Государственный научный центр Российской Федерации –
Федеральное государственное унитарное предприятие
«Центральный ордена Трудового Красного Знамени научно-
исследовательский автомобильный и автомоторный институт»
(ФГУП «НАМИ»)

На правах рукописи

ЛУКШО Владислав Анатольевич

КОМПЛЕКСНЫЙ МЕТОД ПОВЫШЕНИЯ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ ГАЗОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ С ВЫСОКОЙ СТЕПЕНЬЮ СЖАТИЯ И УКОРОЧЕННЫМИ ТАКТАМИ ВПУСКА И ВЫПУСКА

Специальность 05.04.02 – «Тепловые двигатели»

Диссертация
на соискание ученой степени доктора технических наук

Научный консультант:
доктор технических наук, профессор,
Заслуженный деятель науки РФ
Кутенёв Вадим Фёдорович

Москва, 2015 г.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение. Постановка задачи исследования………. 5

ГЛАВА 1. Анализ современного состояние развития конструкций газовых двигателей и путей повышения их энергоэффективности 14

1.1. Развитие применения газовых топлив в Российской Федерации и в мире……... 14

1.2. Состояние производства газовых двигателей и газобаллонных АТС в Российской Федерации……. 21

1.3. Анализ технических проблем при создании газовых двигателей и состояние их развития в мире……... 29

1.4. Анализ характеристик современных газовых двигателей…… 38

1.5. Анализ возможности применения цикла Миллера для конвертации дизельных двигателей в газовые……... 47

Выводы…….……. 64

ГЛАВА 2. Термодинамический анализ циклов с продолженным расширением………...…… 66

2.1. Анализ обобщенного термодинамического цикла ……. 66

2.2. Термодинамический анализ циклов с продолженным расширением и с политропными процессами сжатия и расширения…… 72

2.3. Термодинамический анализ цикла с продолженным расширением с учётом теплообмена на линиях сжатия и расширения…… 84

2.4. Разработка феноменологической модели расчёта максимальной температуры и степени повышения давления в цикле с продолженным расширением……. 96

2.5. Сравнительный анализ величин насосных потерь в двигателях, работающих по разным термодинамическим циклам…… 108

Выводы……. 119

ГЛАВА 3. Расчётное и экспериментальное исследование особенностей рабочих процессов газового двигателя……. 121

3.1. Исследование процессов сгорания и тепловыделения в действительном цикле двигателя при работе на природном газе …. 122

3.2. Моделирование рабочего процесса с учётом конечной скорости выделения теплоты……... 132

3.3. Анализ индикаторных и эффективных показателей газовых двигателей, конвертируемых из дизелей……. 147

3.4. Технические требования к базовому дизельному двигателю и к новому газовому двигателю, создаваемому на его базе …… 161

Выводы ……. 165

ГЛАВА 4. Расчётные методы оптимизации рабочих процессов газового двигателя с укороченными тактами впуска и выпуска……... 167

4.1. Методы оптимизации фаз газораспределения…… 167

4.2. Оптимизация процессов топливоподачи и смесеобразования……. 190

4.3. Методы оптимизация системы воздухоснабжения…… 212

Выводы……. 230

ГЛАВА 5. Экспериментальные исследования и оптимизация параметров газового двигателя с высокой степенью сжатия и укороченными тактами впуска и выпуска…….....……. 233

5.1. Особенности конструкции газового двигателя с геометрической степенью сжатия 17,5 и с укороченными тактами впуска и выпуска, как объекта для исследований……. 233

5.2. Результаты испытаний газовых двигателей конвертированных по циклу Отто……... 252

5.3. Экспериментальные исследования по оптимизации системы воздухоснабжения с целью достижения наилучших

мощностных показателей газового двигателя с укороченным тактом впуска…… 257

5.4. Оптимизация мощностных и экономический показателей газового двигателя модели 821.10 за счёт применения укороченного такта впуска в сочетании с укороченным тактом выпуска…… 268

5.5. Оптимизация системы зажигания с целью предотвращения отклонений от нормального сгорания в газовых двигателях…… 273

5.6. Экспериментальные исследования по достижению современного уровня по выбросам вредных веществ с отработавшими газами……**....** 293

5.7. Результаты комплексной оптимизации систем двигателя…… 302

Выводы……. 309

ГЛАВА 6. Технико-экономические показатели автотранспортных средств с газовыми двигателями……. 311

6.1. Расчётные исследования режимов работы газового двигателя в условиях работы на транспортных средствах в различных ездовых циклах……... 311

6.2. Результаты экспериментальных исследований АТС с газовыми двигателями различных моделей и разных способах конвертации……... 318

6.3. Эколого-экономическая оценка эффективности использования автотранспортных средств с газовыми двигателями нового поколения с улучшенными экологическими и энергетическими характеристиками в полном жизненном цикле (ПЖЦ)……. 332

Выводы……. 338

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ……... 340

ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ДИССЕРТАЦИИ ОПУБЛИКОВАНЫ В РАБОТАХ…… 343

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ…… 350

Введение. Постановка задачи исследования

Актуальность темы исследования

Природный газ наиболее весомая альтернатива жидким моторным топливам нефтяного происхождения. В Российской Федерации парк автомобилей, работающих на компримированном (сжатом) природном газе (КПГ) составляет около 100 тыс. автомобилей. В ближайшей перспективе, в соответствии с принятыми решениями Правительства РФ, он должен существенно вырасти, главным образом за счёт увеличения доли автобусов и коммунальной техники, работающей на природном газе. Именно на этом виде автотранспортной техники использование газового топлива будет наиболее эффективно.

В последние годы автопроизводители, в том числе и отечественные, начали производство автомобилей и автобусов с газовыми двигателями, созданных на базе дизельных двигателей. Однако непреложным остаётся факт, что АТС с газовыми двигателями имеют худшие показатели по эксплуатационному расходу топлива по сравнению с аналогичными по рабочему объёму дизельными двигателями.

Учитывая, что вопросы экономической целесообразности при переходе на альтернативные виды топлива имеют первостепенное значение, достижение высокой топливной экономичности газовых двигателей является непреложным условием успеха в деле расширения применения газовых топлив. Определение оптимальных законов управления рабочим процессом через конструктивные и регулировочные параметры двигателя при конвертации его в газовый с целью достижения наилучшей топливной экономичности и является одной из основных проблем сегодняшнего двигателестроения.

Выше изложенное и предопределяет актуальность выбранной **темы исследования** – «Комплексный метод повышения энергоэффективности

газовых двигателей с высокой степенью сжатия и укороченными тактами впуска и выпуска».

Степень проработанности проблемы.

Особенности рабочего процесса газовых двигателей достаточно давно изучаются, но кардинальных решений по улучшению топливной экономичности газовых двигателей, по крайне мере, реализованных на практике, практически нет. Проблемы, связанные с повышением топливной экономичности у газовых двигателей, конвертированных из дизельных двигателей фактически те же, что и у бензиновых двигателей. Но при этом надо иметь в виду, что методы улучшения показателей бензиновых двигателей касаются моторов другого класса, как с точки зрения категорий транспортных средств для которых они предназначены, так и особенностей конструкции (рабочий объём, максимальная частота вращения и пр.). Характер и диапазон рабочих режимов у бензиновых двигателей, например, для АТС категории М1 значительно отличается от характера распределения нагрузок газовых двигателей для АТС категорий М3 и N3. Требования к ресурсу газовых двигателей для АТС этих категорий могут отличаться от требований к бензиновым двигателям в 2-3 раза.

Исследованиям рабочих процессов двигателей на газовых и других альтернативных топливах посвящены работы отечественных учёных Васильева Ю.Н., Гайворонского А.И., Генкина К.И., Голубкова Л.Н., Гольдблата И.И., Грехова Л.В., Девянина С.Н. Звонова В.А., Золоторевского Л.С., Ерохова В.И., Кавтарадзе Р.З, Карницкого В.В., Коклина И.М., Корнилова Г.С., Кутенёва В.Ф., Лиханова В.А., Луканина В.Н., Лупачева П.Д., Морозова К.А., Панова Ю.В., Певнева Н.Г., Савельева Г.С., Самоль Г.И., Свиридова Ю.Б, Хачияна А.С., Шатрова Е.В., Шишкова В.А., Шишлова И.Г., Филипосянца Т.Р., Фомина В.Н. и др. Созданию математических моделей и расчётным исследованиям термодинамических циклов посвящены работы Дьяченко В.Г., Иващенко Н.А., Ивина В.И., Козлова А.В., Кулешова А.С., Матюхина Л.М., Стечкина Б.С. и др. Вопросы

влияния АТС на экологию отражены в трудах Варшавского И.Л., Звонова В.А., Жегалина О.И., Каменева В.Ф, Козлова А.В., Корнилова Г.С., Кутенева В.Ф., Эфроса В.В. и др.

За рубежом исследованиям газовых двигателей посвящены работы Al-Sarkhi A, Chen J, Kamel M., Karim G.A., Kim S. S., Lyford-Pike, Mikalsen Y.D., Miller R.H., Raine R. R., Ribeiro O., Shimoda H., Tsunoda A., Varde K. S., Wang R., Wang Y.D., Witt A., Zhang G., Zhao Y.

Проведенный аналитический обзор литературных данных по направлениям работ, связанных с совершенствованием показателей газовых двигателей, позволил констатировать, что основная проблема при конвертации дизельных двигателей в газовые заключается в их высокой теплонапряжённости. И решается эта проблема главным образом за счёт дефорсировки двигателя по мощности и крутящему моменту. Поиск путей достижения высоких мощностных показателей в сочетании с высокой топливной экономичностью представляет собой одну из задач настоящего исследования.

Цель работы. Основной целью диссертации является разработка научно и экспериментально обоснованных методов повышения энергоэффективности газовых двигателей, методологии формирования требований к газовому двигателю и его системам, реализуемым в конструкции при проектировании с целью обеспечения наилучшей топливной экономичности при высоких мощностных показателях.

Основные задачи и проблемные вопросы выполняемой работы. Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

1. Проанализировать отечественный и мировой опыт в области создания высокоэкономичных газовых двигателей, их систем питания и алгоритмов управления рабочими процессами для определения их дальнейшего развития.

2. Теоретически обосновать оптимальные пути конвертации дизельных двигателей в газовые, в зависимости от их назначения.

3. Разработать комплекс математических моделей рабочих процессов двигателя с различными термодинамическими циклами при использовании газовых топлив.

4. Разработать основные принципы оптимизации систем газораспределения, питания, воздухоснабжения и управления газовыми двигателями нового поколения.

5. Экспериментально исследовать различные способы конвертации дизельных двигателей в газовые двигатели и выявить наиболее эффективные методы повышения энергоэффективности газовых двигателей.

6. Оценить эколого-экономическую эффективность перехода автотранспорта на газовые виды топлива в их полном жизненном цикле (ПЖЦ).

Предметом исследования являются газовые двигатели и комплексная оценка эффективных методов создания газовых двигателей и его компонентов с целью достижения наилучших энергетических, экономических и экологических показателей на стадии проектирования и создания нового поколения газовых двигателей.

Поставленные задачи в совокупности представляют крупную научно-техническую проблему, имеющую важное промышленное и экономическое значение.

Работа выполнена в Государственном научном центре Российской Федерации – Федеральном государственном унитарном предприятии «Центральный ордена Трудового Красного Знамени научно-исследовательский автомобильный и автомоторный институт» (ФГУП «НАМИ»)

Научная новизна диссертационной работы состоит в том, что:

- разработаны научные основы выбора оптимального термодинамического цикла для газового двигателя и методов оптимизации его рабочих процессов;

- разработаны основные принципы управления газовыми двигателями с высокой степенью наддува и методы оптимизации конструктивных и регулировочных параметров систем двигателя;

- теоретически доказана и экспериментально подтверждена возможность существенного повышения энергетических и экономических показателей газового двигателя за счёт организации рабочего процесса с укороченными тактами впуска и выпуска без изменения геометрической степени сжатия;

- разработана классификация газовых двигателей и способов их управления с целью оптимизации выбора конструкторских решений;

- получены результаты комплексных исследований влияния различных конструктивных и регулировочных факторов на показатели газовых двигателей;

- экспериментально подтверждено повышение энергетических и экономических показателей газового двигателя за счет организации рабочего процесса с укороченными тактами впуска и выпуска и высоким наддувом без изменения геометрической степени сжатия;

- осуществлена оценка эколого-экономической эффективности применения газовых топлив в полном жизненном цикле автотранспорта.

Теоретическая и практическая значимость работы состоит:

В разработке расчётных моделей для исследования двигателей, работающих с укороченным тактом впуска и выпуска;

В разработке технических требований к конструкции современных газовых двигателей и его систем;

В разработке и создании конструкции нового поколения газового двигателя, конвертируемого из дизеля с высокими экономическими и мощностными показателями;

В разработанных рекомендациях по выбору параметров фаз газораспределения, систем турбонаддува, систем впрыскивания топлива,

катализаторов для очистки отработавших газов в системах выпуска газовых двигателей различного назначения;

Расчётные и конструкторские решения реализованы при постановке на производство газобаллонной аппаратуры на ОАО «Газавтоматика» (г. Калининград), НПО «Завод им. Фрунзе» (г. Пенза), ОАО «Новогрудский завод газовой аппаратуры» (Республика Беларусь).

Теоретические и практические рекомендации автора были использованы при создании газовых двигателей на ОАО «КАМАЗ» и ОАО «Автодизель», при разработке и постановке на производство газобаллонных автобусов «ЛиАЗ» (ООО «Русские Автобусы - Группа ГАЗ»).

Разработаны конструкции и изготовлена опытная партия автомобилей Урал и автобусов ЛиАЗ с высокоэкономичными газовыми двигателями, использующих в качестве топлива природный газ.

Основные положения работы использованы при создании парка газобаллонных автомобилей на автотранспортных предприятиях Краснодарского и Ставропольского краёв, Новгородской области, предприятиях ПАО «Газпром».

Положения теоретических и практических результатов диссертационной работы были использованы при разработке ряда ОСТ, ГОСТ и разделов в ТР ТС 018-2011.

Методология и методы исследования

Методы исследования базируются на основных положениях теории двигателей, термодинамики, теории планирования эксперимента с использованием экспериментальных факторных моделей, теории корреляционного и регрессионного методов анализа. Экспериментальные исследования двигателей проводились в моторных боксах, в стендовых и лабораторно-дорожных условиях на натурных образцах двигателей, на грузовых автомобилях и автобусах с использованием современных средств измерения и обработки результатов эксперимента по международным требованиям Правил ЕЭК ООН.

Основные положения, выносимые на защиту:

1. Метод расчёта параметров рабочего процесса в виде математических моделей термодинамических циклов со смешенным подводом и отводом теплоты с различными способами управления длительностью тактов впуска и расширения.

2. Метод расчётной оптимизации фаз газораспределения с укороченным тактом впуска с целью достижения наилучшей топливной экономичности и максимального среднего давления цикла при условии бездетонационной работы двигателя.

3. Методы оптимизации систем питания и воздухоснабжения высокофорсированного газового двигателя с укороченными тактами впуска и выпуска.

4. Методы повышения топливной экономичности высокофорсированного газового двигателя на основе согласования работы систем управления топливоподачей, зажиганием и воздухоподачей.

5. Метод конвертации дизельного двигателя в газовый двигатель с целью достижения максимальных мощностных показателей и наилучшей топливной экономичности без изменения геометрической степени сжатия.

6. Результаты экспериментальных исследований опытных образцов нового газового двигателя с высокими мощностными и экономическими показателями.

Степень достоверности результатов работы:

Достоверность результатов исследований достигается разработкой математических моделей на основе фундаментальных законов и уравнений термодинамики, теплотехники, механики, теории двигателей внутреннего сгорания, физической обоснованностью принятых допущений и подтверждается хорошим согласованием результатов расчета с экспериментальными данными.

Достоверность результатов эксперимента обуславливается использованием поверенных и аттестованных комплексов измерительных

приборов и оборудования, используемых, в том числе при сертификации продукции по международным Правил ЕЭК ООН.

Апробация работы

Основные положения и результаты исследований неоднократно докладывались на: VII Международной научно-практической конференции «Сжатый и сжиженный газ - 2004» Мальта; Конференциях GasSUF 2004,2006, 2007 гг., Москва; Конференции «Альтернативные источники энергии для транспорта и энергетики больших городов», 2005г. Москва; 61, 63, 64, 65, 66-ой научно-методических и научно-исследовательских конференциях МАДИ (ГТУ), 2003-2008гг, Москва; Международной конференции «Альтернативные источники энергии для больших городов» 2006 г, Москва; IV Международном автомобильном научный форуме, 2006г., Москва; IV Международной конференции «Газ в моторах - 2011», 2011г., Москва; VIII Международной научно-практической конференции «Информационные и коммуникационные технологии в образовании, науке и производстве», 2014, г. Протвино, М.О.; 12-ом Международном автомобильном научном форуме «Экологическая безопасность и энергоэффективность автотранспортных средств» 2014 г. Москва; Третьей международной конференции "КПГ-2014", CREON, 2014г. Москва; 2-ом Международном форуме конференций Адама Смита «Автотранспорт на газомоторном топливе» 2014 г., Москва; Российском автомобильном форуме конференций Адама Смита, 2015г., Москва; 39, 82 и 90 Международных научно-технических конференциях ААИ.. 2002, 2013 и 2014 гг. Москва, Дмитров М.О., Иркутск.

Публикации

Материалы диссертации опубликованы в 2 монографиях, в 51 печатных работах, в том числе в 29 работах в изданиях, рекомендованных ВАК для опубликования материалов диссертаций, в 2-х работах в научных журналах, индексируемых в базе данных Scopus, и 10 авторских свидетельств и патентов.

Структура и объем работы.

Диссертация состоит из введения, 6 глав, заключения с общими выводами, списка литературы из 166 наименований. Диссертация содержит 365 стр. машинописного текста, 44 таблицы, 162 рисунка.

ГЛАВА 1

Анализ современного состояния развития конструкций газовых двигателей и путей повышения их энергоэффективности

1.1. Развитие применения газовых топлив в Российской Федерации и в мире

Наша страна является одной из первых стран в мире, положивших начало широкому применению на автотранспорте газовых топлив – сжиженного нефтяного и сжатого природного газов. На государственном уровне попытки расширения ресурсов моторных топлив за счёт использования сжатого природного газа на автотранспорте в нашей стране предпринимались, начиная с 30-х годов прошлого века. В 1938 г. в НАМИ были созданы и поставлены на производство автомобили ЗИС-21 и ГАЗ-42 на древесных чурках, а также автомобили ЗИС-30 и ГАЗ-44 на сжатом природном газе. В том же 1938г. были разработаны образцы грузовых автомобилей ЗИС и ГАЗ, автобусов ЗИС, легкового автомобиля М-1 и трактора С-60, где в качестве топлива использовался сжиженный нефтяной газ.

Решения Правительства СССР по этому вопросу принимались и в 40-х и 50-х и в 80-х. годах. В 50-х годах уже было начато строительство автомобильных газонаполнительных компрессорных станций (АГНКС), которые могли заправлять газобаллонные автомобили сжатым природным газом под давлением 20МПа (200 атм.).

В 1947-48 гг. начался выпуск газобаллонных автомобилей ЗИС-156 и ГАЗ-51Б на сжатом природном газе, а с 1952-53 гг. – автомобилей ЗИС-156А и ГАЗ-51Ж на сжиженном нефтяном газе. К концу 50-х годов на газовых топливах эксплуатировалось более 20 тыс. автомобилей ЗИС-156, ЗИС-156А, ГАЗ-51Б и ГАЗ-51Ж.

В 70-х годах парк газобаллонных автомобилей на сжиженном нефтяном газе существенно расширился, особенно в крупных городах –

Москве, Ленинграде, Киеве, Ташкенте. А в начале 80-х годов прошлого века был принят целый ряд постановлений Правительства СССР; среди них:

В начале 80-х годов Постановлением Совмина СССР от 11 сентября 1981г № 903 «О дополнительных мерах по использованию сжатого природного газа в качестве топлива для автомобильного транспорта» поставлена цель для советского автопрома – выпустить 1 млн. газобаллонных автомобилей к 1990 г.

В Постановлении Совмина СССР от 1 ноября 1983 г. № 1041 были прописаны конкретные задания министерствам, ведомствам по выполнению разработанной программы. К 1991 г. программа была практически выполнена. Мингазпром СССР построил и ввёл в эксплуатацию около 500 АГНКС по всей территории СССР. Парк газобаллонных автомобилей достиг планируемой цифры в 1 млн. единиц. Выпускалось более 30 моделей автомобилей. На сжиженном нефтяном газе - это автомобили ЗИЛ-138, ЗИЛ-138В1, самосвалы ЗИЛ-ММЗ, автомобили ГАЗ-53-07, ГАЗ-52-07, ГАЗ-52-08, автомобили фургоны типа ГЗСА -37041, ГЗСА-0891Б, ГЗСА-893А, ряд машин коммунального назначения. На сжатом природном газе выпускались автомобили ЗИЛ-138А, самосвалы ЗИЛ-ММЗ, автомобили ГАЗ-53-27 и ГАЗ-52-27, автобус ЛАЗ-695НГ, фургоны ГЗСА и машины для коммунального хозяйства.

Производственные возможности, например, заводов только ЗИЛ и ГАЗ уже в 1986 г. обеспечивали выпуск до 40 тыс. автомобилей и комплектов в год. За период 1986-1991 гг. было выпущено более 100 тысяч грузовых автомобилей и автобусов, работающих на сжатом природном газе (СПГ), и более 80 тысяч комплектов газобаллонного оборудования.

Но в начале 90-х годов ситуация в нашей стране изменилась. Большими темпами стал расти парк легковых автомобилей на фоне снижения добычи и переработки нефти. Интерес к газовым топливам существенно вырос, в первую очередь из-за дефицита жидких моторных топлив и более высоких темпов роста рыночных цен на эти топлива по

сравнению с газовыми топливами. Надо отметить, что экономический фактор в то время сыграл решающую роль, и фактически без усилий государства за 5-7 лет парк газобаллонных автомобилей (главным образом на сжиженных углеводородных газах – СУГ) превысил 2 млн. автомобилей.

На фоне роста потребления СУГ как моторного топлива, в начале 90-х годов была предпринята ещё одна попытка создать уже экономический стимул для перехода автотранспорта на КПГ. В 1993 г было выпущено Постановление Правительства РФ от 15 января 1993 г. № 31 «О неотложных мерах по расширению замещения моторных топлив природным газом» (подписанное В.С. Черномырдиным, и ставшее одним из первых его Постановлений после назначения его 14 декабря 1992 на должность Председателя Совета Министров – Правительства РФ). В Постановлении предписывалось важное решение:

«Установить на период действия регулируемых цен на природный газ, поставляемый населению, предельную отпускную цену на сжатый природный газ, производимый автомобильными газонаполнительными компрессорными станциями, в размере не более 50 процентов от цены реализуемого в данном регионе бензина А-76, включая налог на добавленную стоимость.»

И хотя бензина А-76 уже давно не производится, это Постановление действует. Другой вопрос, что оно требует обновления и поиска других критериев для сравнения цен.

Для рядовых потребителей топлив мотивация перехода на газовые топлива всегда одна – экономическая эффективность. Ни какими призывами – о снижении экологического воздействия на окружающую среду, сокращении ресурсов нефти, убеждениями в положительном влиянии газового топлива на повышение ресурса двигателя, улучшении ездовых качеств и прочими достоинствами газовых топлив невозможно заставить потребителя покупать топливо, если его использование не даёт экономического эффекта.

В последние годы в некоторых регионах России (Рязанская, Владимирская, Пензенская, Самарская обл., Краснодарский и Ставропольский край) активно реализуются программы по переводу автомобильного транспорта на КПГ, что отразилось на загрузках АГНКС. Так, в 2013 г. на всех станциях было продано 243 млн. $м^3$ природного газомоторного топлива, или почти в 4 раза больше, чем в 1998г.

Используя полномочия и возможности субъекта Федерации, с конца 90-х годов в Москве реализуется Программа использования альтернативных газовых видов моторного топлива на городском транспорте.

На основе накопленного в ГУП «Мосгортранс» опыта по эксплуатации газобаллонных автобусов различных типов и систем, было принято решение внедрять только однотопливный вариант автобусов, оснащенных чисто газовыми двигателями. Газодизельный вариант оказался на тот момент времени экономически и экологически нецелесообразным.

Работы по переводу городских автобусов на КПГ проводятся в соответствии с распоряжениями Правительства Москвы № 166-РП от 05.02.03 и № 1739 от 07.09.05. Программой предусматривалось укомплектовать 11-й автобусный парк газовыми автобусами в количестве 300 ед., а также провести реконструкцию производственно-технической базы парка, необходимой для эксплуатации, технического обслуживания и хранения газовых автобусов, строительство газозаправочной станции. К маю 2015 года в 11-ом автобусном парке работают около 150 автобусов на газовом топливе. Вид автобуса на газозаправочной станции АГНКС показан на рисунке 1.1.

За рубежом активные работы по целенаправленному применению альтернативных видов топлив, и в первую очередь КПГ было начаты в конце 80-х, начале 90-х годов прошлого века.

Рисунок 1.1. Заправка автобуса сжатым (компримированным) природным газом на АГНКС

Так, в США этот процесс был начат после принятия в 1992 г. Закона «Об энергетической политике» (Energy Policy Act). Целью работ было снижение энергетической зависимости США от других стран путем экономии нефтяных топлив и их замены альтернативными топливами, производимыми из сырья, получаемого в США.

В 2006 г. в результате выполнения программы «Чистые города» было сэкономлено более 1,4 млрд. л нефтяных топлив, что на 50% выше, чем в 2005 г.

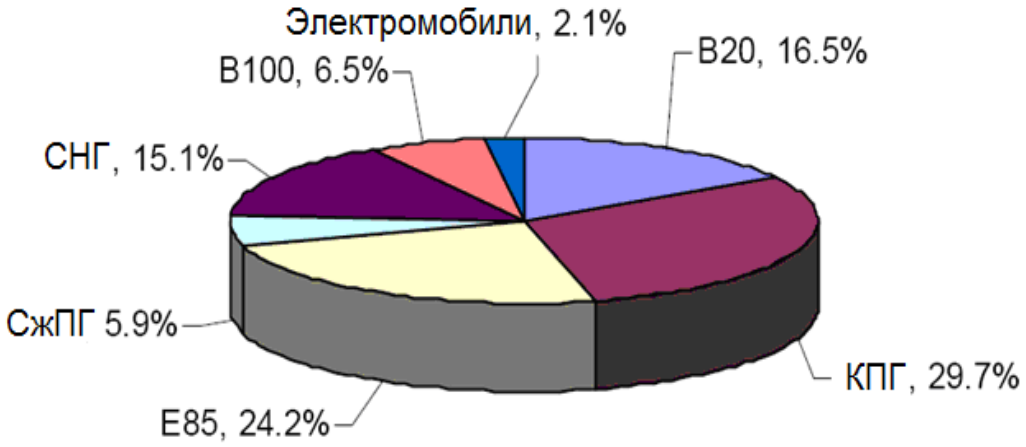


Рисунок 1.2. Структура расхода альтернативных топлив по программе Energy Policy Act (в бензиновом эквиваленте)

Как показано на рисунке 1.2, основная доля (около 30%) в замещении моторных топлив нефтяного происхождения приходится на сжатый природный газ. Анализ распределения транспортных средств, работающих на альтернативных топливах, по назначению (см. рисунок 1.3) показывает, что основную долю, около 54%, составляют городские автобусы.

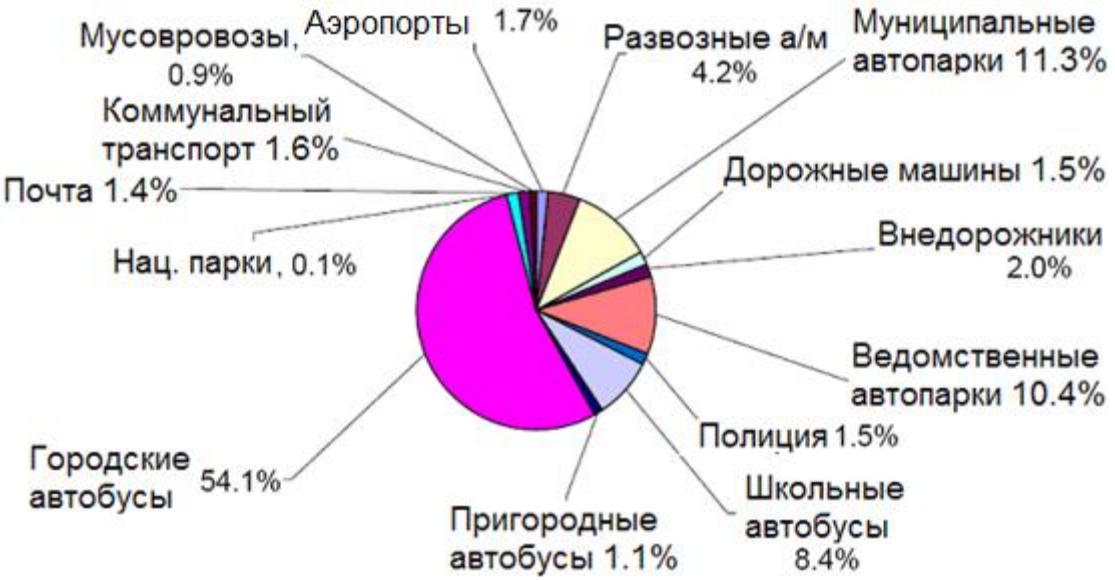


Рисунок 1.3. Распределение транспортных средств, работающих на альтернативных топливах по назначению (по программе Energy Policy Act)

В Европе в начале 2000-х годов действовала программа CIVITAS (Cleaner and better transport in cities) «Более чистый и лучший транспорт в городах».

