2016) 650-659. DOI: 10.1016/j.energy.2016.02.018.
30. Sohret Y., Gürbüz H. and Akçay I. H. Energy and exergy analyses of a hydrogen fueled SI engine: Effect of ignition timing and compression ratio, *Energy* 175 (2019) 410-422 DOI: 10.1016/j.energy.2019.03.091
31. Siti Sabariah M., et al., Analysis and simulation of combustion and emission on small engine, *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering* 469 (2019) 012076 doi:10.1088/1757-899X/469/1/012076
32. Sezer İ. and Bilgin A. Exergetic Analysis of Using the Gaseous Fuels in Spark Ignition Engines, *Thermophysics and Heat Transfer*, 28 (2014) No. 2, DOI: 10.2514/1.T4300
33. Irimescu, A., et al., Evaluation of different methods for combined thermodynamic and optical analysis of combustion in spark ignition engines, *Energy Conversion and Management* 87 (2014) 914–927 DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2014.07.037>
34. Yuedong Chao et al. / *Energy Procedia* 158 (2019) 2098–2105 DOI: 10.1016/j.egypro.2019.01.483
35. Smolenskaya N.M., Smolenskii V.V., Korneev N.V. Increase in the thermodynamic efficiency of the working process of spark-ignited engines on natural gas with the addition of hydrogen, *IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science* 121 (2018) 052009 doi :10.1088/1755-1315/121/5/052009.
36. Duarte, J., et al., Thermodynamic Analysis of Self- Ignition in Spark-Ignited Engines Operated with Alternative Gaseous Fuels, *TECCIENCIA*, Vol. 11 No. 20, 57-65, 2016 DOI: <http://dx.doi.org/10.18180/tecciencia.2016.20.8>
37. Mamalis S., et al., A modeling framework for second law analysis of low-temperature combustion engines, *International J of Engine Research* 2014, Vol. 15(6) 641–653 DOI: 10.1177/1468087413512312

38. Barjaneh A. and Sayyaadi H. A new closed-form thermodynamic model for thermal simulation of spark ignition internal combustion engines, *Energy Conversion and Management* 105 (2015) 607–616 DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2015.08.008>
39. M.M. Krishtal, A.V. Polunin, P.V. Ivashin, E.D. Borgardt and I.S. Yasnikov Changes in the phase composition of oxide layers produced by microarc oxidation on Al–Si and Mg alloys induced by additions of SiO₂ nanoparticles to the electrolyte / *Doklady Physical Chemistry*. 2016
40. N.M. Smolenskaya and N.V. Korneev Modelling of the combustion velocity in UIT-85 on sustainable alternative gas fuel / *IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science* 66 (2017) 012016 doi:10.1088/1755-1315/66/1/012016.
41. N.M. Smolenskaya and V.V. Smolenskii Modelling the average velocity of propagation of the flame front in a gasoline engine with hydrogen additives / *IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science* 115 (2018) 012016 doi: 10.1088/1755-1315/115/1/012016.
42. Hongsheng Liu, Maozhao Xie, Dan Wu Simulation of a porous medium (PM) engine using a two-zone combustion model, *Applied Thermal Engineering*, Volume 29, Issues 14–15, October 2009, Pages 3189-3197. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2009.04.021>
43. Mahmood, H.A.; Adam, N.M.; Sahari, B.B.; Masuri, S.U. New Design of a CNG-H₂-AIR Mixer for Internal Combustion Engines: An Experimental and Numerical Study. *Energies* 2017, 10, 1373. <https://doi.org/10.3390/en10091373>
44. Schiebl, R.; Maas, U. Analysis of endgas temperature fluctuations in an SI engine by laser-induced fluorescence. *Combust. Flame* 2003, 133, 19–27. [https://doi.org/10.1016/S0010-2180\(02\)00538-2](https://doi.org/10.1016/S0010-2180(02)00538-2)
45. Calcote, H. F. Studies of ionization in flames by means of langmuir probes / H. F. Calcote, I. King // Technical report. – 1955