Проект CIVITAS направлен на интеграцию усилий Европейского Союза по улучшению экологической обстановки в городах путем применения перспективных экологически более чистых транспортных технологий и оптимизации управления городскими транспортными системами.

Проведенный анализ показал, что наиболее распространёнными объектами для применения одно топливных газовых двигателей являются городские автобусы и коммунальная техника. Для этих АТС газовые

двигатели создаются на базе дизельных двигателей, поскольку бензиновые двигатели такого класса не производятся.

На сегодняшний день в Российской Федерации по данным Национальной Газомоторной Ассоциации (НГА, www.ngvrus.ru) на 01.01.15, российский парк автомобилей, работающих на газомоторном топливе, насчитывал 84,0 тыс. ед. В стране имеется около 200 автомобильных газонаполнительных компрессорных станций АГНКС (для заправки КПГ).

Завершая рассмотрение Программ по расширению использования транспортных средств на КПГ следует отметить очень важный момент. На рисунке 1.4 показаны результаты расчётов, проведенных в ГУП «Мосгортранс» по оценке экономической эффективности замены дизельных двигателей на газовые в автобусных парках г. Москвы.

Сравнительная таблица расчетов эксплуатации в ГУП «Мосгортранс» автобусов, использующих дизельное топливо и компримированный природный газ (КПГ)

Основные технико-экономические показатели	Автобус, работающий на газовом топливе	Автобус, работающий на дизельном топливе
	ЛиАЗ-529271	ЛиАЗ-529222
Стоимость автобуса, руб.	7 672 550	7 161 350
Расход топлива на 100 км	69 м^3	48 л
Цена топлива, руб.	12,57	26,99
Переменные эксплуатационные затраты на 800 тыс. км, руб.	10 778 640	13 500 160
Затраты на топливо, руб.	6 938 640	10 364 160
Затраты на ТО и ремонт, руб.	3 840 000	3 136 000
Экологический класс	Евро-5 (EEV)	Евро-5
Мощность двигателя, кВт	206	184
Внешний шум, дБ	76	80
Экономический эффект на единицу транспортного средства при использовании КПГ за время эксплуатации, руб	2 210 320	

Источник — ОАО «Газпром нефть»

Рисунок 1.4 Расчёт ГУП «Мосгортранс» по оценке экономической эффективности замены дизельных двигателей на газовые

При общем положительном экономическом эффекте от перехода на газовое топливо обращает на себя внимание то, что автобусы с газовыми

двигателями имеют более высокий расход топлива (эксплуатационный расход КПГ - 69 м^3/100 км) чем с дизельными (расход дизтоплива - 48 л/100 км). Для грубой оценки можно принять, что по теплотворной способности 1 литр дизтоплива эквивалентен 1 н.м^3 КПГ. Это означает, что газовые двигатели на 30% имеют худшую топливную экономичность.

Этот вывод сделан на основе, теперь уже многолетней, эксплуатации газовых автобусов. Аналогичные данные были получены и в результате зарубежного опыта эксплуатации газовых двигателей. Причины низкой топливной экономичности и пути её улучшения будут рассмотрены в дальнейшем. И собственно этот факт является предметом исследований и современных разработок газовых двигателей, конвертируемых из дизельных двигателей, в том числе и в настоящей работе.

1.2 Состояние производства газовых двигателей и газобаллонных АТС в Российской Федерации

В отечественной и мировой практике рассматриваются три направления в работах по созданию газовых двигателей:

- Одно- и двухтопливные двигатели, конвертируемые из бензиновых двигателей для транспортных средств массой до 3,5 тонн;

- Однотопливные газовые двигатели, конвертируемые из дизелей для транспортных средств массой более 3,5 тонн и для газопоршневых электростанций.

- Газодизельные двигатели, конвертируемые из дизелей по двухтопливному рабочему процессу для транспортных средств и для газопоршневых электростанций.

При конвертации бензиновых двигателей определились два варианта.

Первый – двухтопливный двигатель (bifuel). В этом случае конвертация сводится практически только к установке на базовый двигатель дополнительной газовой системы питания. Предусматривается работа

двигателя, либо на газовом топливе, либо на бензине. Способ одновременной подачи двух топлив в принципе рассматривался, но практического применения не получил

Второй вариант – однотопливная модификация. В этом варианте предусматривается установка дополнительной, резервной системы питания на бензине. В этом случае двигатель и его системы оптимизированы для достижения наилучших показателей на газе. Бензиновая система питания позволяет передвигаться в аварийном режиме. (Идеологически – это такое же решение, как использование запасного колеса в виде «докатки»).

В связи с отсутствием широко развитой инфраструктуры заправки и сервисного обслуживания перевод бензиновых двигателей легковых и лёгких коммерческих автомобилей, находящихся в частном владении, на газовые топлива ещё достаточно длительное время будет происходить по двухтопливной схеме.

Газовые однотопливные двигатели наиболее целесообразно использовать для городского общественного и коммунального транспорта, а также для стационарных силовых установок. Что собственно и подтверждается современной мировой и отечественной практикой. Газовые двигатели для этого вида транспорта создаются на базе дизелей. поскольку бензиновых двигателей такого класса в мире не существует.

Создание чисто газовых модификаций на базе дизелей уже потребует решения ряда проблем, связанных с изменением конструкции при переходе с рабочего процесса с воспламенением от сжатия на рабочий процесс по циклу Отто.

При конвертации дизелей в газовые модификации надо выделить два момента.

Первый – необходимость установки новых, специально разработанных компонентов, в первую очередь -газовую систему питания и систему зажигания. Задача оптимизации управления двигателем решается за счёт полновесного использования МП-системы управления с обратными связями,

регулирующей подачу топлива, угол опережения зажигания, управляющей положением дроссельной заслонки, рециркуляцией, турбонаддувом, системой нейтрализации отработавших газов и другими параметрами.

Второй момент – необходимость изменения конструкции в части снижения степени сжатия, установки свечей зажигания, газовых форсунок при максимально возможном сохранении конструкции основных компонентов двигателя, таких, как блок цилиндров, форма камеры сгорания, системы охлаждения, системы смазки и масляного охлаждения деталей двигателя, конфигурации впускной и выпускной системы, и т.д., которые не будут изменяться при работе двигателя. Они должны быть выбраны, исходя из требований получить эффективные показатели в максимально широком диапазоне нагрузочных режимов при минимально возможном удорожании двигателя.

Хотя, надо отметить, что современное развитие автомобильных ДВС характерно использованием весьма широкого спектра регулирования не только процессами топливоподачи и зажиганием, но и конструктивными параметрами двигателя.

И только на однотопливных газовых двигателях возможно применение бескомпромиссных решений, способных обеспечить наиболее эффективные показатели.

Одно из первых направлений применения газовых двигателей – стационарные двигатели, используемые в газовой и нефтедобывающей промышленностях. Несмотря на очевидные потери в эффективных показателях таких двигателей (по мощности и КПД) по сравнению с дизелями, это решение было и остаётся экономически выгодным. Применение газомоторного топлива позволяет замещать дизельное топливо, имеющее свою вполне определённую рыночную стоимость и поставка которого на удалённые объекты газо- и нефтепромыслов вызывает большие сложности. Переход на природный и попутный газы, которые были более

доступны в этих условиях, и за которые фактически не надо платить, оказалось весьма эффективным решением.

Конвертированные для работы на газовых топливах дизельные двигатели нашли применение и в газопоршневых электростанциях с широким диапазоном мощностей – от 40 до 4500 кВт. Развитию этих установок с газовыми двигателями способствовал экономический фактор – стоимость сетевого газа всегда была в 7-10 раз меньше стоимости дизтоплива. Понятно, что в таких экономических условиях не было стимула вести речь о сколько-нибудь серьёзных работах по оптимизации конструкции, как двигателя, так и систем питания. И без того экономический эффект был значителен.

При большом и успешном опыте перевода стационарных силовых установок с дизельными двигателями на газовые, естественным было бы ожидать получение экономического эффекта от замены дизелей на газовые двигатели и на автомобильном транспорте. Но при этом необходимо иметь в виду, что в отличие от стационарных двигателей, автотранспортное средство надо оснастить, помимо установки газового двигателя ещё и системой хранения газа в виде комплекта баллонов и арматуры, стоимость которых превышает иногда стоимость двигателя. К тому же стоимость компримированного (сжатого) природного газа (КПГ) как автомобильного топлива в 3-5 раз выше стоимости сетевого газа из-за необходимости сжимать его до давления 20 МПа.

В связи с этим уместно напомнить, что объективно автотранспортные средства с газовыми двигателями будут стоить дороже своих дизельных (или бензиновых) аналогов в первую очередь из-за необходимости устанавливать газовые баллоны. На сегодня стоимость газовых баллонов колеблется от 180-250 руб. за литр объёма для стальных баллонов и от 350-500 руб. за литр объёма для баллонов из композитных материалов, поэтому, удорожание транспортного средства (например, городского автобуса

средней пассажировместимости), только из-за установки баллонов составит от 300 до 500 тыс. руб.

Для транспортных двигателей получение максимального экономического эффекта в эксплуатации и сокращение сроков окупаемости напрямую зависят от топливной экономичности газовых двигателей. Проблема повышения топливной экономичности транспортных двигателей стоит более остро, чем для стационарных.

В работах, проведенных в ФГУП «НАМИ», ВНИИГАЗе, МАДИ, ОАО «КамАЗ», ОАО «Автодизель», ОАО «Барнаултрансмаш», были исследованы различные варианты конструктивного исполнения газовых двигателей, их систем питания и зажигания при конвертации дизелей. [9, 10, 13, 14, 15,17, 33,35,41, 45,46,47,48,49,51,52]

В ФГУП «НАМИ» были исследованы:

- безнаддувные двигатели и двигатели с турбонаддувом ;
- четыре типа камер сгорания;
- поршни с охлаждением и без охлаждения;
- степени сжатия изменялись в пределах от 10,2 до 12,5
- различные способы изменения степени сжатия за счет замены поршней, доработки поршней, установки дополнительной прокладки между блоком цилиндров и головкой блока, увеличения камеры сгорания в головке блока;
- различные варианты доработки канала под установку свечей зажигания за счет расширения канала, установки дополнительного стакана, с различными типами вывода каналов в головке блока;
- различные варианты установки датчиков частоты вращения и фазы – на маховике коленчатого вала, на распредвале и на шестерне привода ТНВД;
- системы зажигания от механических распределительных, распределительных с электронным коммутатором, до современных электронных систем зажигания, с индивидуальными и общими катушками зажигания;

- системы подачи газа - эжекторные системы с механическими газоредуцирующими системами; системы впрыска с центральной подачей газа с МП-управлением, системы распределенного нефазированного впрыска, системы распределенного фазированного впрыска с МП-управлением.

Эти работы позволили создать гамму газовых двигателей для транспортных средств и для стационарных энергетических установок

Сегодня заводы российского автопрома активно занимаются разработкой автомобилей и автобусов с газовыми (на КПГ) двигателями: ОАО «КамАЗ» и ООО «РариТЭК» освоено производство широкой гаммы автомобилей и автобусов. Технические данные двигателей показаны в таблице 1.1, а технические данные автобусов и грузовых автомобилей представлены в таблице 1.2.

Таблица 1.1. Технические данные двигателей КамАЗ

№№	Модель двигателя	КамАЗ-820.52.-260	КамАЗ-820.53.-260	КамАЗ-820.61-260	КамАЗ 740.51-320
1.	Тип двигателя	Газовый, турбонаддувный с ОНВ	Газовый, турбонаддувный с ОНВ	Газовый, турбонаддувный с ОНВ	Дизель турбонаддувный с ОНВ
2.	Расположение и число цилиндров	V-8	V-8	V-8	V-8
3.	Рабочий объем, л	11,76	11,76	11,76	11,76
4.	Диаметр цилиндра и ход поршня, мм	120/130	120/130	120/130	120/130
5.	Степень сжатия	12,0	12,0	12,0	16,8
6.	Минимальный удельный расход	160(218)	160(218)	154(210)	154(210)

	топлива, г/кВт.ч (Нм3/кВт.ч)				
7.	Мощность максимальная, кВт (л.с.)	191 (260)	191 (260)	191 (260)	235
8.	Частота вращения, об/мин	2200	2200	2200	2200
9.	Максимальный крутящий момент, Н.м (кгм) при 1400 мин-1	1079(110)	766(76)	931	1 275,00 (1400)
10.	Применяемое топливо	КПГ ГОСТ-27527	КПГ ГОСТ-27527	КПГ ГОСТ-27527	Дизтопливо
	Масса, кг	885	885	885	

ООО «Русские автобусы» (Группа ГАЗ) на заводе «ЛиАЗ» освоен выпуск газовых автобусов особо большой вместимости ЛиАЗ-6212.7, большой вместимости ЛиАЗ-5256.57 и его низкопольный вариант ЛиАЗ-5292.7, причем для всех указанных моделей предусматривается использование газовых двигателей фирмы «Cummins» и «MAN».

Таблица 1.2. Основные технические характеристики городских автобусов и автомобилей, работающих на КПГ

	Автобусы			Грузовые автомобили	
1	2			3	
Марка транспортного средства	ЛиАЗ-5256.57	НЕФАЗ-5299-11-31	MAN Lion’s City	КАМАЗ-65116-30	Iveco AT440S42T
Экологический класс	Евро-4	Евро-4	Евро-4	Евро-4	Евро-5

Количество мест для сиденья	21…23	45	36	-	-
Пассажиро-вместимость	105…110	60	52		-
Габаритные размеры, мм - длина - ширина - высота	 11400 2500 3322	 11875 2500 3400	 11980 2500 2880	 7300 2500 2810	 6256 2500 2895
Масса снаряж. Т.с.	10620	16900	11500	8350	7900
Двигатель	CummnsCge4 250 или Cge4 280 газовый, четырехтактный, с жидкостным охлаждением, с турбонаддувом.	КАМАЗ-820.61 газовый, четырехтактный, с жидкостным охлаждением, с турбонаддувом.	MANE2866 DUH 03 (CNG) газовый, четырехтактный, с жидкостным охлаждением, с турбонаддувом.	КАМАЗ-820.60 газовый, четырехтактный, с жидкостным охлаждением, с турбонаддувом.	Iveco C13 ENT C газовый, четырехтактный, с жидкостным охлаждением, с турбонаддувом.
Количество и расположение цилиндров	6, рядное	8, V-образное	6, рядное	8, V-образное	6, рядное
Рабочий объем цилиндров, л	8,268	11,76	11,967	11,76	12,9
Степень сжатия	10,2	12,0		12,0	10,9
Макс. мощность, кВт($мин^{-1}$)	185,8/206,9 (2400)	191/ 260 (2200)	180/245 (2200)	191/ 260 (2200)	297 (403) (1900)

Макс. крутящий момент, Нм(мин$^{-1}$)	1013,1/103,3 (1400)	931/95 (1300)	880/89,7 (1200)	931/95 (1300)	1350/139 (1200)
Система питания	центральная эжекционная.	Распределённый фазированный впрыск.	Распределённый фазированный впрыск.	Распределённый фазированный впрыск.	Распределённый фазированный впрыск.
Заправочные емкости	858 л	984 л.	800 л.	1040 л.	800 л.
Эксплуатационный расход топлива (городской режим движения) куб. м 100 км	62 - 68	62 - 68	55-58	55 - 58	50-54

1.3 Анализ технических проблем при создании газовых двигателей и состояние их развития в мире

Одним из первых газовых двигателей, изготовленным с учётом современных требований, для газопоршневых электростанций был двигатель Caterpillar CAT 3516. На этом двигателе получено среднее эффективное давление 1,0 МПа и эффективный КПД 36%.

Газовый двигатель Cummins B5.9 был первым двигателем с регулированием состава топливно-воздушной смеси по обратной связи. Существовала, также версия двигателя Cummins B5.9LPG для работы на сжиженном нефтяном газе. Он, также, работал на бедных смесях с обратной связью, и имел электронную систему управления. Двигатели имели подобные конструкции и отличались степенями сжатия. (Для СНГ - 9.1, а для природного газа - 10.5. [60,61]

С начала 80-х годов XX века началась тенденция к увеличению среднего эффективного давления цикла (p_e), с целью достижения наибольшей эффективности и, в конечном счете, уменьшения стоимости силового агрегата. На наиболее отработанных двигателях, эффективный КПД достигал 45 % при p_e =2,0 МПа. Для двигателя любой размерности при p_e больше 2,0 МПа трудно избежать высокой вероятности детонации. Но высокий уровень p_e обеспечивает и более высокую эффективность, поскольку снижается относительный уровень механических потерь. Двигатели с большими диаметрами цилиндра более эффективны из-за сокращения отношения площади поверхности к объему и снижению потерь тепла через цилиндр, головку блока и поверхность поршня и относительно меньшего объёма зазоров. Более эффективными оказались низкооборотные газовые двигатели, по сравнению с высокооборотными с меньшим диаметром цилиндра. Так, на газовых двигателях мощностью до 2 МВт удавалось получить эффективный КПД около 40%. [63]

Газовые двигатели, изготовленные на базе дизелей для автотранспорта, начали выпускать в 90-х годах. При этом использовались те же решения, что и для стационарных двигателей. Отличие заключалось только в системе питания и газобаллонном оборудовании, которое должно было работать уже с учётом высокого давления в баллонах – 20 МПа, а не 0,05 – 0,15 МПа.

В работах, выполненных в 90-х годах XX века [64-68], много внимания уделялось вопросу – на каких составах т/в смеси выгоднее работать газовому двигателю. Двигатели, работающие на близких к стехиометрическим т/в смесям, более склонны к детонации, чем на бедных смесях. Искровые бензиновые двигатели, как известно, для того, чтобы обеспечить оптимальные рабочие характеристики работают на больших нагрузках при условиях, близких к детонации. При работе газовых двигателей на стехиометрических смесях, любое отклонение в составе газа будет вызывать и соответствующее отклонение от стехиометрии. Это делает такой двигатель менее склонным к детонации. Для двигателей, работающих с

фиксированными регулировками системы питания без обратной связи, этот факт стал существенным.

Газовые двигатели, работающие на бедных смесях, имеют более низкие максимальные температуры цикла, чем двигатели, работающие на стехиометрических смесях. Это, в свою очередь приводит к уменьшенным концентрациям NOx. Но такие двигатели более чувствительны к изменению состава газа. Последнее может привести либо к увеличению выбросов NOx, либо к перебоям в работе. В результате любая причина, которая приводит к изменению состава т/в смеси, повлияет на показатели двигателя и токсичность.

Газовый двигатель, работающий на бедных смесях, как правило, оснащается системой турбонаддува для достижения требуемого уровня мощности. Однако такие двигатели будут ещё в большей степени склонны к детонационному сгоранию. В таких двигателях устанавливаются более поздние углы опережения зажигания, что, безусловно, приводит к потере топливной экономичности. Газовые двигатели с турбонаддувом, работающие на бедных смесях оснащаются и системой перепуска на турбокомпрессоре.

Например, в работе [64] отмечено, что изменение соотношение водорода/углерода (H/C), в газовых смесях может быть значительным (от 3,11 до 3,88). При фиксированных регулировках системы питания это приводит менее чем к 5%-му изменению содержания свободного кислорода в отработавших газах.

Для двигателей, работающих на бедных смесях увеличение соотношения H/C в топливе и, таким образом, снижение детонационной стойкости топлива. Метановое число (МЧ) может снизиться на 5-7 ед. и может вывести работу двигателя на предел детонации. Для стехиометрических двигателей увеличение соотношения H/C в топливе может изменить и концентрации углеводородов в отработавших газах. Для исключения детонации использовался один способ – снижение угла опережения зажигания, хотя и в ущерб топливной экономичности.

В качестве примера такого двигателя может быть рассмотрен двигатель Jenbacher J620 GS-E [65]. Этот двигатель был разработан в 1998 и работал на бедных т/в смесях с максимальным рабочим давлением 18 МПа с эффективным КПД 43 %. При обнаружении детонации, система управления уменьшает угол опережения зажигания, затем обедняет т/в смесь для снижения температуры сгорания, и, наконец, уменьшает мощность двигателя. Затем система управления автоматически восстанавливает мощность двигателя, до тех пор, пока не появляется детонация. Такой алгоритм управления позволяет двигателю работать на газовом топливе с широким диапазоном его состава. Двигатель был предназначен для работы с газовыми топливами, имеющими МЧ = 95, допускал снижение детонационной стойкости до МЧ=70, а при снижении нагрузки мог работать на газовом топливе с МЧ=30.

Использование системы рециркуляции отработавших газов (EGR) наиболее типичное решение для снижения выбросов NOx. И в газовых двигателях этот приём используется практически повсеместно. В статье корейских исследователей [66] показано, что при работе на частичных нагрузках оптимальный уровень EGR составил 5-10 % на обеднённых смесях с α = 1,3-1,35.

Эффективность EGR при работе на стехиометрических смесях были исследованы в работе [67]. Авторы сравнили показатели двигателя на природном газа и бензина при одинаковой мощности. Постоянным поддерживалась и частота вращения двигателя (1500 оборотов в минуту) и (стехиометрическое) отношение смеси. EGR снижала выбросы NOx как на газе, так и на бензине, но при этом повышались выбросы НС. Отмечено, также, что состав углеводородов в отработавших газах на природном газе и бензине – различен. На природном газа в составе углеводородов метан составляет около 80% и эта величина постоянна практически во всём диапазоне нагрузок. На бензине доля метана составила 5-8% от всех

выбросов углеводородов. И хотя EGR привел к увеличению HC, это увеличение было незначительным по сравнению с уровнем снижения NOx.

В работе [68] введение EGR при работе на стехиометрических смесях не привело к снижению мощности, ухудшению топливной экономичности и увеличению HC.

Двигатели лёгких грузовиков могут работать на стехиометрических смесях и использовать EGR в комплекте с трёхкомпонентными нейтрализаторами. Оснащённые лямбда-зондами и адаптивными системами управления двигатели могут работать с относительно широким диапазоном газовых составов, поддерживая состав смеси, и не выходят на детонацию [63].

В исследовании, проведенном Университетом Западной Вирджинии [69], были проведены сравнительные испытания грузовых автомобилей с двумя дизельными двигателями и двумя газовыми, построенными на их базе. Отмечено, что у газовых двигателей топливная экономичность оказалась на 30% хуже, чем у дизельных аналогов. Однако выбросы NOx снизились на 24 - 45%. Выбросы твёрдых частицы снизились более чем на 90%.

В исследованиях отмечается, что более эффективно, с точки зрения снижения выбросов вредных веществ и снижения влияния состава газа использовать стехиометрические смеси и адаптивное регулирование.

Для стехиометрических двигателей наиболее эффективны трёхкомпонентные (ТКН или бифункциональные) системы нейтрализации.

В работах [70,71,72] отмечается, что газовые двигатели, работающие на стехиометрических смесях, требуют очень точного регулирования состава смеси для достижения одинаково высокой эффективности снижения CO, CH и NOx. Показано, что диапазон составов т/в смесей при работе с ТКН является более узким, чем для нейтрализаторов, предназначенных для бензина. И находится этот диапазон в зоне более богатых смесей. Природные газы с большим содержанием более высоких углеводородов обеспечили бы

немного более широкий диапазон оптимальных т/в смесей, с точки зрения работы ТКН.

В работе [73] показано, что в газовом двигателе (на КПГ) эффективность катализатора на базе Pd по основным компонентам – CO, CH_4 и NO превысил 80 % при составах смеси в диапазоне 1,0 – 0,9. Высокий уровень окисления CH_4 авторы объясняют результаты более высокой активностью двух реакций CH_4 - O_2 и CH_4 - NO, в результате которых и снизилось содержание CH_4.

Опыт с ТКН (с соотношением в катализаторе Pt/Rh = 5/1) применяемом для бензинового двигателя показал, что эффективность окисления CH при работе на природном газе была намного ниже, чем на бензине. При использовании катализатора на основе Pd и Rh (Pd/Rh = 25/1), разработанного для природного газа, эффективность по окислению CH значительно улучшилась. [74]

В работе отмечено, что на бензиновом двигателе, оснащённом для работы и на газе и на бензине, уровни CO на природном газе были ниже, чем на бензине из-за того, что на природном газе достигается более высокий уровень гомогенности топливовоздушной смеси. После катализатора содержание NOx было выше для природного газа, чем для бензина, поскольку меньшее содержание CO стало причиной снижения конверсионной эффективности по NOx. Уровни содержания CH для бензина и природного газа были одинаковы. Однако, поскольку в составе углеводородов, выбрасываемых с отработавшими газами на природном газе основным компонентом является главным образом метан, содержание суммарных углеводородов при работе на природном газе были несколько выше, чем на бензине (см. рисунок 1.5).

Исследователь Varde, K. S. в работе [76] установил, что в газовом двигателе, при работе на стехиометрических смесях содержание NOx при использовании ТКН не может быть ниже уровня, полученного при работе на бензине. ТКН использовались те же, что и для бензиновых двигателей.

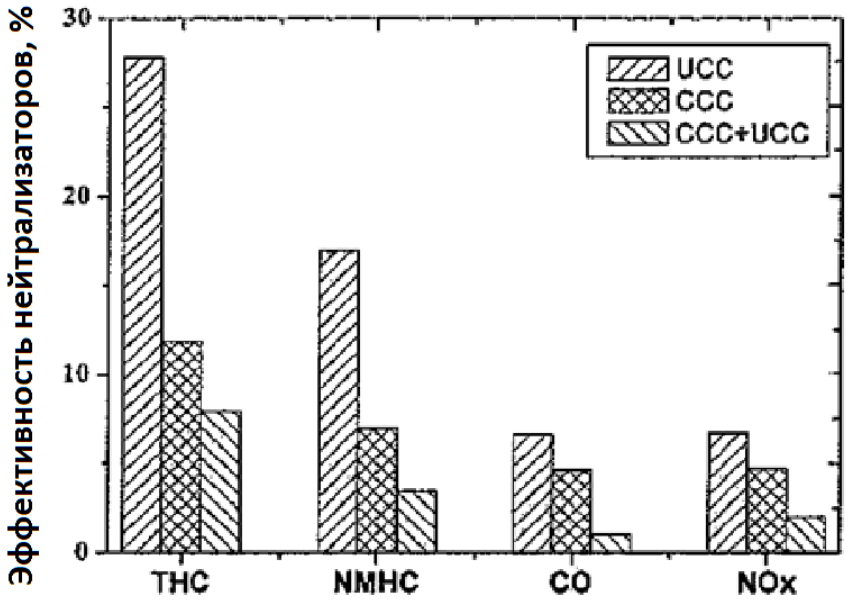


Рисунок 1.5 - Эффективность нейтрализаторов при работе на природном газе при испытании автомобиля по ездовому циклу FTP-75. [60] UCC – ТКН, разработанный для бензинового двигателя; CCC – ТКН для газового двигателя; CCC + UCC – серия комбинаций двух каталитических нейтрализаторов

Уменьшенная эффективность снижения NOx, связана с меньшим содержанием CO при работе на природном газе, по сравнению с работой на бензине при одинаковых составах т/в смеси. Это было подтверждено экспериментами, в которых на вход нейтрализатора подавали дополнительное количество CO. Окислительный катализатор был изготовлен на базе платины (Pt) с содержанием приблизительно 1.41 г/см^3, в то время как ТКН был изготовлен на базе Pt/Rh, с той же самой плотностью загрузки 1.41 г/см^3.

Двухкомпонентный катализатор окисления устранил содержание CO CH из отработавших газов. Поскольку присутствие кислорода необходимо для протекания реакций, было необходимо подавать вторичный воздух в катализатор в зависимости от состава т/в смеси, подаваемого в двигатель. Для высокой эффективности снижения NOx необходима достаточная концентрация CO, и требовалось регулировать состав т/в смеси. Эффективность снижения CH при работе на природном газе была

приблизительно в два раза хуже, чем при работе на бензине по причине низкой степени окисления метана, находящегося в отработавших газах и более низкой температуры отработавших газов.

В более поздней работе, Varde (2003) [77] показано, что ТКН может быть использован и в газовом двигателе, работающим на бедных смесях. Эффективность по снижению CO составила 90-99 % на всех режимах при условии, что температура катализатора поддерживается на адекватном уровне. Снижение NOx было наибольшим при стехиометрических составах т/в смеси, но уменьшалось для бедных смесей. Как уже отмечено, сокращение NOx в отработавших газах газового двигателя при работе на бедных смесях не очень эффективно из-за высокой концентрации кислорода.

Особенности протекания рабочих процессов в газовых двигателях изучаются уже достаточно давно.

Самовоспламенение происходит как в гомогенных т/в смесях, так и в двигателях с раздельным вводом в камеру сгорания воздуха и топлива. По определению, реакция полного окисления топлива воздухом является экзотермической, но некоторые элементарные и/или промежуточные реакции могут быть эндотермическими.

Имеется достаточно большое количество экспериментальных и расчётных исследований по изучению самовоспламенения метана, этана, пропана и их смесей. В работе [78] показано, что сгорание природного газа может быть адекватно представлено сгоранием смесей метана с этаном и пропаном. Такие же результаты получены и в работе [79]. Суть этих работ в том, чтобы показать, что условия самовоспламенения сложной смеси, каковой является природный газ, можно заменить описанием горения смеси трёх достаточно хорошо изученных газов.

Исследователями в работе [80] была измерена задержка самовоспламенения метана и природного газа при моделируемых заранее не перемешанных условиях дизельного двигателя при постоянном объеме. Отмечено, что самовоспламенение сильно зависит от температуры, но

практически не зависит от давления в диапазоне от 5 до 55 атм. (0,5 – 5,5 МПа). Увеличение содержания концентрации этана и пропана уменьшали время задержки воспламенения. В температурах меньше чем 1200 K, задержка самовоспламенения уже зависела от давления.

При температурах ниже 1100 K, метан, пропан и этан имели одинаковые характеристики самовоспламенения. В работе [81] на основе кинетической модели было показано, что при относительно низких температурах, реакции между этаном/пропаном и метилгидроперксилом (CH_3O_2) приводит к образованию большого количества радикалов OH, активно инициируя воспламенение. Большие концентрации CH_3O_2 при горении этана и пропана при низких температурах (T <1100 K) могут служить объяснением их большей склонности к самовоспламенению.

В работе [82] отмечается, что смеси метана с этаном и метана с пропаном ведут себя по-разному. Так, смесь метана и 8% пропана, с точки зрения самовоспламенения, ведёт себя подобно смеси метана и 20% этана, снижая относительно чистого метана температуру самовоспламенения на 120 K.

Конструкция камеры сгорания – один из ключевых факторов, затрагивающих рабочие характеристики двигателя с искровым зажиганием, в том числе при работе на газовых топливах. Конструкций камер сгорания множество, но её уровень доводки определяет основной параметр - уровень турбулентности заряда в КС до подачи искры и во время сгорания. Турбулентность определяется уровнем вихря, организованного во время процесса впуска, и качеством работы вытеснителей при приближении поршня к ВМТ. Более высокие уровни турбулентности улучшают перемешивание т/в заряда и способствуют увеличению скорости сгорания, и соответственно к большей эффективности и уменьшенным потерям тепла.

В работе [83] были исследованы показатели газового двигателя при различных формах камеры сгорания, степени сжатия, и турбулентности заряда при работе на бедных метано-воздушных смесях. Был получен на

природном газе эффективный КПД более 40% при лучшем, чем на бензине, крутящем моменте.

Организация оптимальной скорости движения заряда в камере сгорания позволяет с одной стороны избежать срыва пламени, с другой с уменьшить угол опережения зажигания при максимальной величине крутящего момента и получить более низкий уровень содержания NOx.

В работе [84] исследовалось влияние геометрии камеры и полноты сгорания заряда на оптимальные углы опережения зажигания, эффективный расход топлива и уровень эмиссии. Полнота сгорания управлялась интенсивностью турбулентности перед подачей искры в течение первой фазы сгорания. Сравнение четырёх вариантов - двух версий камеры сгорания с разной степенью турбулентности и штатной камеры сгорания двигателя Cummins L10, с и без повышенной турбулентности заряда, показало, что небольшое увеличение турбулентности более эффективно, чем использование турбулентности высокого уровня. Например, если бы продолжительность сгорания увеличилась с 30 до 45° УПКВ, то эффективность цикла была бы такой же, если бы теплота сгорания смеси снизилась на 26…21%. То есть равносильно обеднению т/в смеси. В работе отмечается, что высокая степень полноты сгорания позволяет использовать более высокую степень сжатия без детонации.

1.4 Анализ характеристик современных газовых двигателей

Газовые двигатели для АТС выпускают Cummins, MAN, Westport, Mercedes, Renault, Caterpillar, GE Jenbacher, Mitsubishi, «Tedom» (Чехия), «Waukesha», Volvo, Skania, Iveco и др.

Например, газовый двигатель VOLVO GH10 был изготовлен на базе горизонтального, 6-ти цилиндрового дизельного двигателя рабочим объемом 9,6 литра. Мощность 184 кВт, максимальный крутящий момент - 1150 Нм.

Оптимизация двигателя GH10 под газовое топливо заключалась в следующем:

- введение специального регулятора на турбокомпрессор, исключающего перегрузку компрессора при резком набросе нагрузки на двигатель;
- снижение степени сжатия до 11,5;
- изменение формы камеры сгорания;
- изменение конструкции поршня;
- уменьшение угла перекрытия фаз газораспределения;
- изменение конструкции клапанов.

Разработчики отмечают, что эффективный КПД у газового двигателя меньше, чем у дизельного - 38% против 45%, но выше, чем у бензинового - 30%.

Отделение Volvo Bus Corporation начало заниматься проблемой создания модификации автобуса с чисто газовым двигателем с 1992г. С самого начала работ была поставлена задача создать газовый двигатель путем конвертации дизельной модификации. Первые автобусы комплектовались стальными баллонами, расположенными на крыше вдоль бортов. Сейчас выпускается третье поколение автобусов на природном газе. Мощности автобусного производства в Швеции около 10 тыс. автобусов в год, на газе могут выпускать 500 автобусов в год. От начала разработки до серийного производства затрачено 5 лет и 25 млн.долл. США.

Новейший двигатель, выпущенный канадской компанией Cummins Westport, 8,9-литровый ISL G работает на природном газе (метане) на стехиометрической смеси с искровым зажиганием [61,69]. Он оснащен системой EGR с охлаждением, трехкомпонентным каталитическим нейтрализатором и в зависимости от конфигурации соответствует нормам Euro-5 или более высоким – EEV, не нуждается при этом в установке системы SCR и сажевого фильтра. Двигатель оснащен встроенной системой диагностики и предлагается в вариантах мощностью от 186 до 239 кВт. Также

Cummins Westport выпускает 5,9-литровый двигатель B Gas Plus в вариантах мощностью от 145 до 172 кВт, который с нейтрализатором соответствует нормам Euro-5 и EEV. Двигатели предназначены для рейсовых городских и школьных автобусов, коммунальных машин и грузовиков, работающих в городе. Внешняя скоростная характеристика газового двигателя мод Cummins ISL GeEV 320 (литровая мощность 27 кВт/л, максимальное давление наддува 1,924 МПа) по моменту и мощности показана на рисунке 1.6 и 1.7. Расходы газового топлива показаны в таблице 1.3:

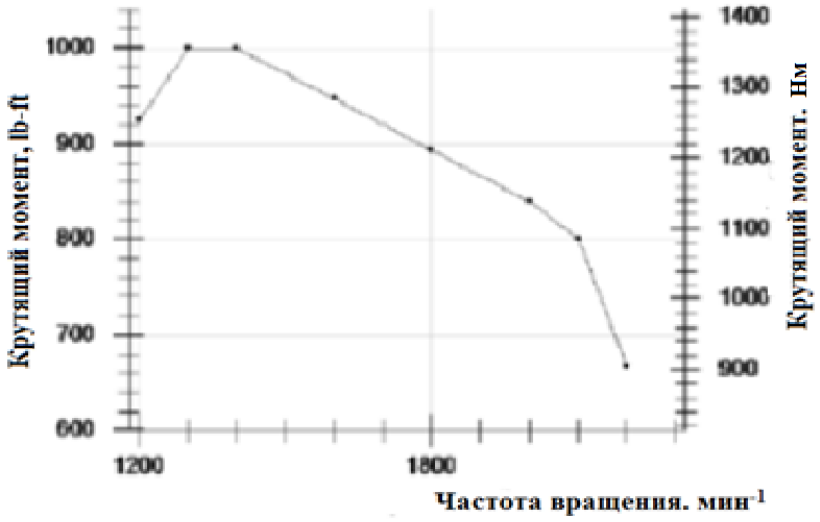


Рисунок 1.6. Внешняя скоростная характеристика газового двигателя Cummins ISL GeEV 320 (Крутящий момент)

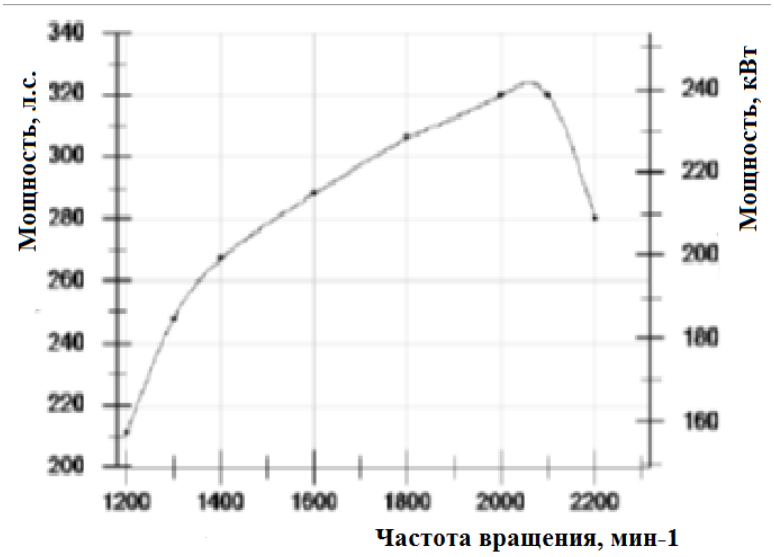


Рисунок 1.7. Внешняя скоростная характеристика газового двигателя Cummins ISL GeEV 320 (Мощность)

Таблица 1.3. Расходы топлива газового двигателя по внешней скоростной характеристике.

	При *n* =max	При *Ne*= max	При Мкр = max
Мощность, кВт	209	239	185
Часовой расход, кг/ч	48,1	52,6	37,4
Удельный эффективны расход топлива г/кВт ч	230	220	202

Для сравнения на рисунке 1.8 показана внешняя скоростная характеристика базового дизельного двигателя Cummins ISL8.9E5380 (литровая мощность 31,8 кВт/л, максимальное давление наддува 2,4 МПа). Расходы дизельного топлива показаны таблице 1.4:

Таблица 1.4. Расходы топлива дизельного двигателя по внешней скоростной характеристике.

	При *Ne*= max	При Мкр = max
Мощность, кВт	280	232
Часовой расход, кг/ч	58	45
Удельный эффективны расход топлива г/кВт ч	207	194

Обращает на себя внимание, что мощность газового двигателя меньше мощности дизельного на 18%, а максимальный крутящий момент уменьшился на 25%. Изменился и характер протекания мощности и крутящего момента. Максимальная мощность достигается не на максимальной частоте вращения а значительно раньше. На номинальной частоте вращения мощность газового двигателя падает с 239 кВт (на частоте 2050 мин$^{-1}$) до 210 кВт. Причина этого заключается, на наш взгляд, в высоких температурах отработавших газов и необходимостью, в связи с этим деформировать двигатель по наполнению.

Более того, мощностные параметры газового двигателя показаны начиная только с 1200 мин$^{-1}$. Понятно, что характеристика крутящего

момента на малых частотах вращения падает более круто, чем на дизельном двигателе. По топливной экономичности газовый двигатель имеет ухудшение до 10% даже по внешней скоростной характеристике.

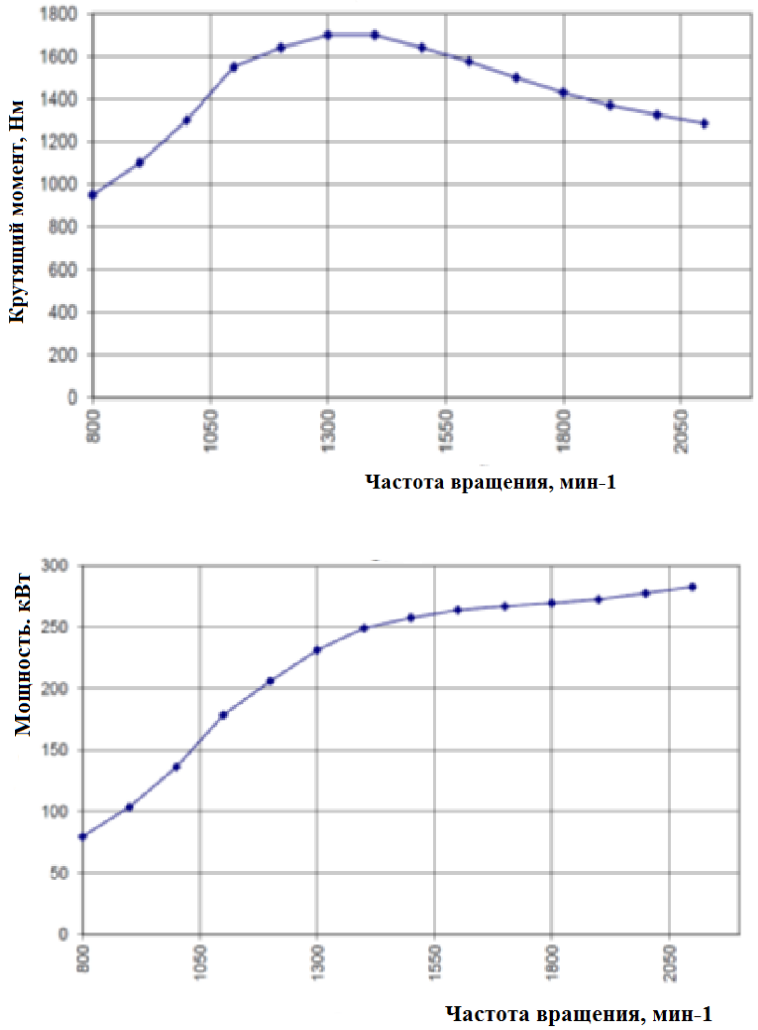


Рисунок 1.8. Внешняя скоростная характеристика дизельного двигателя Cummins ISL8.9E5380

Тем, не менее, этот газовый двигатель – один из лучших в мире по своим удельным мощностным показателям.

Компания MAN Truck & Bus AG [62,159] выпустила 6-цилиндровый рядный газовый двигатель E0836 LOH объемом 6,9 л и мощностью 206 кВт (литровая 29,8 кВт/л) для автобусов. Двигатель имеет искровое зажигание, по 2 клапана на цилиндр и одноступенчатый наддув с промежуточным охладителем. В системе выпуска устанавливается трехкомпонентный нейтрализатор. Двигатель дополнил линейку компактных газовых

двигателей MAN для автобусов, мощностью от 162 до 228 кВт и соответствующих нормам EEV. Схема систем двигателя MAN E0836LOH01 приведена на рисунке 1.9.

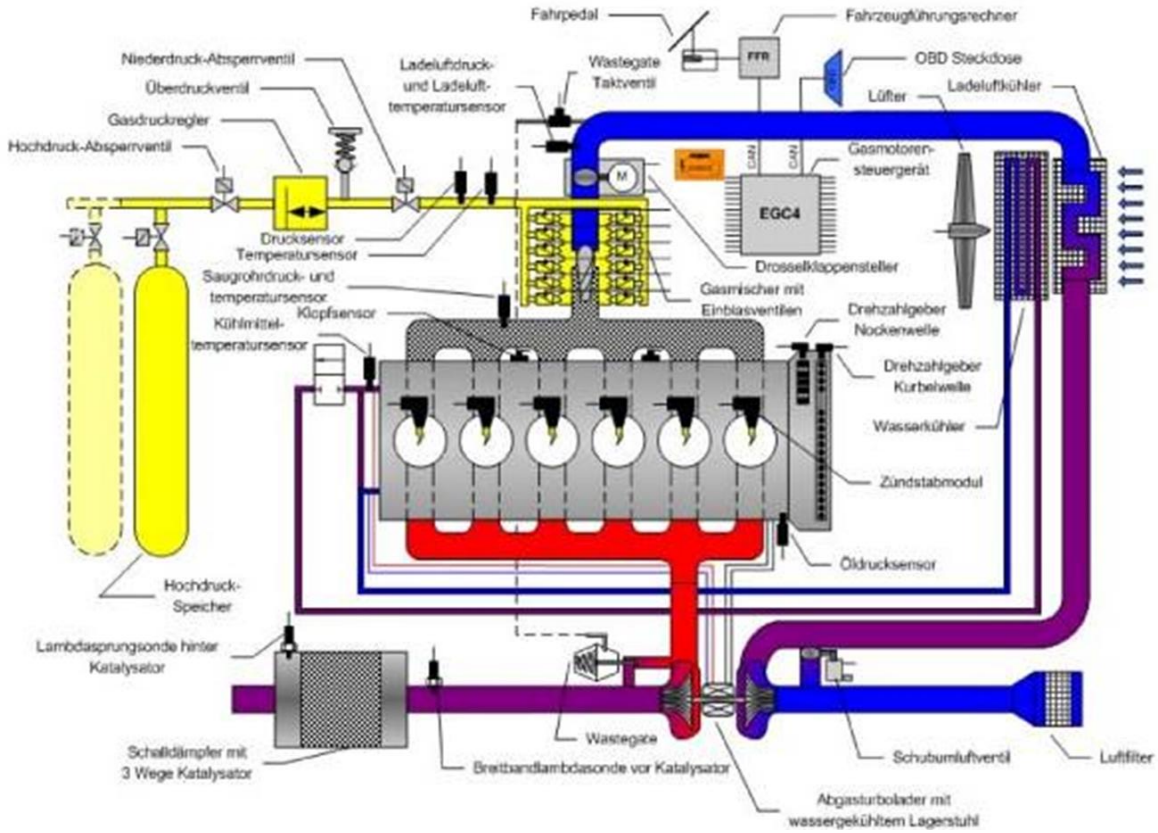


Рисунок 1.9. Схема систем газового двигателя MAN E0836LOH01[62].

Основные технические характеристики газовых двигателей для транспортных средств представлены в таблице 1.5.

Таблица 1.5 - Технические характеристики газовых двигателей

№	**Наименование двигателя**	**Объем, л**	**Макс. крутящий момент, Нм/мин$^{-1}$**	**Макс. мощность, кВт/мин$^{-1}$**	**Степень сжатия**	**Литровая мощность, кВт/л**
1.	Cummins CG - 250	8,3	1017/1400	186	11,2	22,41
2.	MAN E2876	12,5	1360/1500	210	11,4	16,80
3.	Volvo THG – 103 KF	-	950/1100	185/2200	12,7	22,29

4.	«Mercedes» - M447hG	11,97	880/1320	175/2200	12,5	14,62
5.	«Renault» MGDR062045 (B)	9,84	1020/1300	185/2100	12,5	18,80
6.	«Cummins – Westport» Cge	8,3	894/1200	205/2400	12,0	24,70
7.	Skania SGI - 12	12,0	905/1200	192/2200	11,0	16,00
8.	Caterpillar G326	6,6	900/1250	186/2200	11,0	28,18
9.	YC4G180N-30	5,25	650/1400	132/2300	11,0	25,14
10.	Iveco C13 ENT C	12,9	1350/1200	297 /1900	10,9	23,02
11.	Iveco 8149.03	2.8	220 / 2200	78 / 3800	10,9	27,86
12.	Iveco N60 ENT G	5.9	650 /1250	147/ 2700	10,9	24,92
13.	Iveco C78 ENT G	7.8	1100 /1100 - 1650	200/ 2000	10,9	25,64

Газовые автомобили и автобусы выпускают Volvo, Skania, MAN, Iveco, Mercedes, Kenworth, несколько заводов в Китае, IKD (Иран).

Из данных, приведенных в таблице 1.3, следует, что максимальный крутящий момент современных газовых двигателей для АТС составляет 650…1360 Нм, а максимальная мощность располагается в диапазоне значений 78…200 кВт, литровая мощность – 14…26 кВт/л.

Сегодня практически все моторные заводы мира имеют газовые модификации двигателей на базе дизелей.

Завершая обзор серийно выпускаемх газовых двигателей, конвертированных из дизельных, отметим, что при конвертации использовались различные варианты измения конструкции двигателя. Основные варианты показаны на рисунке 1.10.

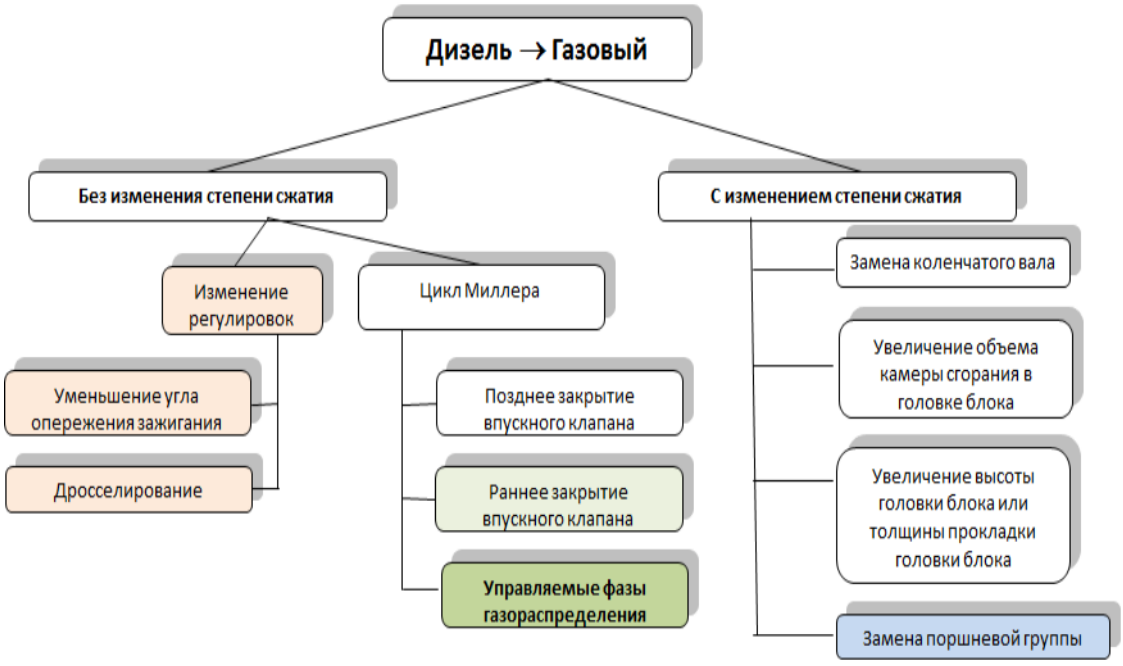


Рисунок 1.10. Способы конвертации дизельного двигателя в газовый с искровым зажиганием.

Наиболее распространённым решением является способ изменения степени сжатия за счёт применения поршней с уменьшенным расстоянием от оси поршневого пальца до днища поршня. При этом геометрическая степень сжатия принимается в диапазоне 10,5 – 13,0 единиц. Уменьшение степени сжатия приводит к снижению индикаторного КПД газового двигателя по сравнению с базовым дизельным двигателем. А увеличение потерь на дросселирование вызывает снижение эффективного КПД, особенно на малых нагрузках. Всё это приводит к ухудшению (до 30%) эксплуатационных раходов газового топлива (в объёмных единицах) на автотранспортном средстве с газовым двигателем, по сравнению с дизельным аналогом.

В последние годы при конвертации дизельных двигателей в газовые для использования в стационарных силовых установках используется цикл Миллера.

Так, компания Mitsubishi уже многие годы занимается производством стационарных газовых двигателей, конвертированных из дизельных с применением цикла Миллера. [58,59,85]

В таблице 1.6 представлены основные технические характеристики газового двигателя, работающего по циклу Миллера.

Таблица 1.6. Технически данные газовых двигателей Mitsubishi. [59]

Модель двигателя	GS6R, GS12R, GS16R,
Тип	4-х тактный
Расположение цилиндров	Рядный 8-ти цилиндровый; V-образный 12-ти цилиндровый; V-образный 16-ти цилиндровый.
Система сгорания	«Бедные» топливно-воздушные смеси
Наддув	Турбокомпрессор
Система зажигания	Электрическое зажигание
Диаметр цилиндра (мм)	170
Ход поршня (мм)	180
Мощность (кВт)	280 - 1115
Частота вращения ($мин^{-1}$)	1200 / 1500 / 1800
Степень расширения (степень сжатия геометрическая)	15
Эффективная степень сжатия	11
Эффективный КПД (%)	39-40
Метод снижения NO_x	Нейтрализатор SCR
Концентрации NO_x при O_2=0% (ppm)	150 и ниже

Двигатели не обладают выдающимися мощностными и экономическими показателями. Но привлекает одно – простота конвертации. В базовом дизельном двигателе заменяется распределительный вал, без изменения геометрической степени сжатия.

Однако цикл Миллера имеет один существенный недостаток – укороченный такт впуска приводит к снижению наполнения на полных нагрузках, и, как следствие, к снижению максимального крутящего момента.

Цикл Миллера не нашёл пока широкого применения при конвертации дизельных двигателей большого рабочего объёма в транспортные газовые двигатели и реализован для стационарных силовых установок.

В связи с этим представляет интерес рассмотреть возможности повышения показателей двигателя при использовании цикла Миллера.

1.5. Анализ возможности применения цикла Миллера для конвертации дизельных двигателей в газовые

К числу проблем, возникающих при доводке стехиометрических двигателей на природном газе, можно отнести высокую теплонапряжённость выпускных клапанов и седел на высоких нагрузках при высоких частотах вращения двигателя.

Одним из перспективных направлений улучшения экономических и экологических показателей автомобильных газовых двигателей с искровым зажиганием является оптимизация рабочего процесса за счет применения цикла с продолженным расширением рабочего тела. Если для газовых двигателей цикл Миллера не нашёл широкого применения, как уже отмечалось выше, то для бензиновых двигателей разработки ведутся достаточно активно. Рассмотрим этот опыт.

Идея применения термодинамического цикла с продолженным расширением рабочего тела вместо термодинамического цикла с подводом тепла при постоянном объеме (цикла Отто), лежащего в основе рабочего процесса большинства современных двигателей с искровым зажиганием, не нова. В таком цикле степень расширения больше, чем степень сжатия, что

позволяет исключить проблему детонационного сгорания топлива и одновременно повысить термический КПД двигателя.

Впервые цикл с продолженным расширением был реализован в дифференциальном газовом двигателе Джеймса Аткинсона в 1884 году [91,137], эскиз которого и индикаторная диаграмма показаны на рисунке 1.11. Двигатель Аткинсона не получил однако широкого распространения из-за сложной кинематической схемы силового механизма и пониженных энергетических показателей по сравнению с обычным двигателем сопоставимых размеров, работающим по классическому циклу Отто.

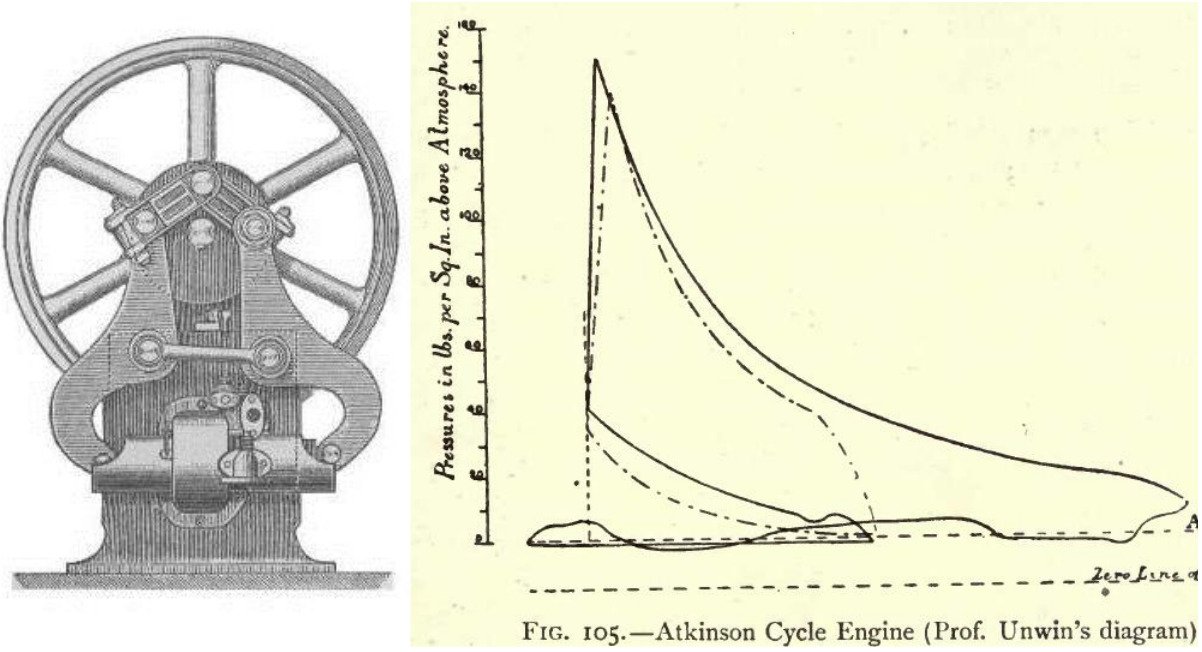


FIG. 105.—Atkinson Cycle Engine (Prof. Unwin's diagram)

Рисунок 1.11. Дифференциальный газовый двигатель Аткинсона:
D = 148мм; S = 88 мм на такте сжатия и 160 мм на такте расширения;
p_e = 0,42 МПа [91,137]

Позже, в 1947 году Ральф Миллер предложил другой путь реализации цикла с продолженным расширением – за счет задержки закрытия впускного клапана, наддува и промежуточного охлаждения сжатого воздуха [92,93]. Он использовал позднее закрытие впускного клапана для уменьшения эффективной степени сжатия ε_c, делая ее заметно меньше геометрической степени сжатия, чтобы снизить максимальные температуры ОГ при наддуве.