46. Z. Gao, X. Wu, H. Gao and B. Liu, "Investigation on characteristics of ionization current in a spark-ignition engine fueled with natural gas/hydrogen blends with BSS de-noising method," International journal of hydrogen energy. 2010. № 35. P. 12918-12929.
47. M. Hellring and U. Holmberg, "An Ion current based peak-finding algorithm for pressure peak position estimation," SAE Inc. 1998. № 00FL-587
48. Z. Gao, X. Wu, C. Man and X. Meng, "The relationship between ion current and temperature at the electrode gap," Applied thermal engineering. № 33. 2012.
49. A. Vressner, A. Hultqvist, P. Tunestal and B. Johansson, "Fuel effects on ion current in an HCCI engine," SAE Paper. 2005. № 2005-01-2093.
50. L. Winkler, N. Hegman, C. Raffay and A. Palotas, "Ion current measurements in natural gas flames," European combustion meeting. 2007.
51. M. Hellring, T. Munter, T. Rögnvaldsson, N. Wikström, C. Carlsson, M. Larsson and J. Nytomt. Robust AFR Estimation Using Ion Current and Neural Networks. SAE 1999-01-1161
52. A. Saitzkoff, R. Reinmann, F. Mauss and M. Glavmo In-Cylinder Pressure Measurements Using the Sparg Plug as an Ionization Sensor. SAE 970857
53. E.A. VanDyne, C.L. Burcmyer, A.M. Wahl and A.E. Funaioli Misfire Detection from Ionization Feedback Utilizing the Smartfire Plasma Ignition Technology. SAE 2000-01-1377
54. Auzins J., H. Johansson and J. Nytomt Ion-Gap Sense in Misfire Detection, Knock, and Engine Control. SAE 950004
55. Smolenskaya N.M. and Korneev N.V. Modelling of the combustion velocity in UIT-85 on sustainable alternative gas fuel, IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science 66 (2017) 012016 doi:10.1088/1755-1315/66/1/012016.
56. Вибе И.И., Тепловой расчёт двигателей внутреннего сгорания / И.И. Вибе // Челябинск.: Челябинский политехнический институт имени Ленинского комсомола, 1972. - с.282

57. Проскурин, В.Ф. Цепно-тепловой взрыв и степень ионизации водородовоздушного пламени / В.Ф. Проскурин, П.Г. Бережко, Е.Н. Николаев, В.Н. Тараканов, П.Е. Половинкин, А.Г. Лещинская // Физика горения и взрыва. 2005. № 1. С.15-23.
58. Сеначин, П.К. Моделирование процесса горения гомогенной смеси в двигателе с искровым зажиганием / П.К. Сеначин, М.А. Ильина, Д.Д. Матиевский, М.Ю. Свердлов //Тез. XII симпозиума по горению и взрыву, 11-15 сентября 2000 г. Черногловка: РАН, 2000.-ч.3. - с.155-157.
59. Daniels, C. F. The comparison of mass fraction burned obtained from the cylinder pressure signal and spark plug ion signal / SAE paper № 980140, 1998.
60. Eriksson, L. Requirements for and a systematic method for identifying heat release model parameters. Modeling of SI and Diesel Engines / SAE Paper № 980626, 1998.
61. Franke, A. Employing an ionization sensor for combustion diagnostics in a lean burn natural gas engine / A. Franke, P. Einewall, B. Johansson, R. Reinmann // SAE paper № 2001-01-0992, 2001.
62. Frenklach, M. GRI-Mech / M. Frenklach, T. Bowman, G. Smith, B. Gardiner // entnommen am 18.06.2009, http://www.me.berkeley.edu/gri_mech/. 2009.
63. Grill, M. Objektorientierte Prozessrechnung von Verbrennungsmotoren / M.Grill // Stuttgart, Universität, Dissertation. 2006a.
64. Gülder, Ö. L. Turbulent Premixed Combustion Modelling using Fractal Geometry / Ö.L. Gülder // in: 23. Symposium (International) on Combustion, The Combustion Institute. 1990.
65. Herdin, G. Emissionsproblematik bei Biogasmotoren / G.Herdin // in: 11. Tagung Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors. Graz. 2007.
66. Heywood, J. B. Fluid Motion Within the Cylinder of Internal Combustion Engines - The 1986 Freeman Scholar Lecture / J. B. Heywood // Journal of Fluids Engineering Vol. 109 / 3. 1987.

67. Heywood, J. B. Internal Combustion Engine Fundamentals / J. B. Heywood// New York: McGraw-Hill. 1988.
68. Hiroyasu, H. Fuel Droplet Size Distribution in Diesel Combustion Chamber / H. Hiroyasu, T. Kodata // SAE Paper 740715. 1974.
69. Huiming, Z. Investigation on the Combustion Characteristics of the Compression Ignition Divided Chamber Combustion System of the Natural Gas Engine / Z. Huiming, Z. Defu, Z. Qingping // in: CIMAC Congress. Wien. 2007.
70. Jobst, J. Simulation von Zündverzug, Brennrates und NO_x-Bildung für direktgezündete Gasmotoren / J. Jobst, F. Chmela, A. Wimmer // in: 1. Tagung Motorprozesssimulation und Aufladung. Berlin. 2005.
71. John, A. Entwicklung und Erprobung eines zweistufigen Impaktors zur Messung alveolengängiger Quarzfeinstaubemissionen und Durchführung von Validierungsmessungen / A. John, H. Kaminski, T. Kuhlbusch // Duisburg, IUTA e.V., Bericht. 2004.
72. Kettner, M. Experimentelle und numerische Untersuchungen zur Optimierung der Entflammung von mageren Gemischen bei Ottomotoren mit Direkteinspritzung / M. Kettner // Karlsruhe, Universität, Dissertation. 2006.
73. Klimstra, J. The road to obtain the ultimate performance of gas engines - opportunities and challenges / J. Klimstra // in: 5. Dessauer Gasmotoren-Konferenz. Dessau. 2007.
74. Koch, T. Numerischer Beitrag zur Charakterisierung und Vorausberechnung der Gemischbildung und Verbrennung in einem direkteinspritzenden, strahlgeführten Ottomotor / T. Koch // Zürich, Eidgenössische Technische Hochschule, Dissertation. 2002.
75. Kogler, G. Potential of HCCI for large natural gas fueled engines / G. Kogler, A. Wimmer // in: CIMAC Congress. Wien. 2007.
76. Kolb, T. Experimentelle und theoretische Untersuchung zur Minderung der NO_x-Emission technischer Feuerungen durch gestufte Verbrennungsführung / T. Kolb // Karlsruhe. Technische Hochschule, Dissertation. 1990.