Определенный интерес представляют такие изменения фаз газораспределения, которые модифицируют или трансформируют базовый термодинамический цикл Отто, например, в форме цикла Миллера, который в технической литературе часто называют циклом Аткинсона. В некоторых работах [99, 102-104] под циклом Аткинсона часто понимается цикл, в котором сокращение фактической степени сжатия достигается значительным запаздыванием закрытия впускного клапана на ходе сжатия при существенном обратном выбросе заряда. Такой способ подпадает под определение цикла Миллера. Именно Ральф Миллер предложил реализовывать разработанную им концепцию продолженного расширения либо способом укороченного сжатия – УС, либо путем значительного опережения закрытия впускного клапана на ходе впуска (укороченный впуск – УВ). Идея же Аткинсона была в другом – геометрическая разноходность поршня на тактах сжатия и расширения.

Оба цикла с укороченным впуском – цикл Миллера (УВ) и с укороченным сжатием – цикл Миллера (УС) – в первом приближении одинаковы по своим результатам:

- реализуется концепция продолженного расширения при уменьшении фактической степени сжатия и, соответственно, повышается к.п.д. цикла;

- при понижении фактической степени сжатия в цилиндре двигателя увеличивается антидетонационная стойкость, а при сохранении её можно повысить геометрическую степень сжатия с возрастанием эффекта продолженного расширения;

- вследствие недобора заряда в цикле УВ или обратного выброса в цикле УС уменьшается разрежение во впускном коллекторе, сокращаются насосные потери на всех режимах дросселирования стехиометрического двигателя.

При замене дизтоплива природным газом целесообразней выбрать вариант цикла Миллера с укороченным впуском, поскольку:

- после закрытия впускного клапана на ходе впуска происходит расширение заряда до Н.М.Т. и существенное его охлаждение, в результате чего:

- решаются проблемы с термостойкостью деталей, связанных с выпуском ОГ при повышенных температурах сгорания газа;

- повышается антидетонационная стойкость;

- сокращаются выбросы оксидов азота;

- при проведении опытных, доводочных работ не требуется изготовление новых заготовок распределительного вала, поскольку профиль впускного кулачка сужается, снижается масса распределительного вала.

Эффективным может быть решение по созданию двигателя внутреннего сгорания с искровым зажиганием, работающего по циклу с регулированием мощности без дросселирования в широком диапазоне нагрузочных режимов, в том числе за счёт управления тактами рабочего цикла.

Анализ литературных данных показывает, что в настоящее время всеми ведущими автопроизводителями рассматриваются комплексные решения по повышению показателей двигателей с искровым зажиганием. [86,87]

Многие фирмы: Mazda, Toyota, Ford, Mercedes-Benz и др. использовали в ряде своих моделей бензиновых двигателей цикл Миллера (УС) в сочетании с другими технологиями.

Тенденция развития современных силовых установок направлена на регулирование всех процессов двигателя, конструктивных параметров и отдельных агрегатов. Регулируются фазы газораспределения, геометрия впускного тракта, степень сжатия, турбокомпрессор, водяной и масляный насосы, а также трансмиссии автомобиля с целью оптимизации всех параметров силового агрегата для достижения минимальных расходов топлива, а, следовательно, выбросов CO_2 [88,89].

Уделяется внимание и развитию новых рабочих процессов. Так, Toyota и Mazda выпускают двигатели, работающие по циклу Миллера, которые

обеспечивают существенное улучшение топливной экономичности автомобиля [28]. Однако, применённые в этих двигателях способы управления не в полной мере реализует возможности цикла с продолженным расширением. Точнее, можно назвать это решение «цикл с укороченным тактом сжатия».

Однако резервы по повышению топливной экономичности, присущие термодинамическому циклу со смешанным отводом тепла, объективно имеются и для решения задачи снижения степени сжатия при конвертации дизеля в газовый двигатель с искровым зажиганием цикл Миллера представляет практический интерес.

Рассмотрим применяемые в исследованиях и на практике способы оптимизации фаз газораспределения для реализации цикла с продолженным расширением. Оговоримся ещё раз, что упоминание в технической литературе для обозначения процесса с изменением фаз газораспределения термина «цикл Аткинсона» носит весьма условный характер. Скорее это рекламный ход. На самом деле, если при регулировании или изменении фаз газораспределения не происходит изменения кинематики кривошипно-шатунного механизма, то такие способы достижения продолженного расширения подпадают под термин «цикл Миллера». Но далее будут приведены названия способов и схем в том виде, в каком они приводятся разработчиками.

Схема Отто-Аткинсона. Один из вариантов концепции двигателя с регулируемым продолженным расширением, условно названный схема Отто-Аткинсона, исследована теоретически и экспериментально компанией «Форд» [97]. Двигатель работает по обычному циклу Отто на полной нагрузке для обеспечения хороших энергетических показателей и по циклу Аткинсона на частичных нагрузках для достижения пониженного расхода топлива. Увеличение степени расширения для цикла Аткинсона получено повышением геометрической степени сжатия и поздним закрытием впускного клапана.

Основная идея этой схемы – улучшить топливную экономичность и экологические характеристики бензинового двигателя на частичных нагрузках путем устранения насосных потерь, связанных с дросселированием впуска, и устранение потерь термического КПД двигателя, связанных с применением неоптимальных степени сжатия и степени расширения.

Как известно, степень сжатия бензинового или газового двигателя с искровым зажиганием ограничивают для того, чтобы исключить детонацию при работе с полностью открытым дросселем [98]. Однако на частичных нагрузках максимальные температура, давление цикла и соответственно склонность двигателя к детонации понижены. Поэтому для повышения эффективности двигателя на этих нагрузках его степень сжатия и степень расширения могут быть увеличены до величины, не приводящей к детонации.

Уменьшение дроссельных потерь особенно важно на частичных нагрузках, где автомобильный двигатель работает большую часть своего времени. Обычно дросселирование используют для контроля нагрузки за счет ограничения подачи воздуха, ведущего к увеличению насосных потерь. Использование позднего закрытия впускного клапана уменьшает насосные потери. Однако существует предел использования этого метода для увеличения эффективности двигателя. Избыточно позднее закрытие впускного клапана уменьшает эффективную степень сжатия, что ведет к ухудшению процесса сгорания.

Предварительное исследование данной концепции было выполнено методами компьютерного моделирования рабочего цикла с помощью программы GESIM (General Engine SIMulation code). Объектом исследования являлся экспериментальный двигатель, созданный на базе 4-цилиндрового рядного бензинового двигателя рабочим объемом 1,6 л, степень сжатия 9,3. Законы изменения степени сжатия/расширения и углов задержки закрытия впускного и открытия выпускного клапанов в зависимости от нагрузки

двигателя показаны на рисунке 1.12. Для изменения степени сжатия и фаз газораспределения были разработаны соответствующие механизмы регулирования. Геометрическая степень сжатия регулировалась поршнем с подвижным днищем, а фазы газораспределения –распределительным валом с подвижными кулачками.

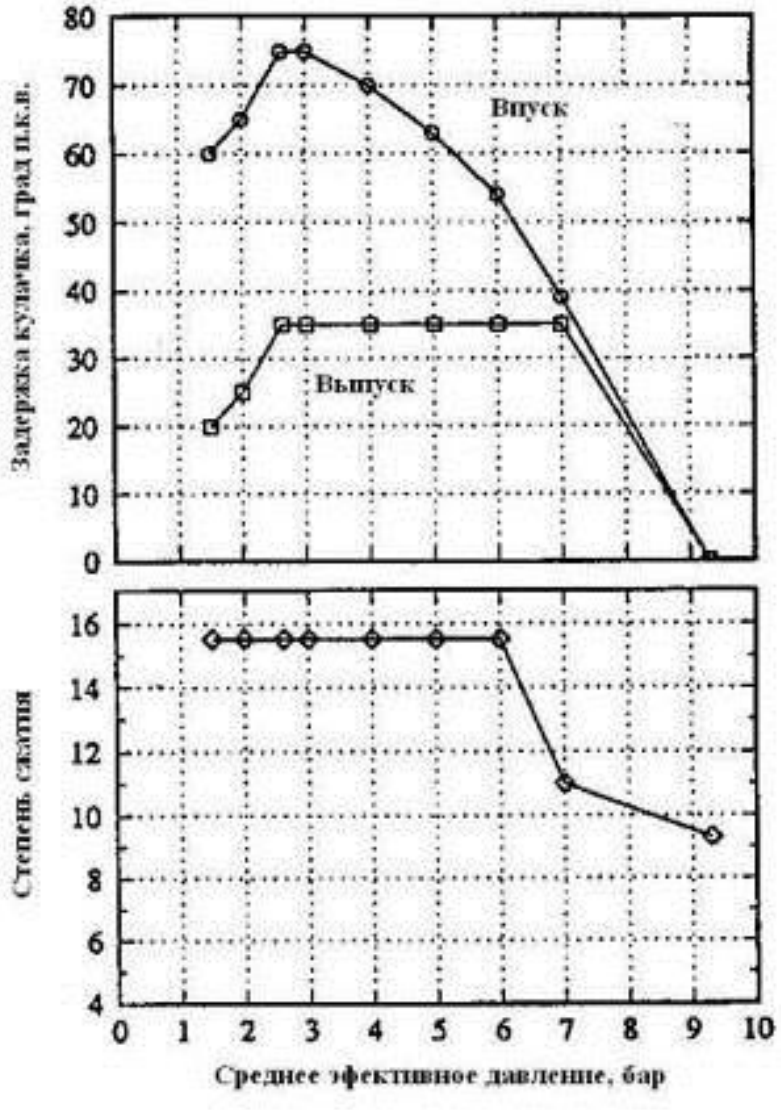


Рисунок 1.12. Изменения степени сжатия и углов задержки закрытия впускного и открытия выпускного клапанов экспериментального двигателя «Форд» с продолженным расширением в зависимости от нагрузки [97]

Сравнительные расчеты нагрузочных характеристик были выполнены для экспериментального и базового вариантов двигателя работающего на смеси стехиометрического состава с 10% разбавлением рециркулируемыми ОГ (РОГ) при частоте вращения коленчатого вала 1500 мин$^{-1}$. При

испытаниях подача РОГ обеспечивалась регулированием момента закрытия выпускного клапана. Расчеты показали потенциальную возможность уменьшения удельного эффективного расхода топлива до 16% в диапазоне средних эффективных давлений 2,0-5,5 бар.

Стендовые испытания экспериментального двигателя в диапазоне 1500-2500 мин$^{-1}$ работающего с тем же законом регулирования степени сжатия и фаз газораспределения подтвердили прогнозируемое расчетами улучшение топливной экономичности, а также показали возможность значительного уменьшения выбросов NO_x и CO. Результаты экологических испытаний показаны на рисунке 1.13.

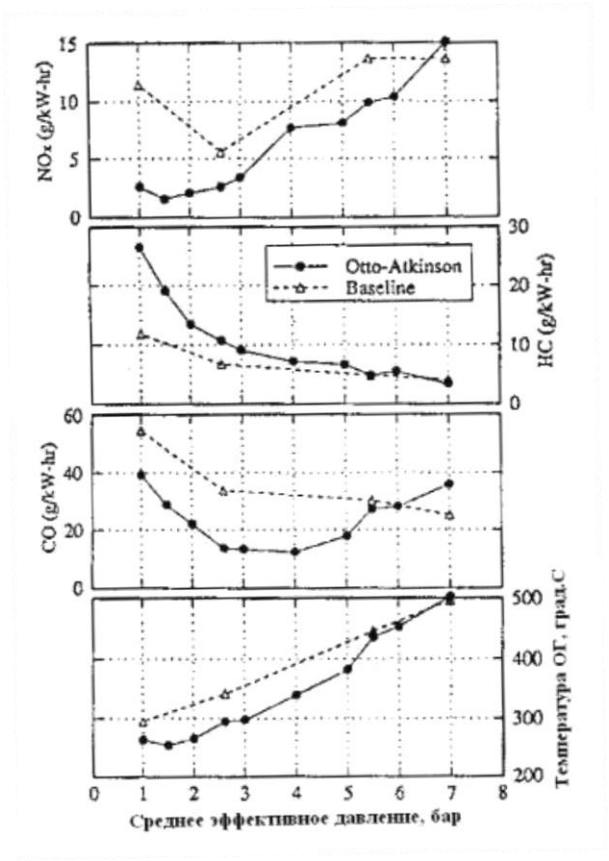


Рисунок 1.13. Изменение выбросов CO, CH, NO_x и температуры ОГ по нагрузочной характеристике [97]:
--------- экспериментальный двигатель;
- - - - базовый двигатель; n = 1500 мин$^{-1}$

Вместе с тем выбросы CH увеличились на малых нагрузках на 55-58% главным образом из-за увеличения щелевых объемов камеры сгорания и повышения максимального давления цикла.

Испытания показали также недостаточно быстрое, для предотвращения детонации, срабатывание поршня с регулируемой степенью сжатия. Полное перемещение подвижной части поршня, происходящее под давлением масла, при повышении степени сжатия осуществлялось за 91 цикл (3,64 с) и увеличивалось до 106 циклов (4,24 с) при уменьшении температуры моторного масла с 50 до 39 С.

По данным фирмы, это время не является критическим для обеспечения надежной работы двигателя в составе автомобиля. Время перемещения подвижной части поршня в противоположном направлении составляло соответственно 0,92 с и 1,0 с. Это время является критическим для обеспечения надежной работы двигателя в составе автомобиля. По данным [69] оно не должно превышать 100 мс.

*Схема Аткинсона-Миллера***.** Необходимость регулирования геометрической степени сжатия/расширения с помощью специального механизма делает практическую реализацию схемы Отто-Аткинсона в серийно выпускаемом двигателе проблематичной из-за отсутствия в настоящее время приемлемого (по быстродействию, надежности и другим параметрам) механизма регулирования степени сжатия. Более реальной для применения в серийном двигателе является так называемая схема Миллера [100,101] или Аткинсона-Миллера [102,103], не требующая регулирования геометрической степени сжатия/расширения.

Примером успешной реализации этой концепции в серийном производстве является бензиновый двигатель внутреннего сгорания 1NZ-FXE, входящий в состав энергетической установки гибридного автомобиля «Toyota Prius» [102]. Схема энергоустановки приведена на рисунке 1.14.

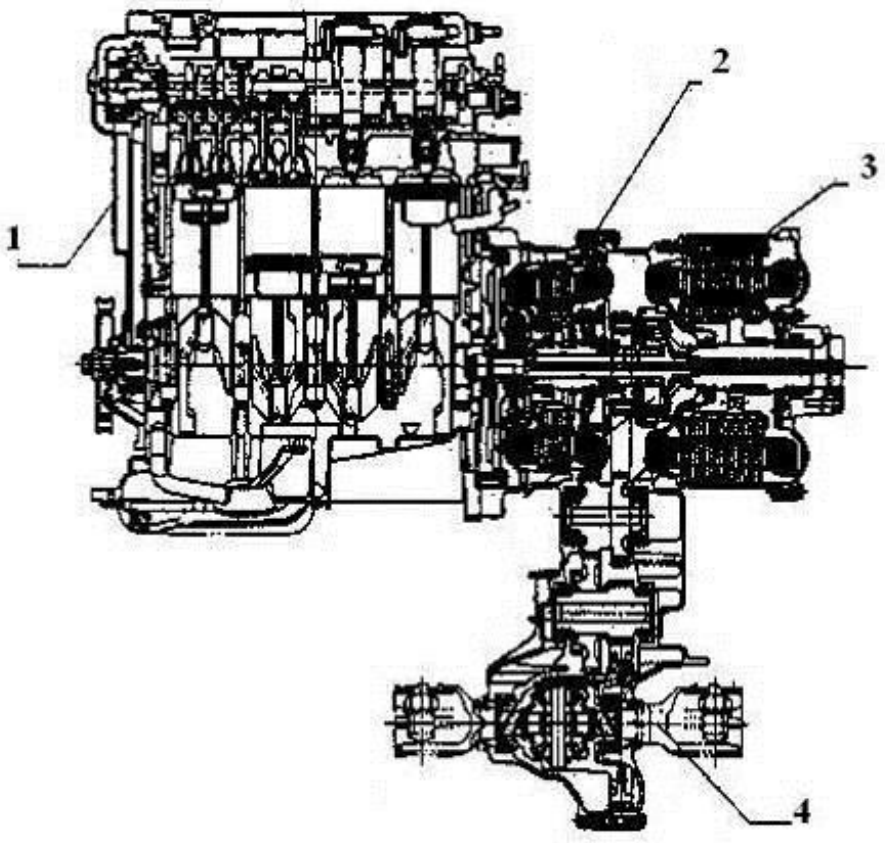


Рисунок 1.14. Схема энергетической установки гибридного автомобиля «Toyota Prius» с двигателем 1NZ-FXE работающим по циклу Аткинсона-Миллера [102]: рабочий объем 1,5 л; DxS = 75 х84,7 мм; степень расширения – 13,5; степень сжатия – 9,0; мощность 42,7 кВт при 4000 мин$^{-1}$; 1 – двигатель; 2 – генератор; 3 – электромотор; 4 – ведущий вал

Бездетонационную работу двигателя 1NZ-FXE с геометрической степенью сжатия/расширения 13,5 обеспечивают позднее закрытие впускных клапанов (после НМТ) и компактная камера сгорания с наклонным вытеснителем. В двигателе реализована эффективная степень сжатия 9,0. Регулирование фазы ЗВпК осуществляется системой регулированияVVT-i, что, помимо регулирования эффективной степени сжатия, обеспечивает снижение насосных потерь на частичных нагрузках.

В схеме Аткинсона-Миллера продолженное расширение обеспечивается поздним закрытием впускного клапана и постоянной (не регулируемой) высокой геометрической степенью расширения. В отличие от схемы Отто-Аткинсона отсутствие регулирования геометрической степени сжатия в

схеме Аткинсона-Миллера не позволяет поддерживать постоянно оптимальную величину эффективной степени сжатия при регулировании фазы ЗВпК и потому ограничивает потенциал цикла с продолженным расширением вследствие ухудшения процесса сгорания.

Для устранения этого недостатка желательно предусмотреть меры направленные на улучшение процесса сгорания. Один из возможных вариантов решения, названный «Миллер-CBR» (Controlled Burn Rate - контролируемая скорость сгорания), предложен компанией AVL [72]. На рисунке 1.15 показана принципиальная схема системы сгорания AVL CBR.

Для улучшения процесса сгорания и снижения расхода топлива в 4-клапанном двигателе AVLCBR применено:

- регулирование движения заряда в цилиндре с помощью вихревых заслонок, установленных между впускной трубой и головкой цилиндров;

- впускные каналы ассиметричной конструкции – тангенциальный и нейтральный.

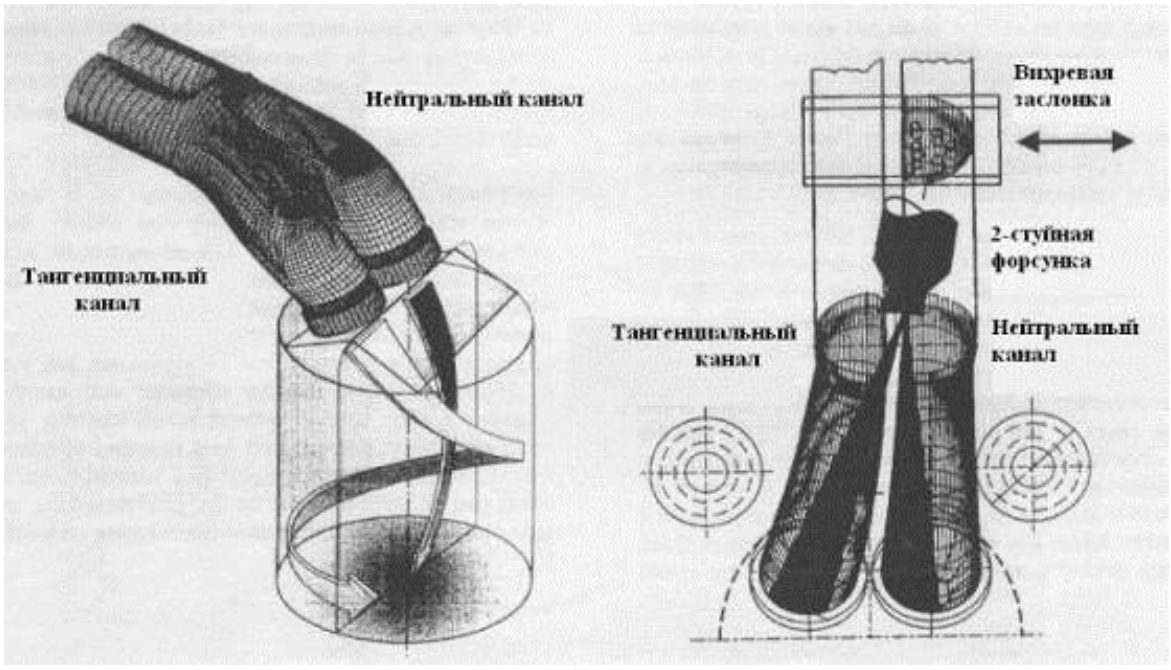


Рисунок 1.15. Принципиальная схема системы сгорания AVL CBR[72].

Дросселирование нейтрального канала на частичных нагрузках с помощью вихревой заслонки позволяет создавать в цилиндре интенсивный

осевой вихрь, высокий уровень турбулентности в конце такта сжатия, очень быстрое сгорание и, в конечном счете, пониженные расход топлива и вредные выбросы [104-103]. На полной нагрузке индивидуальные вихревые заслонки открываются. Это приводит к формированию радиально-осевого вихря умеренной интенсивности благоприятного для предотвращения детонационного сгорания.

Комбинация цикла с продолженным расширением и системы сгорания CBR обеспечивает улучшение топливной экономичности и снижение вредных выбросов. Рисунок 1.16 поясняет принцип регулирования кулачков по схеме «Миллер-CBR».

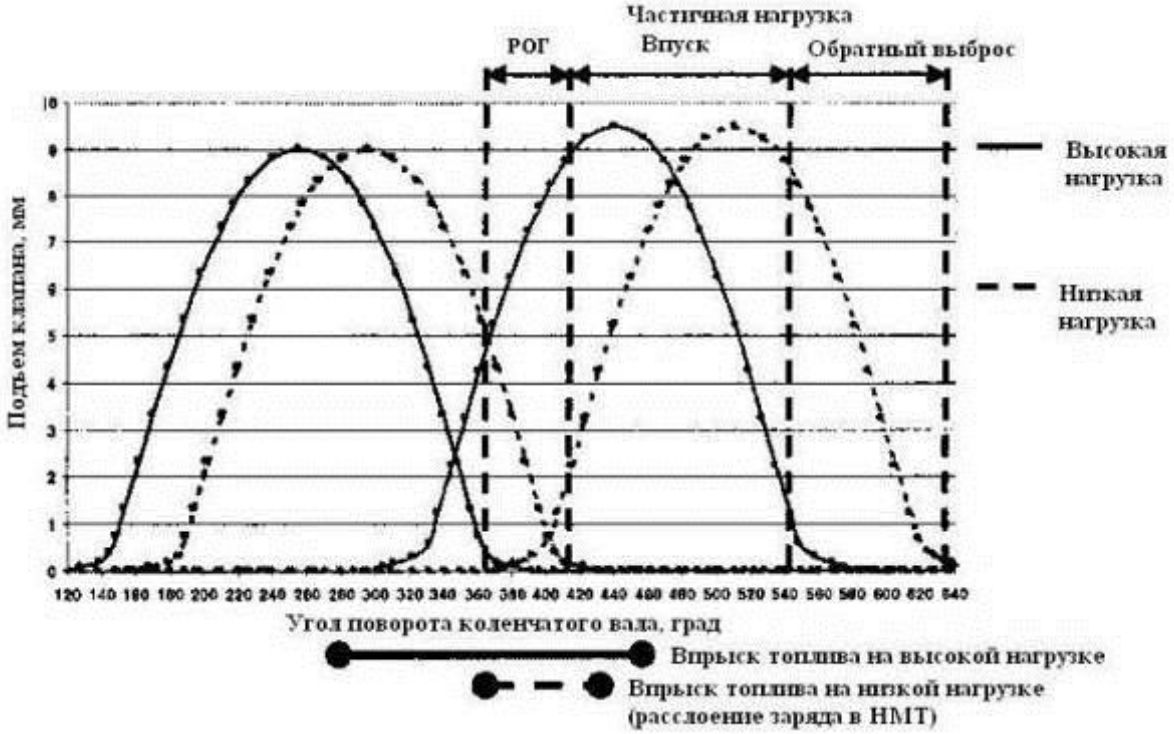


Рисунок 1.16. Фазирование впускного и выпускного кулачков по схеме «Миллер-CBR» [72].

На частичных нагрузках впускной кулачек максимально смещен на ход сжатия и часть заряда вытесняется во впускную трубу, уменьшая наполнение цилиндра. Поэтому двигатель может работать с меньшим дросселированием. На повышенных нагрузках впускной кулачек смещен в противоположную сторону для увеличения коэффициента наполнения. Выпускной кулачек

также смещается. На частичных нагрузках он смещается параллельно с впускным кулачком. Поэтому ОГ засасываются прямо в цилиндр, путем внутренней рециркуляции ОГ. Так как ОГ не забрасываются во впускную трубу, они не нарушают равномерности распределения смеси по цилиндрам и не перегревают впускную трубу.

Особенностью системы является стратегия впрыска. Когда двигатель работает по циклу Аткинсона-Миллера, обратный выброс воздуха не должен приводить к выбросу топлива во впускную трубу. Отключение впускного канала вихревой заслонкой создает осевой вихрь, который позволяет формировать расслоение заряда в направлении оси цилиндра при впрыске топлива через открытый впускной клапан. Относительно бедная смесь без капель располагается в верхней части цилиндра, а более богатая смесь – ближе к поршню. Поэтому при движении поршня вверх через открытый еще впускной клапан выталкивается во впускную трубу только бедная смесь без капель.

Приведенная ниже таблица 1.7 иллюстрирует потенциал версии «Миллер-CBR» по сравнению с обычным бензиновым двигателем, работающим на стехиометрической смеси на режиме 1500 мин$^{-1}$, среднее эффективное давление – 0,1 МПа.

Таблица 1.7 - Потенциал версии «Миллер-CBR»

Параметры	**Метод**	**Потенциал улучшения**
Удельный расход топлива	Дроссельные потери, высокая степень расширения	14%
Выбросы CH	Гомогенный заряд	40%
Выбросы NO_x	РОГ в сочетании с вихрем	30%
Цикловые вариации среднего индикаторного давления	Гомогенный заряд	40%

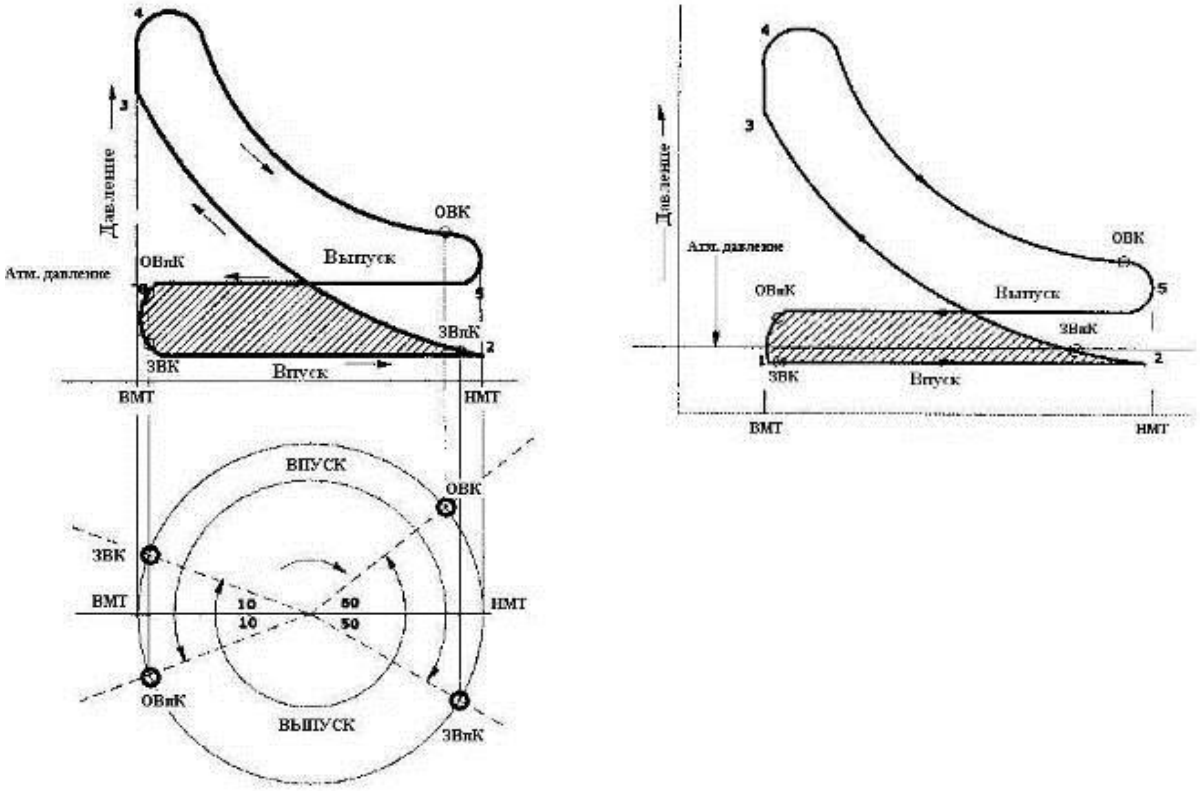
В целом отмечается возможность улучшения топливной экономичности двигателя до 14% и существенного уменьшения выбросов CH и NO_x с отработавшими газами за счет реализации схемы Аткинсона-Миллера в версии «Миллер-CBR».

Концепции с нерегулируемым продолженным расширением. Наиболее простые и дешевые решения, особенно для двигателя находящегося в серийном производстве, обеспечивает реализация концепции рабочего процесса с нерегулируемым продолженным расширением.

Схема с поздним закрытием впускного клапана (ПЗВпК). В этой схеме закрытие впускного клапана задерживается на такте сжатия. В обычном двигателе, в течение такта впуска впускной клапан открыт, и заряд поступает в камеру сгорания. В течение такта сжатия впускной клапан закрывается и заряд сжимается. Однако при ПЗВпК впускной клапан остается открытым в течение такта сжатия немного дольше, так что часть заряда вытесняется поршнем назад во впускную трубу. В результате существенно уменьшается работа насосных ходов и одновременно понижается степень сжатия (при фиксированной степени расширения). В течение следующего такта впуска заряд, оставшийся во впускной трубе, снова поступает в цилиндр под давлением, которое выше, чем в обычном двигателе. Это означает, что давление на впуске немного отклоняется от атмосферного. Поэтому отрицательная площадь на индикаторной диаграмме насосных ходов уменьшается, что ведет к уменьшению насосных потерь. Рисунок 1.17 с преувеличенными для иллюстративных целей насосными ходами демонстрирует различие насосных ходов для обычного привода клапанов и для ПЗВпК.

Экспериментальные и расчетные исследования подтверждают возможность снижения насосных потерь на пониженных нагрузках при запаздывании закрытия впускного клапана до 40% [108] вследствие

уменьшения дроссельных потерь, а также улучшение антидетонационных качеств двигателя [109].



а) б)

Рисунок 1.17. Индикаторная *p-V* диаграмма 4-тактного двигателя с обычными фазами газораспределения (а) и с поздним закрытием впускного клапана (ПЗВпК) (б)

Из-за снижения эффективной степени сжатия возможно уменьшение индикаторного КПД. Однако благодаря снижению насосных потерь эффективный КПД в целом оказывается на 6,5-11% более высоким, чем в обычном двигателе [49].

Схема с ранним закрытием впускного клапана (РЗВпК). Схема РЗВпК базируется на закрытии впускного клапана в тот момент, когда эффективная степень сжатия достигнет заданного значения. В этом случае требуется только ограниченная часть хода впуска для поступления смеси из впускного трубопровода. Затем клапан закрывается и оставшуюся до НМТ часть такта впуска цилиндр оказывается изолированным. После закрытия впускного

клапана заряд, оказавшийся в цилиндре, сначала расширяется до давления ниже атмосферного, вследствие движения поршня вниз в течение последней части такта впуска, а затем снова сжимается на такте сжатия. Раннее закрытие впускного клапана уменьшает наполнение цилиндра. Работа (насосные потери) требуемая для впуска этого ограниченного количества свежей смеси также уменьшается по сравнению с обычным двигателем.

Некоторые насосные потери остаются из-за уменьшения время- сечения впускных клапанов. Идеализированная индикаторная диаграмма двигателя работающего по схеме РЗВпК показана на рисунке 1.18. Площадь ниже атмосферной линии соответствует отрицательной работе насосных ходов, которая значительно меньше, чем у обычного двигателя.

Как показано в работе [112], при раннем закрытии впускного клапана целесообразно одновременно уменьшать продолжительность впуска и высоту подъема клапана, так как при уменьшении продолжительности впуска повышается ускорение в клапанном приводе и соответственно контактные напряжения в зоне кулачок-толкатель.

По сравнению с обычным клапанным приводом, при работе на пониженных нагрузках применение схемы РЗВпК обеспечивает те же преимущества, что и схема ПЗВпК – пониженный удельный расход топлива, более низкие выбросы NOx, связанные с уменьшенной максимальной температурой цикла вследствие более низкой эффективной степени сжатия.

Если сравнивать две схемы, предыдущую - ПЗВпК и рассматриваемую - РЗВпК, то в варианте ПЗВпК давление во впускной трубе высокое вследствие того, что часть топливовоздушной смеси из цилиндра выталкивается в трубопровод. В варианте РЗВпК давление во впускной трубе также высокое, но оно связано с закрытием впускного клапана (инерцией потока). В бензиновом двигателе повышенное давление в трубопроводе ведет к тому, что больше капель топлива попадает в цилиндр, ухудшая испарение и последующее сгорание [111].

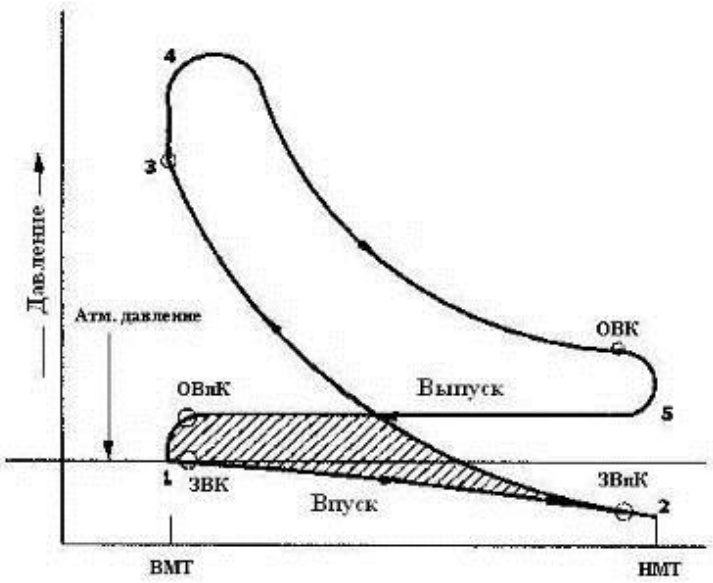


Рисунок 1.18. Индикаторная *p-V* диаграмма двигателя с ранним закрытием впускного клапана (РЗВпК).

В двигателе с РЗВпК этот недостаток может быть устранен повышенной скоростью смеси в фазе впуска. Повышенная скорость потока создает повышенную турбулентность, которая обеспечивает хорошее испарение топлива. Кроме того, понижение давления в цилиндре после закрытия впускного клапана также способствует быстрому испарению. Помимо лучшего смесеобразования раннее закрытие впускного клапана обеспечивает меньшие насосные потери по сравнению с поздним закрытием впускного клапана, а более продолжительны подогрев заряда обеспечивает более эффективное сгорание.

По данным термодинамического анализа [112] повышение эффективного КПД на малых нагрузках за счет реализации схемы РЗВпК может достигать 18% по сравнению со стандартным фазированием впускного кулачка.

Термодинамический анализ, однако, дает завышенную оценку эффективности, так как не учитывает влияние реального поведения двигателя и механические потери. Реальная эффективность ниже. Исследования, выполненные на современных четырехклапанных двигателях

с искровым зажиганием и высокой степенью сжатия показывают, что применение схемы РЗВпК обеспечивает на малых нагрузках 70-80% снижение насосных потерь и улучшение топливной экономичности на 5-9%, а также снижение выбросов NO_x на 24% на средних нагрузках [113,114]. Отмечаются пониженная температура газа в цилиндре и повышенные выбросы СН по сравнению с обычным двигателем.

Выводы

Проведенный аналитический обзор литературных данных по направлениям работ, связанных с совершенствованием показателей газовых двигателей и их производством и эксплуатацией, позволил констатировать следующее:

1. Основная проблема при конвертации дизельных двигателей в газовые заключается в высоких температурах отработавших газов и в снижении топливной экономичности по сравнению с дизельными двигателями. Решается проблема главным образом регулировками систем топливоподачи и зажигания. Фактически применяются приёмы деформировки двигателя по наполнению.

2. Одним из перспективных направлений улучшения экономических и экологических показателей четырехтактных двигателей с искровым зажиганием, в том числе газовых, является разработка и применение рабочего процесса с укороченным тактом впуска.

3. Наиболее эффективными являются концепции рабочего процесса с регулируемым продолженным расширением рабочего тела. Они позволяют повысить эффективный КПД и соответственно снизить удельный расход топлива на частичных нагрузках до 14-16%, уменьшить вредные выбросы до 30-40% ценой существенного усложнения конструкции двигателя.

4. Концепции рабочего процесса с не регулируемым продолженным расширением рабочего тела менее эффективны, однако могут быть

реализованы с минимальными затратами. Они позволяют повысить эффективный КПД и соответственно снизить удельный расход топлива на частичных нагрузках до 5-9%, уменьшить вредные выбросы на 25%.

5. Для дальнейшей разработки в рамках концепции газового двигателя с не регулируемым циклом Миллера может быть использована, как основная версия, конструктивная схема с ранним закрытием впускного клапана, эффективной степенью сжатия 12-14 и геометрической степенью расширения 17,5. Реализация этой концепции позволит повысить термический КПД на 10% ценой уменьшения индикаторной мощности на 17%. Для компенсации этой потери мощности рекомендуется применение турбонаддува и/или непосредственного впрыска газа.

Проведенный анализ позволил сформулировать задачи исследования.

1. Теоретически, на основе термодинамического анализа обосновать оптимальные пути конвертации дизельных двигателей в газовые, в зависимости от их назначения.

2. Разработать комплекс математических моделей рабочих процессов двигателя с различными термодинамическими циклами при использовании газовых топлив.

3. Разработать основные принципы оптимизации систем газораспределения, питания, воздухоснабжения и управления газовыми двигателями нового поколения.

4. Экспериментально исследовать различные способы конвертации дизельных двигателей в газовые двигатели и выявить наиболее эффективные методы повышения энергоэффективности газовых двигателей.

5. Оценить эколого-экономическую эффективность перевода автотранспорта на газовые виды топлива по методике их полного жизненного цикла (ПЖЦ).

ГЛАВА 2

Термодинамический анализ циклов с продолженным расширением

2.1 Анализ обобщенного термодинамического цикла

На стадии концептуальной оценки разрабатываемых решений сохраняется необходимость проведения термодинамических (тепловых) расчётов двигателя, в котором будут реализованы различные термодинамические циклы, в том числе при использовании газовых видов топлива.

В термодинамике используется понятие обобщённого термодинамического цикла, в котором происходит смешанный подвод и отвод теплоты. Циклы Аткинсона и Миллера являются частными случаями обобщённого цикла. И эти циклы (Аткинсона и Миллера) можно считать, с точки зрения термодинамики, идентичными и рассматривать их как циклы с подводом теплоты при постоянном объёме и со смешанным отводом теплоты, или с продолженным расширением.

Термодинамическому анализу циклов Отто, Дизеля и Тринклера (смешанного цикла) уделялось и уделяется много внимания. Делается это главным образом с целью установления возможности выявить основополагающие причины различий в величинах термических КПД этих двигателей и индикаторными КПД реальных двигателей, тем самым определить дальнейшие пути совершенствования ДВС. Чем больше факторов и параметров будет учтено при оценке термического КПД, пусть даже идеализированного цикла, тем более узким и конкретным становится поле для доводочных работ на опытных образцах двигателей. Именно эти соображения и были приняты во внимание при проведении настоящей работы.

Расчётным исследованиям термодинамических циклов двигателей внутреннего сгорания посвящены работы Стечкина Б.С., Иващенко Н.А., Ивина В.И., Матюхина Л.М. и др. исследователей [1,2,5,6,12,23,24]. Подробный анализ термодинамических циклов тепловых машин был проведен в работах Стечкина Б.С. [24], впервые показавший, что функция объёма рабочего тела от приращения теплоты однозначно характеризует функцию состояния.

$$\oint v^{k-1} dQ = 0, \qquad (2.1)$$

где: v – текущее значение объёма;

k – показатель адиабаты;

dQ – динамика ввода теплоты в круговой цикл.

Этот вывод послужил дальнейшему развитию практического применения термодинамического анализа для изучения тепловых двигателей.

Стечкиным Б.С. предложен метод расчёта термического КПД для различных циклов с подводом теплоты при постоянном объёме (цикл Отто), при постоянном давлении (цикл Дизеля), при смешанном подводе теплоты (обобщённый цикл или цикл Тринклера). Схема смешанного цикла показана на рисунке 2.1.

Так, для смешанного цикла с подводом теплоты только при постоянном объёме и постоянном давлении термический КПД Стечкин Б.С. предлагал определять следующим образом.

$$\eta_{t_{p-v}} = 1 - \frac{\lambda\rho^k - 1}{\varepsilon_г^{k-1}[\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)]} \qquad (2.2)$$

где: $\varepsilon_г$ -геометрическая степень сжатия - (V_a/V_c)

λ - степень повышения давления - (p_Z/p_C)

ρ - степень предварительного расширения - (V_{z_i}/V_c)

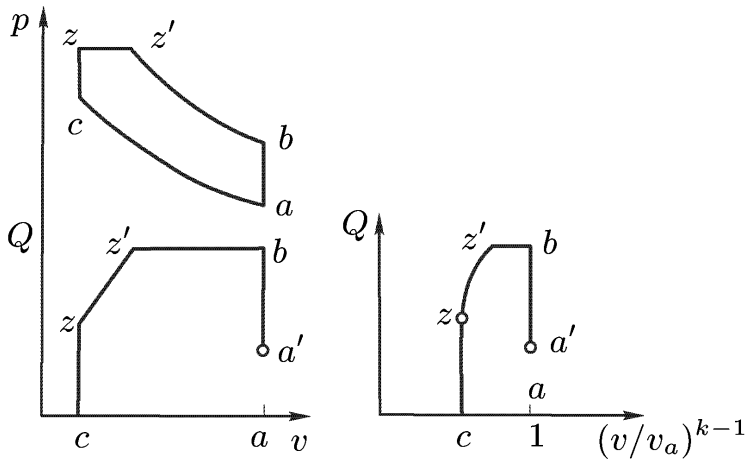


Рисунок 2.1. Схема смешанного цикла [24]

Степень повышения давления предлагалось определять как:

$$\lambda = 1 + \frac{Q_{c-z}}{c_v T_c} = 1 + \frac{Q_{c-z}}{c_v T_a \varepsilon_г^{k-1}} \quad (2.3)$$

Или степень предварительного расширения:

$$\rho = 1 + \frac{Q_{z-z'}}{c_p T_c} = 1 + \frac{Q_{z-z'}}{c_p \lambda \varepsilon_г^{k-1} T_a} \quad (2.4)$$

Процессы сжатия и расширения при расчёте термического КПД рассматривались как адиабатные.

В работах учёных МАДИ (ГТУ) эти исследования были продолжены [5, 6].

Ими рассматривался термодинамический цикл, в котором передача теплоты продолжалась и на такте расширения (рабочего хода). Передача теплоты на такте сжатия не рассматривалась.

Получено следующее выражения для термического КПД цикла:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\varepsilon^{k-n_2} \lambda \rho^{n_2} - 1}{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1) + \frac{n_2 - k}{n_2 - 1} \lambda \rho (\delta^{1-n_2} - 1)} \quad (2.5)$$

где: n_2 – показатель политропы расширения;

В работах [1,2,5,6] для обобщённого цикла (со смешанным отводом и подводом теплоты и изоэнтропными процессами сжатия и расширения) термический КПД предлагается определять по следующей зависимости:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \frac{\rho'\left[\lambda\left(\frac{\rho}{\rho'}\right)-1\right]+k(\rho'-1)}{\lambda-1+k\lambda(\rho-1)}. \quad (2.6)$$

где: δ степень последующего расширения (V_b/V_z)

ρ_1 *или* A_t - степень предварительного сжатия при отдаче холодному источнику ($V_b/V_a = V_f/V_a$)

Работ, посвящённых термодинамическому анализу цикла Миллера в отечественной технической литературе немного.

Оценке возможности улучшения показателей двигателя путём применения продолженного расширения посвящены работы Дьяченко В.Г [54,55]. Им получено следующее выражение для определения термического КПД цикла с продолженным расширением:

$$\eta_t = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{\left[\lambda-(\delta/\varepsilon_\partial)^k\right]+k(\delta/\varepsilon_\partial)^{k-1}(\delta/\varepsilon_\partial-1)}{\delta^{k-1}(\lambda-1)}. \quad (2.7)$$

где: ε_o -действительная степень сжатия - (V_a/V_c)

В работах зарубежных исследователей, посвящённых анализу термодинамических циклов, в последние годы уделяется большое внимание циклам с продолженным расширением. В работах [120-135,165,166] показано, что при реализации цикла с укороченным тактом впуска (цикла Миллера) возможно повышение индикаторного КПД, но количественная оценка у разных исследователей колеблется в очень широких пределах – от 4 до 18%.

Так, в работе [120] проведен подробный анализ термодинамических циклов Отто, Дизеля, Тринклера и Миллера. Термический КПД для цикла Миллера предлагается рассчитывать по зависимости:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon_g^{\gamma-1}} - \frac{\sigma^\gamma(\gamma-1)-\gamma\cdot\sigma^{\gamma-1}+1}{(\gamma-1)\cdot\sigma^{\gamma-1}\cdot B} \quad (2.8)$$

где: ε_g – геометрическая степень сжатия;

$\sigma = \varepsilon_{g/}\ \varepsilon_r$;

ε_r – действительная степень сжатия

γ – показатель адиабаты;

$$B = \frac{m \cdot Q_{LHV}}{p_1 \cdot \Delta V \cdot \left(1 + {}^{A}/_{F}\right)}; \quad (2.9)$$

m – масса рабочей смеси;

Q_{LHV} – низшая теплота сгорания топлива;

p_1 – давление в конце такта впуска;

ΔV – объём в конце такта впуска;

A/F – теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива.

В работе [121] также проведен термодинамический анализ известных циклов (см. рисунок 2.2). На рисунке 2.3. приведены результаты расчётов.

Особенность этого исследования в том, что при сравнении цикла Отто и цикла Миллера были взяты одинаковые действительные рабочие объёмы, соответственно при этом геометрический рабочий объём в цикле Миллера был больше геометрического объёма в цикле Отто. Это не совсем корректное сравнение, поскольку в действительности принимаются одинаковыми геометрические рабочие объёмы.

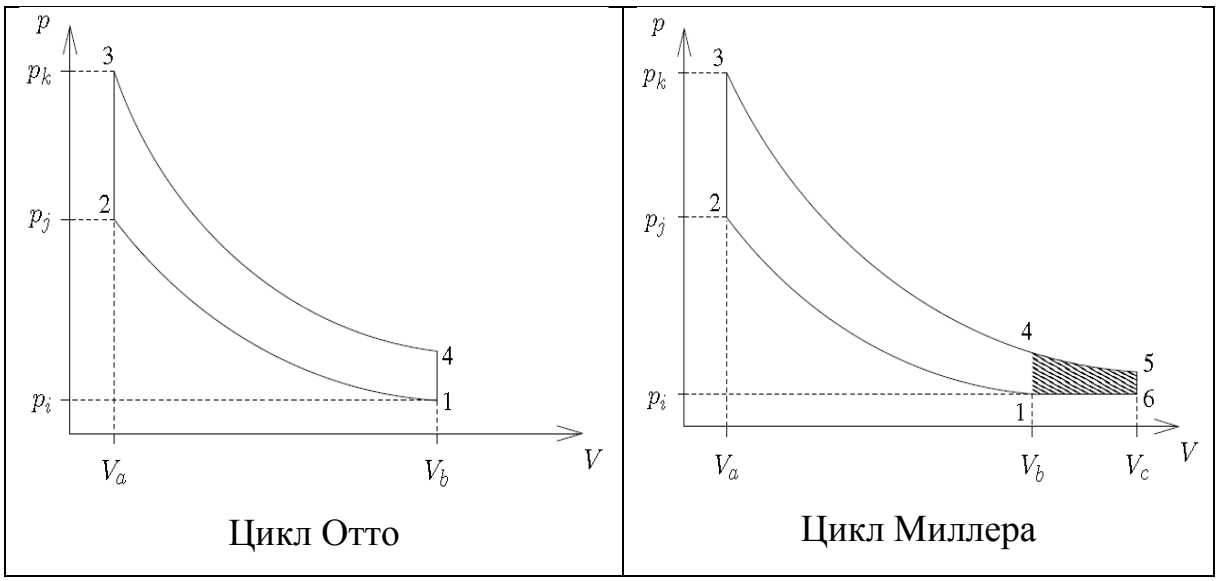


Рисунок 2.2. Принятые в работе [121] циклы для термодинамического анализа.

Рисунок 2.3. Полученная в работе [121] расчётная эффективность цикла Миллера в зависимости от соотношения степени расширения к степени сжатия при различных степенях сжатия (*1- ε=4,0; 2 - ε =6,0; 3- ε =8,0*).

В работах [126-130] проведены расчётные исследования цикла Миллера, в том числе и с учётом конечной скорости выделения теплоты.

Отмечено, что цикл Миллера более эффективен для двигателей с низкой степенью сжатия. Отмечено, что цикл Миллера более экономичен, чем цикл Отто, но при этом отмечено и снижение мощности, и увеличение механических потерь.

Важно отметить, что рассмотренные работы по термодинамическому анализу теоретических циклов строятся на основном положении классической теории двигателей, которое предусматривает передачу теплоты только при постоянных объёмах и давлении. Процессы сжатия и расширения рассматриваются или, как адиабатные, или, как политропные, но теплообмен не учитывается. Фактически, введение в расчёт политропного процесса используется только для определения величин давления и температуры в характерных точках цикла и для расчёта работы цикла (фактически по Гринивецкому). И получаемые при этом результаты по оценке мощностных показателей хорошо коррелируются с экспериментом.

Но расчётные значения термического КПД весьма значительно отличаются от индикаторного КПД, даже с введением различного рода коэффициентов и поправок на несовершенство сгорания. Ниже будет

показано, что в циклах с различными способами реализации продолженного расширения будут иметь значение потери теплоты на линиях сжатия и расширения и их учёт повысит точность расчётов.

Дальнейшие расчётные исследования рабочих процессов газового двигателя проводились в следующих направлениях:

- расчётный анализ термодинамических процессов идеализированных теоретических циклах с целью проведения сравнительной оценки изменения индикаторных показателей газового двигателя при работе по различным циклам;
- расчётный анализ показателей теоретического цикла с конечной скоростью выделения теплоты с целью количественной оценки изменения индикаторных и эффективных показателей двигателя.
- анализ возможности повышения индикаторных и эффективных показателей цикла с укороченными тактами впуска и выпуска.

2.2. Термодинамический анализ циклов с продолженным расширением и с политропными процессами сжатия и расширения

Рассмотрим изменение термического КПД и среднего индикаторного давления при различных соотношениях ходов расширения и сжатия на примере обобщённого идеализированного цикла с политропным процессом расширения и, как это было принято в рассмотренных выше работах, без теплообмена. Но процесс сжатия тоже будем рассматривать как политропный.

Принятые допущения при выводе зависимостей для определения термического КПД и среднего давления цикла. Идеальный цикл со смешанным подводом тепла при V = const и при P = const и смешанным отводом тепла V = const и при P=const моделирует индикаторную p-V диаграмму двигателя с учетом следующей идеализации:

- рабочий цикл замкнутый и обратимый (т.е. рабочее тело не меняется (нет впуска и выпуска), потерь энергии в цикле нет);

- рабочее тело – реальный газ, теплоемкость которого постоянна (не зависит от температуры T и давления p), но химический состав и стехиометрическое соотношение меняются, масса фиксирована и пропорциональна действительному объему цилиндра;

- влияние топлива учитывается через показатели адиабат, молекулярный вес, низшую теплоту сгорания;

- впуска реагентов и выпуска продуктов сгорания нет;

- процессы сжатия и расширения протекают без теплообмена с внешней средой по политропам сжатия и расширения;

- процесс сгорания осуществляется в конце сжатия при постоянном объеме и продолжается при постоянном давлении, и моделируется процессом передачи тепла (без потерь) рабочему телу от внешнего горячего источника, количество переданного тепла пропорционально массе и теплоте сгорания реальной горючей смеси;

- цикл завершает, в конце расширения, процесс передачи тепла от рабочего тела внешнему холодному источнику при постоянном объеме, а затем при постоянном давлении возвращая рабочее тело в исходное состояние.

- насосные потери отсутствуют и $pc_1 = p_a = p_f$.

Схема обобщённого цикла показана на рисунке 2.4.

В обобщённом цикле сжатие начинается не в точке «*f*» (см. рисунок 2.4), как это происходит в двигателях, работающих с воспламенением от сжатия или с принудительным зажиганием, а позже, в точке «*a*». Расширение заканчивается в точке «*b*», а после выпуска отработавших газов система переходит в состояние, соответствующее точке «*f*».

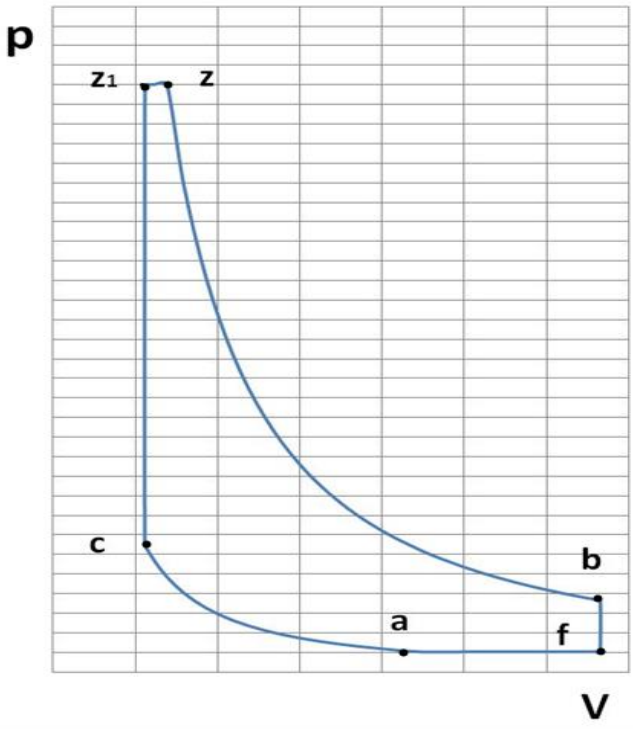


Рисунок 2.4. Схема обобщённого цикла, принятая для расчёта.

В результате ход расширения становится больше хода сжатия, поэтому он и может быть назван циклом с продолженным расширением. Идея организации цикла с продолженным расширением, при котором ход поршня на такте расширения больше фактического (действительного) хода на такте сжатия принадлежит Дж. Аткинсону. И в дальнейшем будем называть отношение хода расширения к ходу сжатия «отношением Аткинсона» или «A_t».

Термин «отношение A_t», введён автором для использования в дальнейшем как конструктивного параметра. Но он важен и для термодинамического анализа, поскольку абсолютно аналогичен принятому в теории поршневых двигателей такому термодинамическому параметру как «степень предварительного сжатия при передаче теплоты холодному источнику». Или – «степень сжатия при отводе теплоты при постоянном давлении».

По определению, термический КПД представляет собой отношение совершённой работы к количеству теплоты, подведённому за цикл:

$$\eta_t = l_ц / q_1 = 1 - q_2 / q_1. \qquad (2.10)$$

$l_ц$ - работа, совершаемая 1 кг рабочего тела за цикл.

$$l_ц = q_1 - q_2 \quad (2.11)$$

q_1 - количество теплоты, подведенное за цикл, Дж/кг

$$q_1 = c_v(T_{z1}-T_c) + c_p(T_z - T_{z1}) \quad (2.12)$$

q_2 - количество теплоты отданной за цикл холодному источнику

$$q_2 = c_v(T_b-T_f) + c_p(T_f - T_a) \quad (2.13)$$

тогда:

$$\eta_t = 1-(T_b-T_f+n_2(T_f - T_a))/(T_{z1}-T_c+n_1(T_z-T_{z1})) \quad (2.14)$$

n_1 - политропа сжатия

n_2– политропа расширения.

Параметры обобщенного цикла представлены в таблице 2.1.

Таблица 2.1. Параметры обобщенного цикла, принятые для расчёта.