77. Kozuch, P. Ein phänomenologisches Modell zur kombinierten Stickoxid- und Rußberechnung bei direkteinspritzenden Dieselmotoren / P. Kozuch // Stuttgart, Universität, Dissertation. 2004.
78. Kuhlmann, R. M. V. Improvement of a Model for Calculation of Oxides of Nitrogen Emissions from Spark Ignition Engines / R.M.V. Kuhlmann, J. R. Sodre // SAE-Paper 2004-01-3001. 2004.
79. Lämmle, Ch. Numerical and Experimental Study of Flame Propagation and Knock in a Compressed Natural Gas Engine / Ch. Lämmle // Zürich, Eidgenössische Technische Hochschule, Dissertation. 2005.
80. Liao, S. Y. Determination of laminar burning velocities for natural gas / S. Y. Liao, D. M. Jiang, Q. Cheng // Fuel 83 (2004). Elsevier. Science Direct. 2004.
81. Magnussen, B. F. On Mathematical Modeling of Turbulent Combustion with special emphasis on Soot formation and Combustion / B. F. Magnussen, B. H. Hjertager // in: 16. Symposium (International) on Combustion. The Combustion Institute. Pittsburgh. 1976.
82. Merker, G. Technische Verbrennung - Simulation verbrennungsmotorischer Prozesse / G. Merker, Ch. Schwarz // Stuttgart: Teubner. 2001.
83. Noske, G. Ein quasidimensionales Modell zur Beschreibung des ottomotorischen Verbrennungsablaufes / G. Noske // Düsseldorf: VDI Verlag. 1988.
84. Warrier G. R., Dhir V. K. Heat Transfer and Wall Heat Flux Partitioning During Subcooled Flow Nucleate Boiling, Journal of Heat Transfer 128(12). 2006. p.1243-1256. DOI: 10.1115/1.2349510
85. Ernst, J.: Untersuchungen zur Emission unverbrannter Kohlenwasserstoffe beim Ottomotor mit Direkteinspritzung und strahlgeführtem Brennverfahren. Dissertation, Universität Karlsruhe (TH), 2001.
86. Wittek, K. ; Habermann, K. ; Tiemann, C. ; Pischinger, S. ; Adolph, D.: Variable Verdichtung, ein Baustein für effizientes Downsizing. In: 20. Internationale AVL Tagung, 2008, S. 178–191

87. Worret, R.: Zylinderdruckbasierte Detektion und Simulation der Klopfgrenze mit einem verbesserten thermodynamischen Ansatz, Universität Karlsruhe, Dissertation, 2003
88. Schmid, A. ; Bargende, M.: Erarbeitung von Strategien und Vorgehensweisen zur Erstellung eines wirkungsgradoptimalen ottomotorischen Konzepts für den gesamten Betriebsbereich – Wirkungsgradoptimaler Ottomotor II. 2011 (994). – Forschungsbericht. FVV
89. Scheele, M.: Potentialabschätzung zur Verbesserung des indizierten Wirkungsgrades kleinvolumiger Ottomotoren, DaimlerChrysler AG, Dissertation, 1999
90. Sarikoc, F. ; Kneifel, A. ; Xander, B. ; Kettner, M. ; Spicher, U.: Experimental and Numerical Investigation of Stratified Exhaust Gas Recirculation (EGR) in a Spray Guided DI Gasoline Engine. In: ASME Internal Combustion Engine Division 2005 Fall Technical Conference, 2005, S. 393–404
91. Hettinger, A.: Identifikation der Stellgrößen im Luft- und Kraftstoffpfad und deren Einfluss auf die Steuerung eines aufgeladenen Ottomotors an der Klopfgrenze, Karlsruher Institut für Technologie, Dissertation, 2012
92. Fischer, G.D.: Expertenmodell zur Berechnung der Reibverluste von Ottomotoren, Technische Universität Darmstadt, Dissertation, 2000
93. Franzke, D. E.: Beitrag zur Ermittlung eines Klopfkriteriums der ottomotorischen Verbrennung und zur Vorausberechnung der Klopfgrenze, Technische Universität München, Dissertation, 1981
94. Fricke, F.: Untersuchungen zu aufgeladenen ottomotorischen Magerbrennverfahren, RWTH Aachen, Dissertation, 2007