Процесс	Температура	Объём	Давление
Впуск	Ta	Va=Vhε/(ε-1)	pa
Сжатие (линия «a-c»)	Tc = Taε n1-1	Vc= Va/ε	pc= pa ε n1
Сгорание при V=const (линия «c-z1»)	Tz1=λεn1-1Ta	Vz1= Vc ρ	Pz1=λεn1Pa
Сгорание при p=const (линия«z1-z»)	Tz = Tz1Vz/Vc= =λεn1-1Ta/ρ	Vz= Vc	Pz= Pz1
Расширение по политропе n2 (линия «z-b»)	Tb = ρλεn1-1Ta/ δn2-1	Vb=Vf	PbPaλεn1/δn2;
Процесс передачи теплоты при V=const (линия«b-f»)	Tf =Tb(pf/pb)= ρλεn1-1Ta/ δn2-1 (pa/pb)= = Ta(Vf/Va) =At Ta	Vf=Vb	pf=pa
Процесс передачи теплоты при p=const линия («f-a»)	Ta	Va	pa

Использованы обозначения, показанные в таблице 2.2:

Таблица 2.2. Основные обозначения и взаимосвязи параметров обобщенного цикла.

Параметр	Обозначения
εr, ε - фактическая (действительная) степень сжатия	ε =(Va/Vc)
ε g - геометрическая степень сжатия	ε g= (Vf/Vc)
δg - геометрическая степень расширения	δg= (Vf/Vc)
δr, δ - действительная степень расширения	δr= (Vb/Vc)
λt - степень повышения температуры.	λt=Tz1/Tc
λ - степень повышения давления	λ=λt□=(pZ1/pC)
ρ степень предварительного расширения	ρ =(Vz/Vc)
δ - степень последующего расширения	δ =(Vb/Vz)
δ1 - степень расширения после закрытия выпускного клапана	δ1= (Vf/Vb)
ρ1, At - степень предварительного сжатия при отдаче холодному источнику (Коэффициент Аткинсона)	At= Vf/Va
Vg - геометрический объём цилиндра	Vg=Vf-Vc
Vh = рабочий объём цилиндра	Vh=Va- Vc
Объём в начале такта сжатия	Va =Vhε/(ε-1)
Давление в характерной точке цикла	pi
Объём в характерной точке цикла	Vi
Температура в характерной точке цикла	Ti
Показатель политропы сжатия	n1
Показатель политропы расширения	n2
Показатель политропы расширения на линии «a2-f2» (рисунок 2.6)	n3
Взаимосвязи параметров	δg = δ*ρ; δ*ρ = At*ε ρ/At= ε/δ At =δ*ρ/ε = δg/ε

Тогда, с учётом приведенных выше значений температур Расчёт КПД:

$$\eta_t = 1 - ((\rho\lambda\varepsilon^{n1-1}T_a/\delta^{n2-1})-(A_tT_a)+n_2(A_tT_a-T_a))/((\lambda\varepsilon^{n1-1}T_a)-(T_a\varepsilon^{n1-1})+$$

$$+ n_1((\rho\lambda\varepsilon^{n1-1}T_a)-(\lambda\varepsilon^{n1-1}T_a)) \quad (2.15)$$

Проведя сокращения:

$$\eta_t = 1 - ((\rho\lambda\varepsilon^{n1-1}/\delta^{n2-1})-A_t+n_2(A_t-1))/((\lambda\varepsilon^{n1-1})-\varepsilon^{n1-1}+n_1\lambda\varepsilon^{n1-1}(\rho-1) \quad (2.16)$$

с учётом соотношения $\delta\,\rho = A_t\varepsilon$;

получим:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \frac{A_t\left[\lambda\left(\frac{\varepsilon^{n_1}}{\delta^{n_2}}\right)-1\right] + n_2\left(A_t - 1\right)}{\lambda - 1 + n_1\lambda(\rho - 1)} \qquad (2.17)$$

Работа цикла:

$$L_t = (p_z V_z - p_z V_c) + (p_z V_z)/(n_2 - 1) - (p_b V_f)/(n_2 - 1) +$$
$$+(p_a V_a - p_a V_f) + (p_a V_a)/(n_1 - 1) - (p_c V_c)/(n_1 - 1). \qquad (2.18)$$

Учитывая, что: $P_t = L_i/(V_f - V_c)$; $V_c = V_a/\varepsilon$; $V_f = V_a A_t$, тогда

$$p_t = L_i/V_a(A_t - 1/\varepsilon). \qquad (2.19)$$

Получим формулу для расчета среднего давления обобщенного цикла:

$$p_i = \frac{p_a}{A_t - \frac{1}{\varepsilon}} \varepsilon^{n_1-1}\left[\lambda(\rho-1) + \frac{\lambda\rho}{n_2 - 1}\left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}}\right) - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}}\left(A_t - 1\right) - \frac{1}{n_1 - 1}\left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}}\right)\right] \qquad (2.20)$$

Обобщённый цикл, в котором точка «*a*» совпадает с точкой «*f*» - это цикл Тринклера (или цикл Тринклера - Сабате), по которому работают современные дизельные двигатели, при совпадении точек «z_1» и «z» - цикл Отто. В этих случаях $A_t = 1$.

Предположим, существует возможность менять положение точки «*a*» относительно точки «*f*», например за счёт изменения момента закрытия впускного клапана. При этом геометрические параметры двигателя остаются неизменными (ход поршня, геометрический рабочий объем, объем камеры сгорания). Увеличивая это отношение, получим цикл с продолженным расширением, хотя для данного случая его правильнее назвать «цикл с укороченным тактом впуска». В технической литературе его называют циклом Миллера, поскольку именно ему принадлежит идея использовать измененные фазы газораспределения для получения продолженного расширения.

Как уже отмечалось выше, цикл Миллера представляет собой частный случай обобщённого цикла. Это цикл с подводом теплоты при постоянном

объёме и смешанным отводом теплоты - при постоянном объёме и при постоянном давлении.

Тогда термический КПД будет рассчитываться по зависимости:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \frac{A_t\left[\lambda\left(\frac{\varepsilon^{n_1}}{\delta^{n_2}}\right)-1\right]+n_2\left(A_t-1\right)}{\lambda-1} \qquad (2.21)$$

А среднее давление цикла:

$$p_i = \frac{p_a}{A_t - \frac{1}{\varepsilon}} \varepsilon^{n_1-1}\left[\frac{\lambda}{n_2-1}\left(1-\frac{1}{\delta^{n_2-1}}\right)-\frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}}\left(A_t-1\right)-\frac{1}{n_1-1}\left(1-\frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}}\right)\right] \qquad (2.22)$$

Смысл применения цикла Миллера при конвертации дизельных в газовые с принудительным воспламенением состоит в возможности снижения эффективной степени сжатия.

При неизменных геометрических параметрах двигателя с изменением отношения A_t будет меняться и действительная (эффективная) степень сжатия ε_e по зависимости, определяемой следующим соотношением:

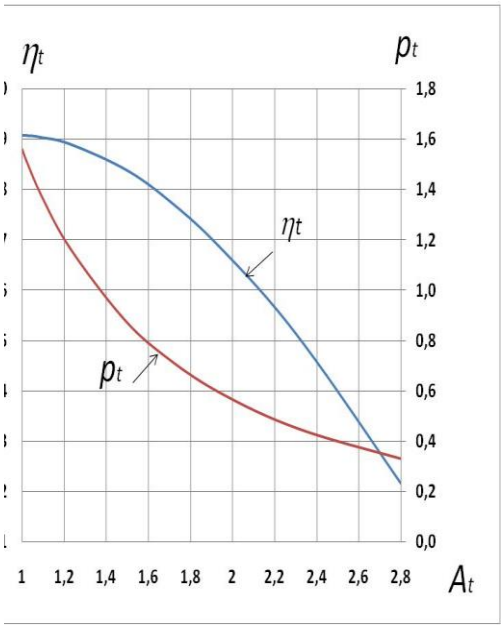
$$\varepsilon_e = \varepsilon / A_t \qquad (2.23)$$

где ε_e – эффективная степень сжатия, (V_a/V_c).

Характер зависимости изменения эффективной степени сжатия, термического КПД и среднего давления цикла становится понятным из графика, показанного на рисунке 2.5.

Отметим, что термический КПД, рассчитанный по формуле (2.6) для адиабатного процесса с увеличением *At* до значений 1,1 - 1,2 остаётся практически на одном уровне. Отрицательный момент – с увеличением *At* уменьшается среднее давление цикла, что закономерно, и связано с уменьшением количества рабочей смеси в цилиндре из-за раннего закрытия впускного клапана.

При расчёте по зависимостям для политропного процесса характер изменения КПД и среднего давления остаётся тем-же, но соответственно уровень КПД становится ниже, а уровень среднего давления – выше.



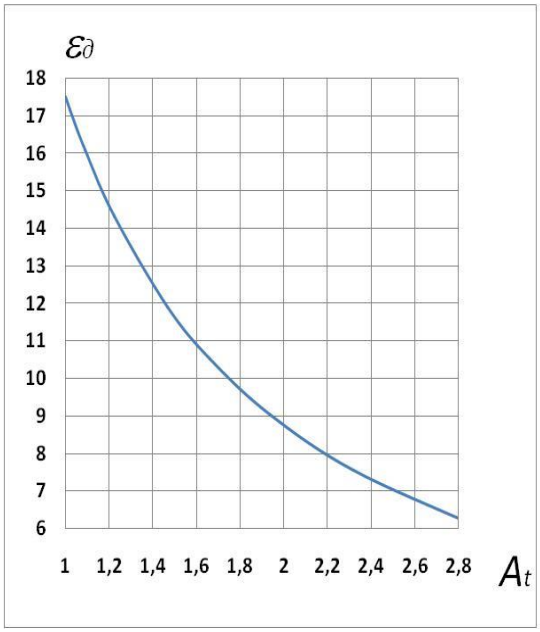


Рисунок 2.5. Влияние отношения A_t на изменение параметров цикла при V_c = const и V_f = const.

Таким образом, чтобы при конвертации дизеля с геометрической степенью сжатия 17,5-18 ед. получить эффективную степень сжатия газового двигателя в диапазоне 12-13,5 ед., необходимо обеспечить закрытие впускного клапана таким образом, чтобы отношение A_t находилось в диапазоне 1,4-1,55. При этом термический КПД сохраниться достаточно высоким. В случае же конвертации дизельного двигателя со степенью сжатия 17,5 в двигатель, работающий по циклу Отто со степенью сжатия 11, термический КПД снизится более чем на 13%. На рисунке 2.6 показано изменение КПД при увеличении соотношения степени расширения, но при сохранении эффективной степени сжатия на одном уровне. Расчёты были проведены при значениях показателей политропы сжатия 1,34, а политропы расширения 1,24.

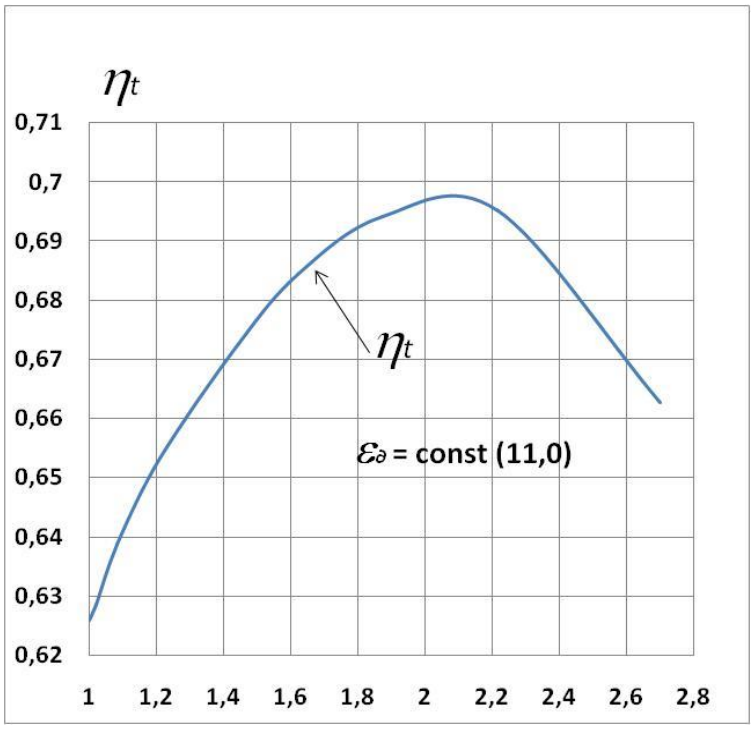


Рисунок 2.6. Зависимость термического КПД от отношения A_t при поддержании постоянной действительной степени сжатия

Рассмотрим результаты расчёта показателей трёх термодинамических циклов. Для того, чтобы оценить изменение эффективных показателей, в расчётах условно было принято, что механические потери для всех циклов одинаковы. В таблице 2.3 приведены результаты расчёта основных показателей для этих циклов. Индикаторные показатель оценивались по классическому тепловому расчёту. Отметим, что использование цикла со смешанным отводом тепла позволяет повысить индикаторный КПД цикла на газовом топливе на 2..3 % по сравнению с базовым дизельным двигателем. Однако эффективный КПД будет хуже на 8%. Это ухудшение связано с тем, что среднее индикаторное давление цикла уменьшилось почти на 40%. А это означает, что даже при условии сохранения абсолютной величины механических потерь, механический КПД также снизился. Это и привело к падению эффективного КПД. Снижение эффективных показателей является существенным негативным следствием использования цикла Миллера без наддува.

Перевод дизеля на цикл Отто приведёт как к снижению термического КПД так и эффективного на 11…14%., что вполне закономерно, учитывая снижение степени сжатия.

Таблица 2.3. Показатели трёх циклов.

Параметры цикла	Цикл Тринклера	Цикл Миллера	Цикл Отто
Давление впуска Ра, МПа	0,09	0,085	0,085
степень сжатия геометрическая	17	17	11
степень сжатия эффективная	17	11	11
Отношение хода расширения к ходу сжатия At	1	1,6	1
Индикаторный КПД	0,452	0,466	0,404
Среднее давление цикла Pi, МПа	1,294	0,901	1,358
Среднее эффективное давление цикла Ре, МПа	1,124	0,696	1,143
механический КПД	0,869	0,772	0,842
Эффективный КПД	0,393	0,360	0,340
Изменение эфф. КПД по отношению к циклу Тринклера,%		-8,3	-13,4

Для расчётов, результаты которых приведены в таблице 2.3, было принято, что отношение хода поршня на такте расширения к ходу поршня на такте сжатия (отношение $\boldsymbol{A_t}$) равно 1,6. Величина этого отношения обеспечивает снижение действительной степени сжатия с 17,5 до 11.

Другой момент. Для цикла Отто, термический КПД определяется известным соотношением:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \qquad (2.24)$$

и не зависит от степени повышения температуры λ.

Но как следует из зависимости, полученной с учётом замены адиабатных процессов на политропные термический КПД и для цикла Отто будет зависеть от степени повышения давления (2.25):

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \frac{\left[\lambda\left(\frac{\varepsilon^{n_1}}{\delta^{n_2}}\right)-1\right]}{\lambda-1} \qquad (2.25)$$

а значит и от нагрузки (см. рисунок 2.7).

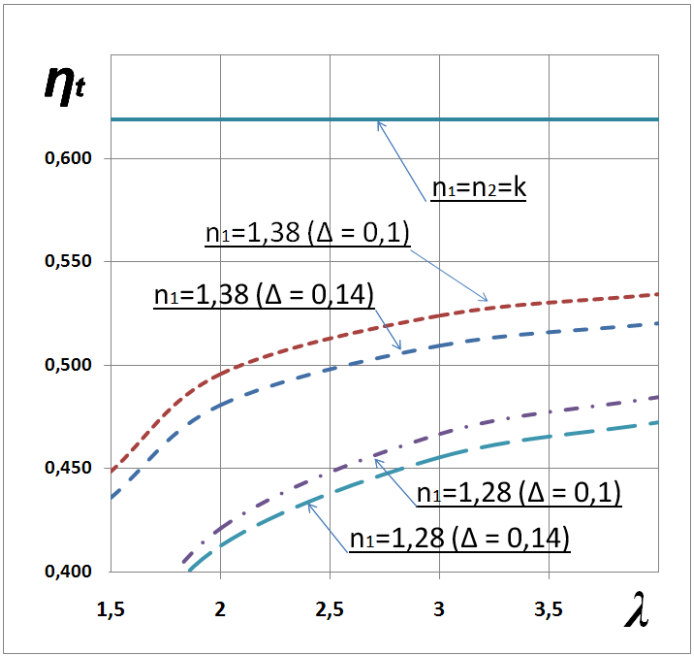


Рисунок 2.7. Зависимость термического КПД идеального цикла (ε=17,5) с реальным рабочим телом от степени увеличения давления при различных значения политроп сжатия и расширения. k – показатель адиабаты; n_1 – показатель политропы сжатия; Δ – разница политроп сжатия и расширения (политропа расширения - меньше).

Очевидно, также и влияние величины показателя политропы сжатия и разницы в значениях политроп сжатия и расширения на термический КПД. С увеличением разницы в величинах показателей политроп растёт температура в конце расширения. Это приводит к увеличению количества теплоты, отдаваемой холодному источнику, и как следствие, к снижению термического КПД. Так, если рассмотреть два случая - первый с одинаковыми величинами показателей политроп сжатия и расширения, и

второй, при котором разница в показателях политроп составляет 0,14 (что имеет место в реальных двигателях), то термический КПД во втором случае уменьшится на 10-15% (в зависимости от степени повышения давления).

Термический КПД цикла Миллера, с выделением теплоты при постоянном объёме, также, будет зависеть и от степени повышения давления и значений политроп сжатия и расширения. Отметив столь большое влияние степени повышения температуры и величин показателей политроп сжатия и расширения, констатируем и другой момент.

Классический подход к определению показателей теоретического цикла не даёт механизма для расчёта степени повышения температуры для идеализированного цикла. Можно воспользоваться уравнением сгорания, широко применяемым в тепловых расчётах для определения максимальной температуры цикла и степени повышения давления:

$$Q_{c\text{-}z} = (U_z\text{-}U_c) + L_{cz} \qquad (2.26)$$

где: $Q_{c\text{-}z}$ - количество теплоты, введённое в цикл с топливом;

(U_z-U_c) – увеличение внутренней энергии рабочего тела при переходе из точки «*c*» в точку «z».

L_{cz} - работа цикла на участке «*c*-*z*».

Однако, это уравнение практически не учитывает изменение количества рабочего тела в начале процесса сгорания. В цикле с укороченным тактом впуска, количество рабочего тела будет уменьшаться, и уравнение будет давать большую погрешность в определении степени повышения температуры и соответственно в определении КПД и среднего давления цикла.

Следует отметить, что даже с учётом замены адиабатного процесса на политропные по классическим зависимостям определения термического КПД невозможно выявить особенности разных способов организации укороченного такта впуска.

Для корректной оценки эффективности цикла с укороченным тактом впуска следует более подробно рассмотреть изменение таких параметров

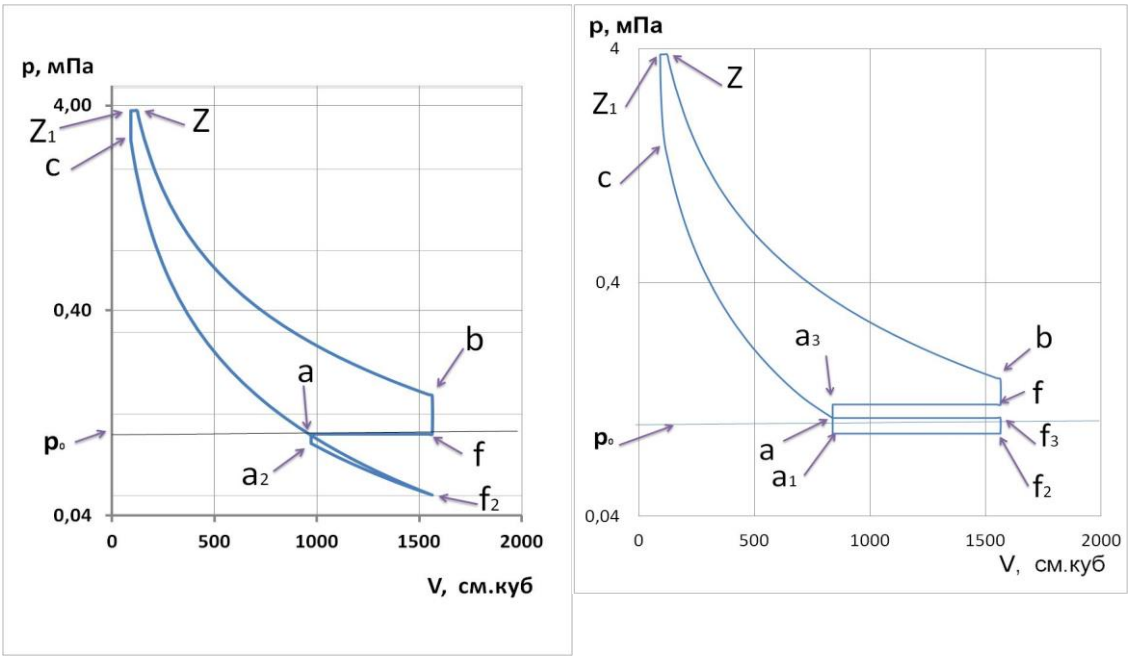
цикла при работе на газовых топливах, как показатели адиабат и политроп сжатия и расширения, степень повышения давления и оценить влияние количества рабочего тела в цилиндре (и по объёму и по плотности) на максимальную температуру сгорания. Отметим также, что замена адиабатного процесса на политропный и замена адиабатного процесса на политропный с учётом теплообмена на линиях сжатия и расширения – не равнозначные подходы к оценке параметров термодинамического цикла. Замена адиабатного процесса на политропный позволяет адекватно оценить работу цикла, а при учёте теплообмена можно адекватно оценить ещё и термический КПД.

2.3. Термодинамический анализ цикла с продолженным расширением с учётом теплообмена на линиях сжатия и расширения

Укороченный такт впуска в цикле Миллера может быть реализован, как известно, двумя способами – ранним, или поздним закрытием впускного клапана.

Выявить различия в показателях термодинамического цикла при различных способах организации цикла с укороченным тактом впуска по классическим зависимостям, даже с учётом поправок на политропный процесс, не представляется возможным. И тот и другой способ описывается одинаково, как показано на рисунке 2.4.

На рисунке 2.8 показаны свёрнутые индикаторные диаграммы идеализированных циклов, иллюстрирующие два способа управления впускным клапаном.



а) б)

Рисунок 2.8. Расчётная схема обобщённого термодинамического цикла.

Для оценки различий в параметрах цикла, при реализации этих способов предложен откорректированный вариант расчёта термодинамического цикла. Суть его заключается в следующем.

Как известно, в основе расчёта показателей термодинамических циклов лежит определение количества подведенной и отведенной теплоты. В классической теории двигателей при определении термического КПД (η_t) идеализированного цикла учитывается только теплота, подводимая и отводимая в изохорных и изобарных процессах, а процессы сжатия и расширения принимаются как адиабатные, т.е. без теплообмена.

Для оценки η_t и среднего давления теоретического цикла при разных способах организации цикла с продолженным расширением (укороченным тактом впуска), принималось во внимание передача теплоты и на линиях сжатия и расширения. И в этом случае рассматривался обобщенный цикл со смешанным подводом и отводом теплоты, как более универсальный с точки зрения анализа возможностей повышения η_t двигателя, работающего по циклам с укороченным тактом впуска.

В расчётах, дополнительно, к указанным в таблице 2.2 использованы следующие обозначения:

$p_{f2}=p_{a2}/(V_f/V_a)^{n3}$ - давление в конце расширения на такте впуска ;

$T_{f2}=T_{a2}/(V_f/V_a)^{n3-1}$ – температура в конце расширения на такте впуска;

k_1, k_2, k_3, - показатели адиабат сжатия, расширения на такте расширения (рабочего хода), расширения на такте впуска после закрытия впускного клапана;

$\mu = M_2/M_1$ – коэффициент молекулярного изменения (M_1 – количество молей свежей смеси, M_2 – количество молей продуктов сгорания).

Рассмотрим расчёт количества подводимой и отводимой теплоты в цикле. Будем рассматривать замкнутый обратимый цикл, включая потери теплоты и работу подготовительных тактов (после закрытия впускного клапана), поскольку именно на этих участках цикла возможно определить различия в показателях цикла осуществляемого рассматриваемыми двумя способами. Вспомогательные такты от момента выпуска и до закрытия впускного клапана в дальнейшем мы рассмотрим отдельно для оценки гидравлических (насосных) потерь, как это принято в классической теории двигателей.

На линии «a-a_2» рабочее тело будет возвращаться в исходное состояние – либо с отводом теплоты, либо с изменением молекулярного состава, либо и то и другое.

Согласно первому закону термодинамики политропный процесс описывается как:

$$dq=du+pdv \text{ или } dq=C_vdT+pdv \text{ или } dq=C_pdT-vdp \text{ или } dq=C_ndT \quad (2.27)$$

При определении направления передачи теплоты будем исходить из характера протекания политропных процессов показанных на рисунке 2.9 [6, 24] и учитывать следующее:

- если тепло подводится к рабочему телу, то оно положительное, и если отводится, то отрицательное;

- для всех процессов расположенных правее и выше адиабаты, теплота должна подводиться к рабочему телу, соответственно для процессов расположенных слева и ниже адиабаты, теплота отводится;

- в процессах, находящихся в зоне между изотермой и адиабатой ($1<n<k$) и расположенных ниже $n = 0$ теплота подводится, а в процессах, находящихся в этой зоне выше $n = 0$ теплота отводится. Для этих процессов теплоёмкость C_n будет иметь отрицательные значения.

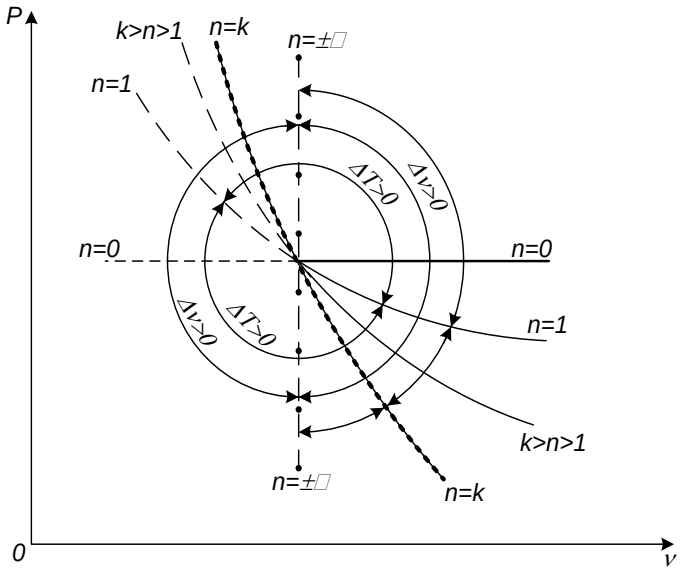


Рисунок 2.9. «p-V» диаграмма сводных политропных процессов [6, 24].

Рассмотрим процессы подвода и отвода теплоты на отдельных участках цикла. Для участка цикла *«c-z₁»* с подводом теплоты при постоянном объёме:

$$dq_{cz1} = C_v dT + pdv = C_v dT = c_v(T_{z1} - T_c) \quad (2.28)$$

Для участка $(z_1\text{-}z)$ с подводом теплоты при постоянном давлении:

$$dq_{z1z} = C_p dT - vdp = C_p dT = c_p(T_z - T_{z1}) \quad (2.29)$$

Для участка *«z-b»* политропного процесса расширения, количество теплоты, подводимое на участке расширения из-за отклонения политропного процесса от адиабатного, определится как:

$$dq_{zb} = C_n dT = c_v \cdot \frac{n_2 - k_2}{n_2 - 1}(T_b - T_z) \quad (2.30)$$

Для участка *«b-f»* с отводом теплоты при постоянном объёме количество отведенной теплоты :

$$dq_{bf} = C_v dT = c_v(T_f - T_b) \quad (2.31)$$

Для участка *«f-a»* с отводом теплоты при постоянном давлении:

$$dq_{fa} = C_p dT = c_p(T_a - T_f) \quad (2.32)$$

Для участка *«a-a_2»* с отводом теплоты при постоянном объёме:

$$dq_{aa_2} = C_v dT = c_v(T_{a_2} - T_a) \quad (2.33)$$

Далее от точки *«a_2»* начинаются отличия в протекании процессов.

Для способа «а» участок *«a_2-f_2»* политропного процесса расширения с подводом теплоты:

$$dq_{a2f2} = C_n dT = C_V \cdot \frac{n_3 - k_1}{n_3 - 1}(T_{f2} - T_{a2}) \quad (2.34)$$

Для способа «а» участок *«f_2- c»* политропного процесса сжатия с отводом теплоты:

$$dq_{f2c} = C_n dT = C_V \cdot \frac{n_1 - k_1}{n_1 - 1}(T_c - T_{f2}) \quad (2.35)$$

Вернёмся к точке *«a_2»*для способа «б».

Для способа «б» участок*«a_2-f_2»* с подводом теплоты при постоянном давлении:

$$dq_{a_2f_2} = C_p dT = c_p(T_{f_2} - T_{a_2}) \quad (2.36)$$

Для способа «б» участок *«f_2-f_3»* с подводом теплоты при постоянном объёме:

$$dq_{f_2f_3} = C_v dT = c_v(T_{f_3} - T_{f_2}) \quad (2.37)$$

Для способа «б» участок *«f_3-a_1»* с отводом теплоты при постоянном давлении:

$$dq_{f_2 a_1} = C_p dT = c_p(T_{a_1} - T_{f_3}) \quad (2.38)$$

Для способа «б» участок *«a_1- c»* политропного процесса сжатия с отводом теплоты:

$$dq_{a1c} = C_n dT = C_V \cdot \frac{n_1 - k_1}{n_1 - 1}(T_c - T_{f2}) \quad (2.39)$$

Тогда подведенная теплота в цикле по варианту «а» может быть определена как:

$$q_1 = \int dq_{cz1} + \int dq_{z1z} + \int dq_{zb} + \int dq_{a2f2} \quad (2.40)$$

или:

$$q_1 = c_v(T_{z1} - T_c) + c_p(T_z - T_{z1}) + c_V \frac{n_2 - k_2}{n_2 - 1}(T_b - T_z) + c_V \frac{n_3 - k_1}{n_3 - 1}(T_{f2} - T_{a2}) \quad (2.41)$$

Для цикла, организованного по варианту «б» подведенная теплота:

$$q_1 = \int dq_{cz1} + \int dd_{z1z} + \int dq_{zb} + \int dq_{a2f2} + \int ddq_{f2f3} \quad (2.42)$$

или:

$$q_1 = c_v(T_{z1} - T_c) + c_p(T_z - T_{z1}) + c_V \frac{n_2 - k_2}{n_2 - 1}(T_b - T_z) + c_p(T_{f2} - T_{a2}) + c_v(T_{f3} - T_{f2}) \quad (2.43)$$

Абсолютное значение отведенной в цикле теплоты (по варианту «а») может быть определено как:

$$q_2 = \int dq_{bf} + \int d\, dq_{fa} + \int d\, dq_{aa_1} + \int dq_{f2c} \quad (2.44)$$

или:

$$q_2 = c_v(T_f - T_b) + c_p(T_a - T_f) + c_v(T_{a1} - T_a) + + C_V \cdot \frac{n_1 - k_1}{n_1 - 1}(T_c - T_{f2}) \quad (2.45)$$

Для цикла по варианту «б» отведенная теплота:

$$q_2 = \int dq_{bf} + \int d\, dq_{fa} + \int d\, dq_{aa_1} + \int dq_{f3a1} + \int dq_{a1c} \quad (2.46)$$

или:

$$q_2 = c_v(T_f - T_b) + c_p(T_a - T_f) + c_v(T_{a1} - T_a) + c_p(T_{a1} - T_{f3}) + C_V \cdot \frac{n_1 - k_1}{n_1 - 1}(T_c - T_{a1}) \quad (2.47)$$

Значения температур и давлений для характерных точек цикла рассчитываются по известным зависимостям состояния газа для политропных процессов.

Термический КПД двигателя определяется по известному соотношению:

$$\eta_t = 1 - q_2 / q_1. \quad (2.48)$$

Значения q_1. рассчитывались для варианта «а» по зависимости (2.41), для варианта «б» - по зависимости (2.43).

Значения $q_{2.}$ рассчитывались для варианта «а» по зависимости (2.45), для варианта «б» – по зависимости (2.47).

Полученные зависимости для определения теплоты на отдельных участках цикла позволяют оценить различия в параметрах циклов, реализуемых разными способами управления моментом закрытия впускного клапана.

Для практических расчётов удобнее пользоваться вычислениями отельных участков цикла, но для понимания взаимосвязей параметров цикла при оценке термического КПД можно представить его в виде формулы. Для упрощения её вида вспомогательные такты пока не рассматриваем. Их удобнее считать отдельно, в том числе в дальнейших расчётах для сравнительной оценки величин насосных потерь для разных циклов.

После подстановки значений температур и сокращений получим выражение для расчёта подведенной теплоты:

$$q_1 = p_a V_a \varepsilon^{n1-1}((\lambda_t-1)+k\lambda_t(\rho-1)+\lambda_t\rho(1/\delta^{n2-1}-1)(n_2-k_2)/(n_2-1))/(k-1) \qquad (2.49)$$

Выражение для расчёта количества отведенной теплоты:

$$q_2 = p_a V_a *(At(\lambda_t \varepsilon^{n1}/\delta^{n2}-1/\mu)+k_1(At/\mu-1)+$$
$$+(1-\varepsilon^{n1-1})(n_1-k_1)/(n_1-1))/(k-1) \qquad (2.50)$$

Подставив значения подводимой и отводимой теплоты и, проведя сокращения, получим выражение для определения термического КПД:

$$\eta_t = 1-\frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}}\frac{A_t\left[\lambda_t\left(\frac{\varepsilon^{n_1}}{\delta^{n_2}}\right)-1/\mu\right]+k_1(A_t/\mu-1)+(1-\varepsilon^{n_1-1})\frac{(n_1-k_1)}{(n_1-1)}}{\lambda_t-1+k_2\lambda_t(\rho-1)+\lambda_t\rho(\frac{1}{\delta^{n_2-1}}-1)\frac{(n_2-k_2)}{(n_2-1)}} \qquad (2.51)$$

где: λ_t – степень повышения температуры (T_z/T_c); ε– степень сжатия (V_f/V_c); A_t – отношение $\varepsilon/\varepsilon_д$; δ– степень последующего расширения (V_b/V_z); n_1, n_2–показатели политропы сжатия и расширения соответственно; ρ– степень

предварительного расширения (V_z/ V_c). k_1 и k_2 – показатели адиабаты в процессах сжатия и расширения соответственно;

В случае если μ =1 и $n_1 = n_2 = k_1 = k_2$, то зависимость для определения термического КПД цикла с адиабатными процессами со смешанным подводом и отводом теплоты, будет иметь известный вид:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \frac{A_t \left[\lambda \left(\frac{\rho}{A_t} \right)^k - 1 \right] + k(A_t - 1)}{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)}. \qquad (2.52)$$

Зависимость для расчёта термического КПД двигателя с реальным рабочим телом, работающего по циклу Отто по политропным процессам будет иметь вид:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \frac{\left[\lambda \left(\frac{\varepsilon^{n_1}}{\delta^{n_2}} \right) - 1/\mu \right] + k(1/\mu - 1) + (1 - \varepsilon^{n_1-1}) \frac{(n_1 - k)}{(n_1 - 1)}}{\lambda_t - 1 + \lambda_t \left(\frac{1}{\delta^{n_2-1}} - 1 \right) \frac{(n_2 - k)}{(n_2 - 1)}} \qquad (2.54)$$

Показатели политропы сжатия и политропы расширения для теоретического цикла с реальным рабочим телом отличаются от величины показателя адиабаты, применяемой для «воздушного» цикла на 5-11%. Отличия связаны с изменениями теплоёмкостей рабочей топливно-воздушной смеси и продуктов сгорания (см. таблицу 2.4.). Это важно при сравнительной оценке показателей цикла при использовании различных топлив.

В расчётах показатели адиабат принимались из следующих соображений. Как известно, показатель адиабаты реального рабочего тела зависит от числа атомов в молекуле газа. Значения показателей адиабат приведены на рисунке 2.10.

Таблица 2.4. Мольные теплоёмкости газов.

Газы	μc_v кДж/(кмоль ·К)	μc_P кДж/(кмоль ·К)	Показатель адиабаты k
Одноатомные	12,48	20,80	1,666
Двухатомные	20,43	28,74	1,407
Трехатомные	29,07	37,38	1,286

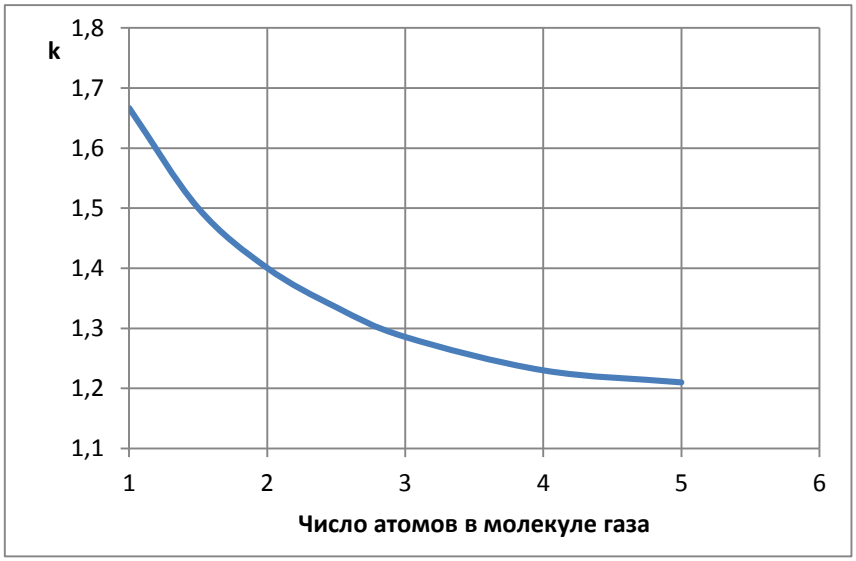


Рисунок 2.10. Показатель адиабаты для многоатомных газов.

В таблице 2.5 приведены значения k некоторых газов, полученные экспериментально [Ф.М. Куни. Статистическая физика и термодинамика. /Из-во «Наука», М. 1981г. с.348] при температуре 15 °С.

Показатели адиабат сжатия (k_1) для топливно-воздушных смесей и адиабат расширения (k_2) отработавших при работе на различных топливах показаны в таблице 2.6 .

Таблица 2.5. Показатели адиабат различных газов.

Газ	Показатель адиабаты
Гелий	1,660
Аргон	1,667
Окись углерода	1,401
Кислород	1,398
Водород	1,408
Азот	1,41
Водяной пар	1,33
Углекислый газ	1,305
Аммиак	1,313
Метан	1,315

Таблица 2.6. Показатели адиабат рабочей смеси при работе на различных топливах.

	Метан	Пропан	Водород	Окись углерода	Бензин	Дизтопливо
Адиабата сжатия (k1)	1,381	1,391	1,407	1,403	1,398	1,41
Адиабата расширения (k2)	1,375	1,376	1,367	1,367	1,377	1,378

Рассчитаем среднее давление цикла. По определению:

$$p_t = L_t / (V_f - V_c) \quad (2.55)$$

где: L_t - работа цикла (здесь и далее без учёта потерь на газообмен);

учитывая, что:

$$(V_f, -V_c) = Va(A_t - 1/\varepsilon) \quad (2.56)$$

Тогда среднее давление цикла:

$$p_t = L_t / V_a(A_t - 1/\varepsilon). \quad (2.57)$$

Рассмотрим три варианта расчёта работы и среднего давления цикла:

- через КПД цикла,

- через разницу подведенной и отведенной теплоты;

- через работу, рассчитанную по отдельным участкам цикла.

Первый вариант. Работа цикла через КПД:

$$L_t = \eta_t \, q_{1.} \qquad (2.58)$$

где: $q_{1.}$ - по зависимости (2.41) для способа «а» и зависимости (2.43) для способа «б».

Тогда среднее давление цикла определится по зависимости (2.58).

Выражение для среднего давления цикла в общем виде получим после подстановки значения q_1и сокращений:

$$p_t=p_a\varepsilon^{n1}\eta_t(\lambda_t-1+k\lambda_t(\rho-1)+\lambda_t\rho(1/\delta^{n2-1}-1)(n_2-k)/(n_2-1))/((k-1)(A_t\varepsilon-1)) \quad (2.59)$$

В технической литературе по теории ДВС /1/, /2/ приводится такая формула для расчёта среднего давления цикла через термический КПД:

$$p_t=p_a\varepsilon^k\eta_t(\lambda -1+k\lambda (\rho-1))/((k-1)(\rho'\varepsilon-1)) \qquad (2.60)$$

где: ρ' соответствует A_t.

Второй вариант. Рассчитать среднее давление можно через баланс подведенной и отведенной теплоты. Работа цикла:

$$L_t = q_1- \qquad (2.61)$$

где: q_2 определяется по зависимости (2.45) для способа «а» и зависимости (2.47) для способа «б».

Третий вариант. В технической литературе [1,2] по теории ДВС среднее индикаторное давление цикла рассчитывается через работу, полученную путём суммирования работы отдельных участков цикла. Для цикла, организованного по способу «а»:

$$L_t = L_{z1z} + L_{zb} + L_{fa} + L_{a2f2} + L_{f2c} \qquad (2.62)$$

Для цикла, организованного по способу «б»:

$$L_t = L_{z'z} + L_{zb} + L_{fa3} + L_{a1f2} + L_{f3a} + L_{ac} \qquad (2.63)$$

Результаты расчётов термического КПД, а также работы и среднего давления цикла, рассчитанных по трём вариантам – через КПД цикла, через разницу подводимой и отводимой теплоты и через работу участков цикла показаны в таблице 2.7. Для сравнения приведены результаты расчёта параметров цикла по классическим зависимостям для «воздушного» цикла.

Как видно из таблицы, результаты расчётов работы цикла и среднего давления по предлагаемому методу полностью совпадает как при расчёте через КПД, как через баланс подведенной и отведенной теплоты, так и через работу участков цикла. Классический расчёт даёт завышенное значение термического

Таблица 2.7. Результаты расчётов показателей циклов.
(Исходные данные: - топливо – метан, стехиометрическая т/в смесь; n_1=1,36; n_2=1,28; k=1,38; λ = 3,5)

Цикл	Цикл Отто,	Цикл Отто,	Цикл Миллера, способ 2	Цикл Миллера, способ 1
Степень сжатия, геометрическая./действ.	10,5/10,5	10,5/10,5	16,8/10,5	16,8/10,5
Параметр	Классический метод расчёта	Предлагаемый метод расчёта		
Подведенная теплота q_1, кДж/кг	2596,9	3032,6	1966,7	1894,7
Отведенная теплота q_2, кДж/кг	990,3	1350,5	786,5	750,6
Термический КПД, (номер формулы)	0,6187	0,5547	0,6001	0,6038
Расчёт L_t и p_t через термический КПД (Первый вариант)				
L_t =кДж/кг,	1606,6	1682,1	1180,	1144,1
p_t , *МПа*	1,093	1,144	0,803	0,779
Расчёт L_t и p_t через баланс теплоты (Второй вариант)				
L_t , кДж/кг	1606,6	1682,1	1180,2	1144,1
p_t ,МПа	1,093	1,144	0,803	0,779
Расчёт L_t и p_tчерез работу участков цикла (Третий вариант)				
$L_{t,}$, кДж/кг	1682,1	1682,1	1180,2	1144,1
p_t ,МПа	1.144	1,144	0,803	0,779

КПД и соответственно заниженные значения работы и среднего давления цикла при расчётах через КПД и через баланс введённой и отведенной теплоты. Расчёт же работы и среднего давления цикла через работу участков цикла произведённый по классическому и предлагаемому методам, естественно, совпадает. Сравнивая показатели цикла Миллера, реализуемого двумя способами, отметим, что термические КПД отличается мало, а среднее давление цикла по первому способу на 4-5% ниже, чем по второму.

Как показали расчёты, цикл по варианту «а» предпочтительней варианта «б» с точки зрения меньших потерь теплоты.

В дальнейших расчётах следует учитывать степень повышения температуры при сгорании и параметры рабочего тела

2.4. Разработка феноменологической модели расчёта максимальной температуры и степени повышения давления в цикле с продолженным расширением

Для расчёта показателей теоретического цикла с продолженным расширением необходимо определить максимальную температуру и степень повышения температуры (давления).

В теории двигателей степень повышения давления λ принято определять через уравнение сгорания, которое для двигателей с выделением теплоты при постоянном объёме может быть представлено в виде [1,2,5]:

$$\frac{\xi(Hu-\Delta Hu)}{M_1(1+\gamma)}+(mC_V)_{T0}^{Tc}\cdot(Tc-T_0)=\mu(mC_V)_{Tc}^{Tz}\cdot(T_Z-T_c); \qquad 2.64$$

где: H_u – низшая теплота сгорания 1 кг топлива, *кДж/кг*

$\Delta H_{u,}$ теплота сгорания продуктов неполного сгорания,

M_1 – количество молей рабочей смеси (моль/кг)

γ –коэффициент остаточных газов

mCv - молярная теплоёмкость

Как было отмечено в разделе 2.2, корректно определить максимальную температуру для цикла с укороченным тактом впуска через уравнение сгорания не представляется возможным.

Расчёт степени повышения давления по уравнению сгорания не даёт возможности установить зависимость степени повышения температуры (максимальную температуру цикла) при уменьшении количества рабочего тела, связанным с сокращением такта впуска. Более того, при сокращении такта впуска и соответствующем снижении температуры конца такта сжатия расчёт даёт увеличение степени повышения температур, что не соответствует действительности.

Стечкиным Б.С. [24] предложен вариант расчёта степени повышения температуры для цикла с выделением теплоты при постоянном объёме по приведенной выше зависимости (2.3).

Рассмотрим этот вариант расчёта максимальных температур цикла с учётом полученных в разделе 2.3 зависимостей для определения количества теплоты в политропном процессе. Выразим теплоту, вводимую в цикл через теплоту сгорания топлива. Эта зависимость может быть получена следующим образом.

Уравнение количество теплоты, подводимой к рабочему телу запишем как:

$$Q'_1 = Q_1 \qquad (2.65)$$

Q'_1 — теплота, введённая с топливом массой m_m и низшей теплотой сгорания H_u в цилиндр рабочим объёмом V_h.

Q_1 - теплота, выделившаяся в цикле рабочей смесью, в которой содержится m_m кг топлива.

Тогда: $Q'_{1=}=H'_u\, m_m$, а $Q_1= m_{см}\, c_v\, ((T_z-T_c)$

где m_m- масса топлива;

$m_{см}$ – масса смеси в конце такта впуска.

Тогда

$$m_{см}\, c_v(T_z - T_c) = m_m\, Hu \qquad (2.66)$$

Учитывая, что

$m_{см} = m_m\,(1 + al_0)$, и $\lambda_t = T_z / T_c$

тогда :

$$\lambda_t = 1 + \frac{1}{(1+\alpha l_0)\mathrm{T_c} * \mathrm{c_v}} Hu \qquad (2.67)$$

Или, учитывая, что $c_v = p_a V_a /(k-1)T_a$,

получим:

$$\lambda t = 1 + \frac{Hu(k-1)}{p a v a (1+\alpha l 0)\varepsilon \partial^{k-1}} \qquad (2.68)$$

Однако расчёт по этой зависимости даёт весьма завышенные значения максимальной температуры цикла. При введении коэффициента использования теплоты ζ получается результат, близкий к значениям, рассчитанным по уравнению сгорания:

$$\lambda = 1 + \frac{\zeta Hu(k-1)}{p a v a (1+\alpha l 0)\varepsilon \partial^{k-1}} \qquad (2.69)$$

Но и этот вариант расчёта не учитывает изменение количества рабочего тела при дросселировании. Более того, при дросселировании снижается давление в конце такта впуска, но как следует из формулы, это приводит к увеличению степени повышения температуры, что не соответствует действительности.

Рассмотрим другой вариант расчёта T_z, учитывающий и изменение количества рабочего тела в цилиндре при дросселировании, и уменьшение действительного рабочего объёма при укороченном такте впуска, и учитывающий введение теплоты на такте расширения и участке такта впуска после закрытия впускного клапана в общем балансе теплоты.

Так же, как и в предыдущем случае, принято, в качестве исходного положения то, что количество теплоты, вводимой в цикл с m_m кг топлива с учётом коэффициента использования теплоты, соответствует количеству

теплоты, подводимой к рабочему телу топливно-воздушной смесью массой $m_{см}$ кг, включающей в себя m_m кг топлива.

Тогда:

$$Q'_{1=}=\xi H'_u\, m_m \qquad (2.70)$$

где:ξ- коэффициент использования теплоты.

$H'_u=H_u-\Delta H_{u,}$;

Q_1- теплота, подведенная за цикл, и выраженная через параметры цикла:

$$Q_1=q_1 m_{см} \qquad (2.71)$$

Где: q_1 - количество теплоты, участвующей в работе цикла и рассчитанное по зависимости (2.41) или (2.43).

Учёт этой теплоты и является важным моментом. Следующий момент – оценка степени наполнения цилиндра рабочей смесью.

Масса смеси в конце такта впуска включает в себя заряд свежей смеси равный рабочему объёму и некоему количеству рабочего тела, находящемуся в камере сгорания.

По составу этого рабочего тела возможны три варианта:

- в процессе продувки камера сгорания полностью заполнена свежей смесью или воздухом (последнее справедливо как для дизельных двигателей, так и для двигателей с искровым зажиганием с распределённым фазированным впрыском топлива в зону впускного клапана). И после закрытия впускного клапана в цилиндре находится однородная свежая смесь;

- продувки нет, и камера сгорания полностью заполнена отработавшими газами;

- и промежуточный вариант – есть частичная продувка, но какое-то количество отработавших газов осталось.

Примем, что на режимах полных нагрузок объём камеры сгорания заполнен свежим зарядом, а на режимах малых нагрузок – остаточными газами.

Тогда масса смеси в конце такта впуска может быть выражено как:

$$m_{см} = m_m\,(1+\alpha l_0)\,(1+\gamma) \qquad (2.72)$$

где: γ —коэффициент остаточных газов, учитывающий увеличение количества рабочего тела находящегося в камере сгорания с учётом сказанного нескольким строками выше.

l_0 - теоретически необходимое количество воздуха для сгорания1 кг топлива, (кг/кг);

α— коэффициент избытка воздуха.

Следует ещё учесть соотношение в рабочей смеси объёма впускаемого воздуха и объёма топлива, в зависимости от его агрегатного состояния. А также учесть отличия, связанные с непосредственным впрыском топлива после закрытия впускных клапанов и агрегатное состояние топлива. Для этого введём понятие коэффициент наполнения по топливу – η_f.

Коэффициент η_f представляет собой отношение рабочего объёма цилиндра к объёму смеси в которой часть воздуха, а часть – топлива.

Тогда, для внешнего смесеобразования:

$$\eta_f = \alpha L'_0/(1+\alpha L'_0) \qquad (2.73)$$

L'_0 – стехиометрическое отношение в $м^3/м^3$.

Здесь надо отметить момент, связанный с учётом агрегатного состояния топлива.

Для жидких топлив при внешнем смесеобразовании возможны три варианта:

- подача топлива в испарённом виде.

- подача топлива в жидком состоянии и испарение его в камере сгорания уже после закрытия впускного клапана;

- подача части топлива в испарённом виде, другой части в жидком состоянии.

Напомним, что стехиометрическое отношение *(L_0)*, выражаемое через *моль/кг* связано со стехиометрическим соотношением (l_0), выражаемым через *кг/кг* следующим соотношением:

$$L_0 = l_0 / \mu_в \ моль/кг \tag{2.74}$$

где: $\mu_в$ - кажущаяся молекулярная масса воздуха, *кг/моль*.

Тогда для определения объёмного стехиометрического соотношения для случая, когда топливо находится с испарённом виде получим выражение:

$$L'_0 = L_0/\mu_f \quad моль/моль \ \ или \ \ м^3/м^3 \tag{2.75}$$

где: μ_f - кажущаяся молекулярная масса топлива

В случае, если топливо находится в рабочей смеси в жидком виде, объёмное стехиометрическое соотношение может быть рассчитано исходя из следующего.

На рабочий объём V_h при стехиометрическом составе смеси приходится жидкого топлива v_m в объёмных единицах:

$$m_m = m_в/l_0 \tag{2.76}$$

где: $m_т$ – масса топлива

$m_в$– масса воздуха

$$m_m = V_h\gamma_в / l_0 \tag{2.77}$$

$$m_m = v_m\gamma_m \tag{2.78}$$

$$v_m \gamma_m = V_h\gamma_в / l_0 \tag{2.79}$$

$$v_m = V_h\gamma_в / l_0\gamma_m \tag{2.80}$$

$$V_h/v_m = l_0\gamma_m/\gamma_в \tag{2.81}$$

$$L_{0v} = l_0\gamma_m/\gamma_в \ м^3/м^3 \tag{2. 82}$$

где*:* $\gamma_в$ ----плотность воздуха , *кг/м*^{3}

γ_m - плотность топлива, *кг/м*^{3}.

В таблице 2.8 приведены значения стехиометрических отношений для различного состояния разных топлив.

Сравним цикловую подачу бензина или дизтоплива в жидкой фазе с цикловой подачей метана и отметим, что газовое топливо по объёму (при нормальных условиях) следует впрыскивать в 890 раз больше, чем бензина.

Таблица 2.8. Стехиометрические отношения для различных топлив.

Стехиометрические отношения	Бензин	Дизтопливо	Метан
l0 кг/кг	14,94	14,33	17,24
L0; моль/кг	0,516	0,495	0,595
L'0 ; моль/моль или м3/м3 (для испарённого топлива)	58,93	62,07	9,52
L0v; м3/м3 (при впрыске топлива в жидкой фазе)	8491	9421	6002*
Цикловая подача топлива в жидкой фазе (для цилиндра рабочим объёмом 1,47 л) см.куб.	0,173	0,156	0,245*
Цикловая подача топлива в газообразной фазе (для цилиндра рабочим объёмом 1,47 л) см.куб. (при норм. Атм. условиях)	24,9	-	154,3

*) имеется в виду гипотетический случай подачи метана в жидком виде, например при температуре ниже - 161 С.

А сравнивая впрыск метана в жидкой фазе (гипотетически) и в газообразной, различия в объёмах будет около 630 раз. Эта разница в плотности сжиженного и газообразного метана («в 600 раз») на слуху, но сравнивая впрыск жидких моторных топлив и метана надо иметь в виду, что разница будет почти в 900 раз.

По определению, при внутреннем смесеобразовании:

$$\eta_f = 1 \qquad (2.83)$$

При внутреннем смесеобразовании будем иметь в виду, что жидкое топливо испаряется в камере сгорания уже после закрытия впускного клапана. Тогда при впрыске жидкого топлива за счёт его испарения будет иметь место увеличение давления рабочей смеси, которое можно определить из соотношения объёма воздуха и объёма испарившегося топлива, и

изменение температуры рабочей смеси за счёт теплоты испарения топлива исходя из законов сохранения массы и энергии.

Всё это рассмотрено для того, чтобы определить - какое значение L_0 следует использовать в формуле (63) и вычислить значение максимальной температуры цикла и степени повышения давления с учётом агрегатного состояния топлива и способа смесеобразования.

В результате количество теплоты, вводимое с топливом может быть рассчитано по зависимости:

$$q_1 = \frac{\xi(Hu - \Delta Hu)\eta_v \eta_f}{(1 + \alpha l_0)(1 + \frac{k_{прод}}{\varepsilon})\gamma} \qquad (2.84)$$

В этой зависимости известное выражение:

$$\frac{Hu - \Delta Hu}{1 + \alpha l_0} \qquad (2.85)$$

представляет собой теплоту сгорания единицы массы топливо-воздушной смеси и зависит только от вида топлива. Для справки в таблице 2.8 приведены параметры стехиометрических топливо-воздушных смесей для различных топлив.

Коэффициент наполнения должен учитывать три фактора. Первый – снижение действительного рабочего объёма цилиндра при увеличении отношения *At*. Второй – снижение количества заряда из-за дросселирования при регулировании нагрузки, и третий – учитывать гидравлическое сопротивление впускной системы.

Таблица 2.8. Параметры топливо-воздушных смесей

Параметр	Метан	Пропан	Водород	Окись углерода	Биогаз	Бензин	Дизтопливо
Hu	51 258	46 555	102 992	19 248	23 528	44 333	42 527
l0	17,24	15,68	34,49	2,46	12,07	14,94	14,33
hu	2810	2792	2902	5558	1800	2782	2774

Hu – низшая теплота сгорания массы топлива, КДж/кг;
l_0 - стехиометрическое соотношение, кг/кг
h_u – теплота сгорания 1 кг смеси при $\alpha = 1$

Для расчётов по оценке влияния способа организации термодинамического цикла на термический КПД будем принимать во внимание только один фактор – снижение действительно рабочего объёма. Тогда коэффициент наполнения может рассчитываться как:

$$\eta_v = 1/At \tag{2.86}$$

Для расчётов по определению термического КПД нет необходимости учитывать полноту сгорания и остаточные газы, поскольку рассматривается идеализированный цикл. Богатые топливо воздушные смеси тоже рассматривать не будем, соответственно не будем учитывать и ΔH_u. Тогда количество теплоты можно определить как:

$$q_1 = \frac{Hu\eta_f}{(1+\alpha l_0)At} \tag{2.87}$$

Выразим теплоту, выделившуюся в цикле Q_1 - (см. зависимость (2.67)) через максимальную температуру цикла T_{z1}. После подстановки значений температур и сокращения получим:

$q_1=((T_{z1}-T_a\varepsilon^{n1-1}+k(\rho T_{z1}-T_{z1})+(T_{z1}\rho/\delta^{n2-1}-\rho T_{z1})\ (n_2-k)/(n_2-1))*\ p_aV_a/(T_a*(k-1))$

Отсюда определим максимальную температуру цикла:

$$T_{z1} = \frac{q_1\frac{T_a(k_1-1)}{p_aV_a} + T_a.\varepsilon^{n_1-1}}{1+k_2(\rho-1)+\rho(\frac{1}{\delta^{n_2-1}}-1)\frac{(n_2-k_2)}{(n_2-1)}} \tag{2.88}$$

При определении T_{z1} значение q_1 определяются по зависимости (2.84) или (2.87).

Тогда :

$$\lambda_t = T_{z1}/T_c \tag{2.89}$$

Для определения максимальной температуры цикла T_z:

$$T_z = T_{z1} * \rho \qquad (2.90)$$

Это выражение может служить для оценки λв двигателях с принудительным воспламенением. При расчётах для двигателей с воспламенением от сжатия требуется задаться значением степени предварительного расширения ρ**.** Но можно и наоборот, как это принято в теории двигателей, задаваться λ, поскольку этот параметр регулируемый. Тогда можно подсчитать степень предварительного расширения ρ:

$$\rho = (H_u - \Delta H_u)\eta_v(k-1)\alpha L_0 / ((1+\alpha l_0)(1+\alpha L_0)(1+\gamma)p_k \eta_x^{n1-1} V_a \varepsilon^{n1-1}) - \lambda(1-k)+1)/(\lambda(k+(1/\delta^{n2-1}-1)(n_2-k)/(n_2-1)) \qquad (2.91)$$

Результаты расчётов показаны в таблице 2.8, где дано, также и сравнение показателей с расчётами, сделанными по уравнению сгорания.

Таблица 2.8. Результаты расчётов показателей циклов.

	Метан		Бензин		Дизель		Метан (Цикл Миллера)	
Нагрузка	100%	30%	100%	30%	100%	50%	100%	50%
Геометрическая степень сжатия.	11,5	11,5	10,5	10,5	17,5	17,5	17,5	17,5
Действительная степень сжатия	11,5	11,5	10,5	10,5	16,8	16,8	11,5	11,5
Коэффициент наполнения	1,000	0,578	1,000	0,600	1,000	1,000	1,000	0,700
Среднее давление цикла	0,862	0,282	0,930	0,330	0,844	0,448	0,584	0,282
Индикаторный КПД	0,428	0,374	0,417	0,314	0,463	0,347	0,433	0,410
Расчёт по рассматриваемому методу								
Термический КПД	0,551	0,538	0,542	0,525	0,572	0,539	0,597	0,587
Степень повышения давления	3,08	2,37	3,25	2,62	1,78	1,36	3,09	2,66

Максимальная температура цикла	2467	1615	2629	1717	2221	1566	2502	1858
Расчёт по уравнению сгорания								
Термический КПД								
Степень предварительного расширения	1,000		1,000		1,320		1,000	
Степень повышения давления	3,18		3,26		1,80		3,11	
Максимальная температура цикла.	2491		2652		2250		2582	

На рисунке 2.11 показано изменение термического КПД рассчитанного по зависимости (2.54).

Результаты расчётов показали, что снижение термического КПД при увеличении *At* более интенсивно, чем это было определено при использовании расчётов без учёта теплообмена. Причина такого отличия и в том, что с увеличением *At* снижается наполнение цилиндров свежим зарядом из-за уменьшения действительного рабочего объёма и снижается степень повышения температуры. А это приводит к более резкому падению термического КПД.

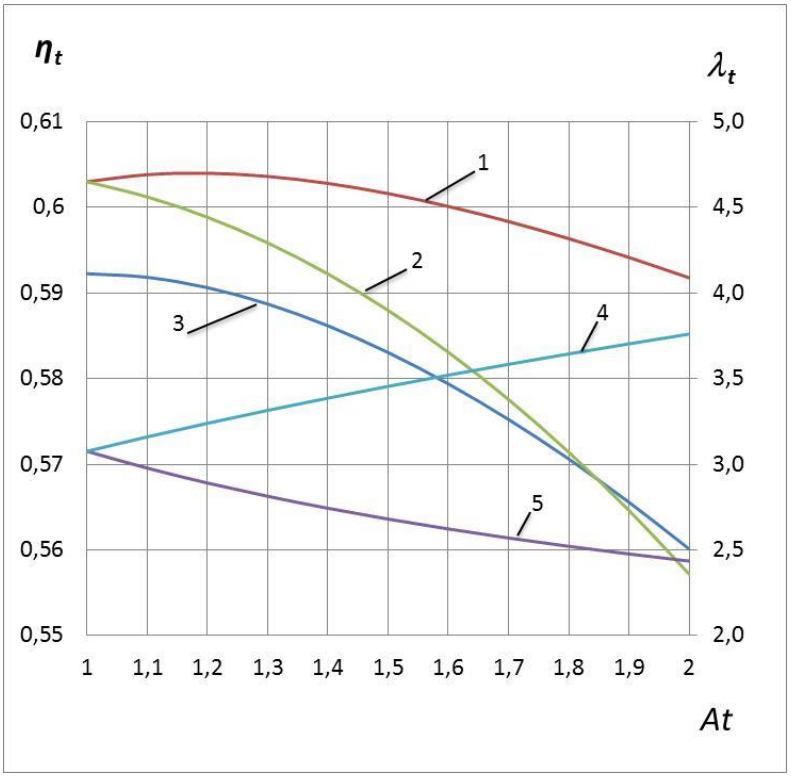


Рисунок 2.11. Изменение термического КПД в зависимости от *At*
1 – кпд по формуле (2.54) при λ = const
2 – кпд по формуле (2.54) при λ = var, рассчитанный по уравнению сгорания (2.64)
3 – кпд по формуле (2.54) при λ = var, рассчитанный по уравнению (2.84)
4 – лямбда по уравнению сгорания (2.64)
5 – лямбда по уравнению (2.84)

Если рассматривать цикл с укороченным тактом впуска как средство снижения эффективной степени сжатия при максимально возможном повышении топливной экономичности, то важно отметить, что существует диапазон значений отношения *At*= 1,2 – 1,3 при котором эти два условия соблюдаются.

По разработанной феноменологической модели термодинамических циклов были выполнены расчёты с целью оценки различий в показателях циклов, в том числе с укороченным таком впуска, осуществляемых разными способами. Установлено, что расчёт по классическим формулам даёт завышенное значение термического КПД и соответственно заниженные значения работы и среднего давления цикла при расчётах через КПД и через

баланс введённой и отведенной теплоты. Сравнение показателей цикла Отто и циклов с укороченным тактом впуска, реализуемых двумя способами, показало, что η_t цикла, реализуемого по способу 1 на 0,5% выше, чем по способу 2, и на 10% выше, чем в цикле Отто, а среднее давление цикла по второму способу на 4-5% выше, чем по первому, но на 26% меньше, чем в цикле Отто. Соответственно следует ожидать и снижения эффективного КПД в цикле Миллера на полных нагрузках в атмосферном (безнаддувном) двигателе.

2.5. Сравнительный анализ величин насосных потерь в двигателях, работающих по разным термодинамическим циклам

Применение цикла Миллера, как известно, связывается с возможностью увеличения механического КПД ($\eta_{мех}$) на малых нагрузках за счёт снижения насосных потерь. В связи с этим, в работе исследованы вопросы, касающиеся оценке величины ожидаемого эффекта от снижения этих потерь в цикле Миллера (с укороченным тактом впуска) по сравнению с циклом Отто.

Рассмотрим характер изменения потерь на газообмен при дросселировании.

Оценим работу и среднее давление цикла с учетом потерь на газообмен, воспользовавшись схемой циклов (рисунок 2.12).

Работа цикла определится путём сложения работы на участках цикла :

для цикла с укороченным тактом впуска (способ «а»)

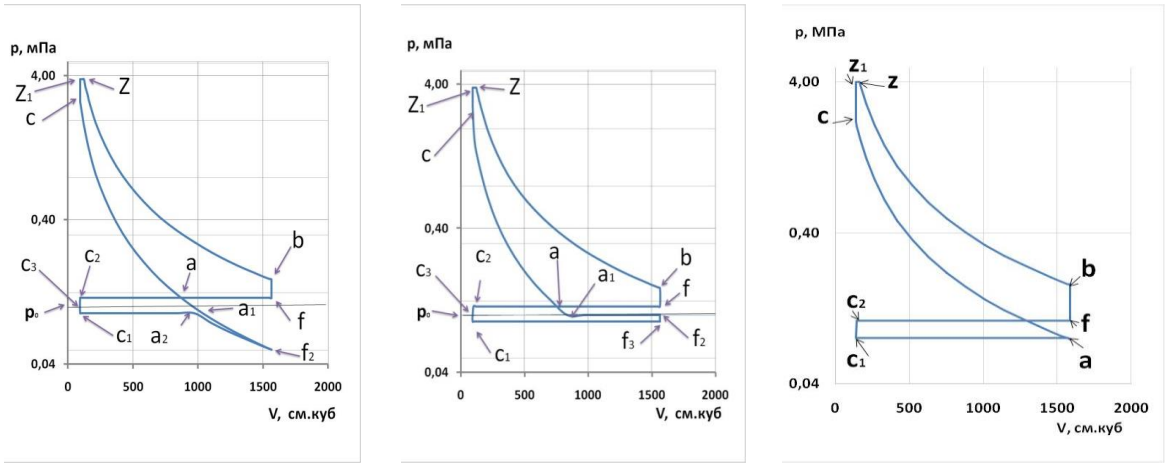
$$Lic = Lz1\text{-}z + Lz\text{-}b + Lf\text{-}c2 + Lc1\text{-}a2 + La2\text{-}f2 + Lf2\text{-}c \qquad (2.92)$$

для цикла с укороченным тактом впуска (способ «в»)

$$Lic = Lz1\text{-}z + Lz\text{-}b + Lf\text{-}c2 + Lc1\text{-}f3 + Lf2\text{-}a1 + La1\text{-}c \qquad (2.93)$$

для цикла с полным тактом впуска

$$Lic = Lz1\text{-}z + Lz\text{-}b + Lf\text{-}c2 + Lc1\text{-}a + La\text{-}c \qquad (2.94)$$



а) б) в)

Рисунок 2.12. Идеализированные свёрнутые индикаторные «p-V» диаграммы циклов со смешанным подводом теплоты на частичных нагрузках (с дросселированием): «а» – с укороченным тактом впуска, раннее закрытие впускного клапана; «б» – с укороченным тактом впуска, позднее закрытие впускного клапана; «в» - цикл с «полным» тактом впуска.

Положительная индикаторная работа цикла без учёта вспомогательных ходов одинаково описывается для трёх рассматриваемых циклов:

$$L+i = Lz1\text{-}z + Lz\text{-}b \qquad (2.95)$$

Отрицательная индикаторная работа без учёта вспомогательных ходов:

для цикла с укороченным тактом впуска (способ «а»)

$$L\text{-}i = Lf2\text{-}c \qquad (2.96)$$

для цикла с укороченным тактом впуска (способ «в»)

$$L\text{-}i = Lf2\ \text{-}a1 + La1\text{-}c \qquad (2.97)$$

для цикла с полным тактом впуска

$$L\text{-}i = La\text{-}c \qquad (2.98)$$

Работа вспомогательных ходов:

для цикла с укороченным тактом впуска (способ «а»)

$$Lc = Lf\text{-}c2 + Lc1\text{-}a2 + La2\text{-}f2 \qquad (2.99)$$

для цикла с укороченным тактом впуска (способ «в»)

$$Lc = Lf\text{-}c2 + Lc1\text{-}f3 + Lf2\text{-}a1 \qquad (2.100)$$

для цикла с полным тактом впуска

$$Lc = Lf\text{-}c2 + Lc1\text{-}a \quad (2.101)$$

где:

$$Lf\text{-}c2 = pfVc - pfVf = pf(Vc - Vf) \quad (2.102)$$

Будем искать отличия только на тех участках цикла, где эти отличия очевидны. Примем, что давление p_c во всех трёх циклах будет одинаково, одинакова работа *Lz1-z* и *Lz-b*, на такте выпуска давление также будет одинаково для всех трёх циклов, и работа *Lf-c2* на такте выпуска будет одинаковой, а отличия будут касаться в разнице отрицательной индикаторной работы и работы на такте впуска.

Тогда:

- для цикла с укороченным тактом впуска (способ «а»)

$$L' = Lc1\text{-}a2 + La2\text{-}f2 + Lf2\text{-}c \quad (2.103)$$

- для цикла с укороченным тактом впуска (способ «в»)

$$L' = Lc1\text{-}f3 + Lf2\text{-}a1 + La1\text{-}c \quad (2.104)$$

- для цикла с полным тактом впуска

$$L' = Lc1\text{-}a + La\text{-}c \quad (2.105)$$

Работ на участках определится как:

$$Lc1\text{-}a2 = pa2Va2 - pc1Vc1 = pa(Va2 - Vc) \quad (2.106)$$

$$La2\text{-}f2 = (pf2Vf - paVa2)/(n3-1) = paVa((1/At)n3-1-1))/(n3-1) \quad (2.107)$$

$$Lf2\text{-}c = (pf2Vf - pcVc)/(n1-1) = paVa((1/At)n3-1-\varepsilon n1-1))/(n1-1) \quad (2.108)$$

$$Lc1\text{-}f3 = pf3Vf3 - pc1Vc1 = pa(Vf - Vc) \quad (2.109)$$

$$Lf2\text{-}a1 = pa1Va1 - pf2Vf2 = pf2(Va1 - Vf) \quad (2.110)$$

$$La1\text{-}c = (pa1Va1 - pcVc)/(n1-1) = pf2Va(1-\varepsilon n1-1)/(n1-1) \quad (2.111)$$

$$Lc1\text{-}a = pa(Va - Vc) = pa(Vf - Vc) \quad (2.112)$$

$$La\text{-}c = (paVa - pcVc)/(n1-1) = paVa(1-\varepsilon gn1-1)/(n1-1) \quad (2.113)$$

Оценить различия в работе циклов Отто и Миллера (Lм') в общем виде удобнее, приняв , что работа в цикле Миллера одинакова на участках La2-f2

и Lf2- a1 (для способа «а») и на участках L a2-f3 - и Lf2 -a1 (для способа «б»).

Тогда:

- для цикла с укороченным тактом впуска (оба способа)

$$Lм' = Lc1\text{-}a2 + La1\text{-}c \quad (2.114)$$

- для цикла с полным тактом впуска

$$Lo' = Lc1\text{-}a + La\text{-}c \quad (2.115)$$

Подставим выражения для этих участков работы:

$$Lм' = paVa\,(1 - 1/\varepsilon) + paVa(1 - \varepsilon n1 - 1)/(n1 - 1) \quad (2.116)$$

$$Lo' = paVf\,(1 - 1/\varepsilon g) + paVf(1 - \varepsilon gn1 - 1)/(n1 - 1) \quad (2.117)$$

Будем иметь в виду, что мы сравниваем два цикла с одинаковой действительной степенью сжатия. В этом случае при одинаковых значениях давления p_a в конце такта впуска насосные потери в циклах Отто и Миллера будут одинаковы. Из этого следует, что потери на газообмен для циклов Отто и Миллера одинаковы при одинаковой степени дросселирования.

Представляет интерес сравнить насосные потери для цикла Отто и двух вариантов цикла Миллера в зависимости от нагрузки. На рисунке 2.13 показана зависимость этих потерь и расчётных значений удельных эффективных расходов топлива в зависимости от среднего эффективного давления p_e. При расчёте эффективных показателей учитывались значения потерь на трение по результатам прокрутки базового дизельного двигателя при различных частотах вращения. Расчёт проведен для частоты вращения 1600 мин$^{-1}$.

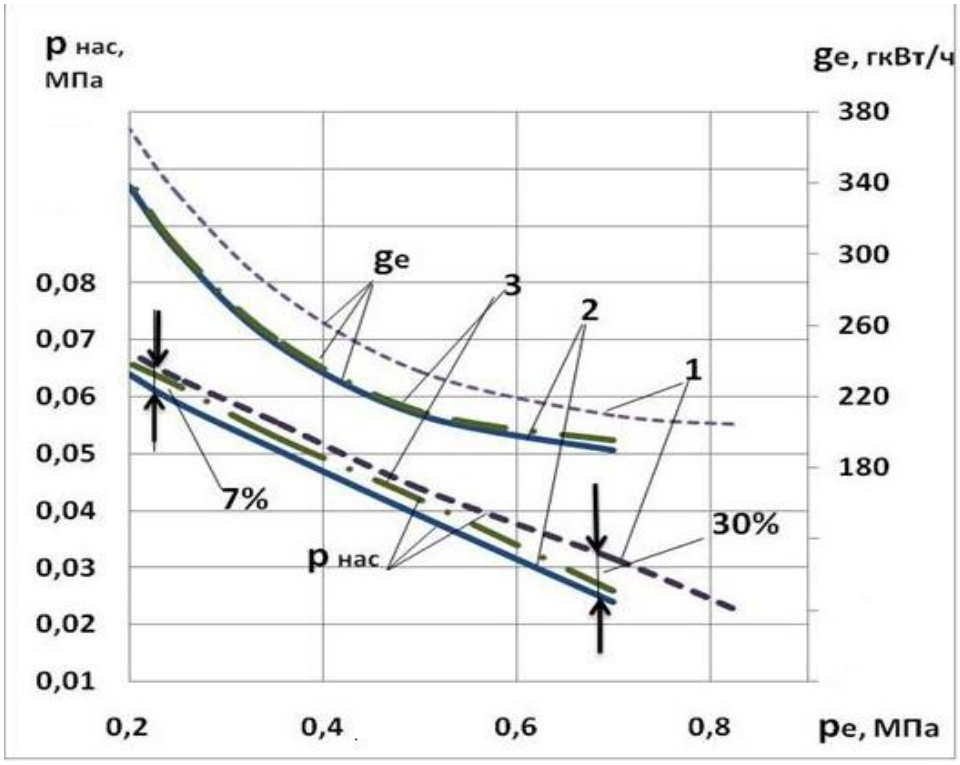


Рисунок 2.13. Зависимость насосных потерь $p_{нас}$ и удельного эффективного расхода топлива g_e от нагрузки для трёх циклов: Отто (кривые 1), Миллера по способу «а» (кривые 2) и Миллера по способу «б» (кривые 3).

Результаты расчёта показали, что насосные потери в циклах Миллера организованных по способу «а» и по способу «б» отличаются незначительно (не более 2%). Отличия в насосных потерях при полной нагрузке в циклах Отто и Миллера отсутствуют, но абсолютная величина среднего эффективного давления на полной нагрузке (без дросселирования и наддува) в цикле Миллера меньше.

При использовании цикла Миллера с высокой геометрической степенью сжатия основной эффект в улучшении топливной экономичности достигается не столько за счёт снижения насосных потерь, сколько за счёт увеличения термического КПД цикла и соответственно увеличения индикаторного КПД.

На частичных нагрузках для достижения равных значений среднего давления цикла, дросселировать двигатель, работающий по циклу Миллера требуется меньше, чем двигатель, работающий по циклу Отто. Это означает,

что на сходственных режимах давление в конце такта впуска в цикле Миллера будут больше, и соответственно меньше насосные потери. Этот факт является одним из весомых преимуществ цикла Миллера, способствующим повышению η_e на частичных нагрузках.

Следует отметить и другой факт. Эффект снижения насосных потерь с уменьшением нагрузки снижается. Если на средних нагрузках разница в величине насосных потерь между циклом Миллера и циклом Отто составляет 30%, то при нагрузке менее 20% от максимальной, разница уже не столь велика и составляет 7%.

Для выяснения причин этого факта рассмотрим расчётные индикаторные диаграммы цикла Отто и цикла Миллера при нагрузке 5% от максимальной (см. рисунок 2.14). Видно, что в цикле Миллера с уменьшением нагрузки появляется так называемая «обратная петля» – давление в конце такта расширения может быть ниже давления на выпуске.

Такой характер протекания индикаторной диаграммы, собственно, и может быть причиной увеличения насосных потерь (относительно потерь на средних нагрузках) в двигателе, работающего по циклу Миллера на малых нагрузках и холостом ходу. У двигателя, работающего по циклу Отто, «перехлест» на холостом ходу и малых нагрузках, разумеется, тоже есть, но он на порядок меньше. Это будет означать то, что холостой ход, то есть равенство среднего индикаторного давления и среднего давления суммарных механических потерь, будет достигаться в цикле Миллера при меньших степенях дросселирования, чем в цикле Отто, а это приводит к выравниванию индикаторных показателей и отсутствию эффекта на холостом ходу.

Очевидно, что площадь, ограниченная точками “b-f-b_1” представляет собой дополнительную отрицательную работу на такте расширения.

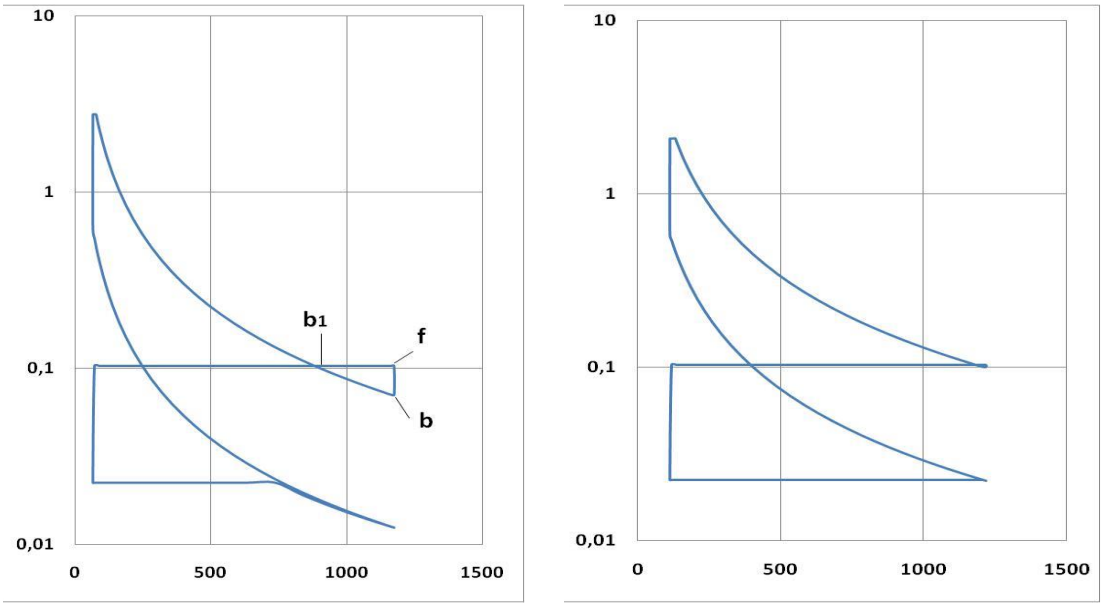


Рисунок 2.14. Вид индикаторной диаграммы для циклов Миллера (а) и Отто (б) на режимах малых нагрузок (p_e=0,05 МПа).

Работа цикла определится по зависимости (2.92). По этой зависимости суммарно оцениваются все потери. Но для того, чтобы выделить потери на такте выпуска рассмотрим работу цикла на участках $L_{z\text{-}b}$ и $L_{f\text{-}c2}$.

Положительная работа (см. рисунок 2.14):

$$L_{z\text{-}b} = L_{z\text{-}b1} + L_{b1\text{-}b} \qquad (2.118)$$

Отрицательная работа

$$L_{f\text{-}c2} = L_{f\text{-}b1} + L_{b1\text{-}c2} \qquad (2.119)$$

Будем рассматривать случай, когда, давление в точке «b» ниже, чем давление в точке «f». Очевидно, что величина насосных потерь будет представлять собой разницу в работе на участках $L_{b1\text{-}b}$ и $L_{f\text{-}b1}$.

Положительная работа $L_{b1\text{-}b}$

$$L_{b1\text{-}b} = = (p_b V_f - p_{b1} V_{b1})/(n_2 - 1) = = (p_b V_f - p_f V_{b1})/(n_2 - 1) \qquad (2.120)$$

Отрицательная работа $L_{f\text{-}b1}$.

$$L_{f\text{-}b1} = p_{b1} V_{b1} - p_f V_f = p_f (V_{b1} - V_f) \qquad (2.121)$$

Объём V_{b1} определится из:

$$V_{b1}^{n2} = V_c^{n2} p_z / p_f \qquad (2.122)$$

В реальных двигателях впускные и выпускные клапана ни в нижней, ни в верхней мёртвых точках не открываются и не закрываются. Но задача

настоящего исследования оценить насколько велика вероятность появления «обратной» петли в двигателе с укороченным тактом впуска, каковы пределы сокращения такта впуска по этому показателю.

Для снижения дополнительных потерь при работе двигателя на холостом ходу и малых нагрузках требуется, сохранив начало такта сжатия в точке *a*, перенести конец такта расширения в точку b_1. При этом реальное отношение эффективного хода расширения к эффективному ходу сжатия может стать меньше единицы. Фактически это означает, что будет получен термодинамический цикл с укороченным тактом расширения. Но это уже не цикл Миллера. Хотя формально, исходя из определения, отношение A_t сохраняется постоянным.

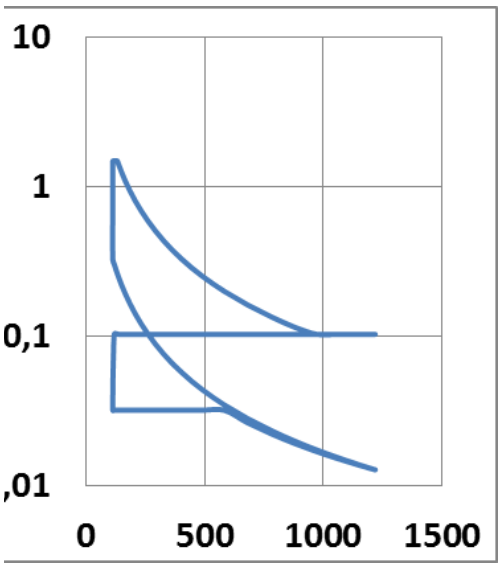
На рисунке 2.15 показаны два способа управления выпускным клапаном:

- способ «в» – раннее (до НМТ) открытие выпускного клапана, в точке когда давление на такте расширения становится равным давлению на выпуске;

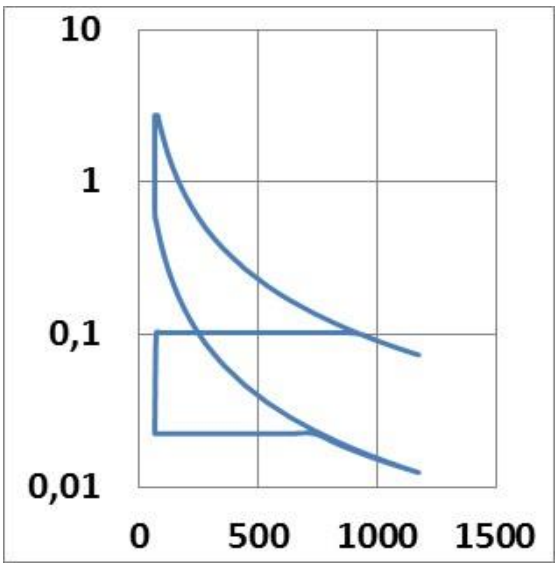
- способ «г» – позднее открытие (после НМТ) выпускного клапана, когда давление в цилиндре на такте выпуска становится равным давлению на выпуске.

Управление моментом закрытия впускного клапана предоставляет возможность регулировать наполнение без дросселирования.

Бездроссельное регулирование мощности двигателя с принудительным зажиганием всегда вызывало интерес у исследователей. Один из способов реализации этой идеи – управление высотой открытия впускного клапана только отчасти решает эту проблему. Потери на всасывание остаются. Управление же наполнением цилиндра за счёт регулирования момента закрытия впускного клапана как идея более привлекательна, но и здесь всё не так однозначно.



«в»



«г»

Рисунок 2.15. Способы управления выпускным клапаном.
способ «в» – раннее открытие;
способ «г» – позднее открытие выпускного клапана

Бездроссельное регулирование наполнения предполагает введение регулируемого отношения *At*. Как было отмечено ранее, с увеличением отношения *At*, одновременно с уменьшением количества впускаемого рабочего тела, снижается эффективная степень сжатия (см. рисунок 2.5) и степень повышения давления, что приведёт к снижению термического и соответственно индикаторного КПД со всеми вытекающими последствиями. Снижение η_i практически сводит к минимуму выигрыш от снижения насосных потерь. На режимах малых нагрузок, при регулировании наполнения цилиндров путём раннего закрытия впускного клапана, улучшение η_e по сравнению с использованием варианта с фиксированным коэффициентом A_t, но с повышенной геометрической степенью сжатия, не превышает 2-3%.

На режимах малых нагрузок и холостом ходу при больших соотношениях $\boldsymbol{A_t}$ появление «обратной петли» приведёт к увеличению насосных потерь. Расчётами показано, что для уменьшения вероятности получения «обратной петли» соотношение $\boldsymbol{A_t}$ не должно быть больше 1,35-1,4.

Количественное регулирование мощности двигателя за счёт регулирования раннего закрытия впускных клапанов будет эффективно при условии компенсации снижения эффективной степени сжатия. Это возможно за счёт повышения геометрической степени сжатия.

Проведены расчёты нагрузочных характеристик двигателя, работающего по циклу Отто с дросселированием и по циклу с регулированием наполнения путём изменения угла закрытия впускного клапана, с фиксированной степенью сжатия, а также с регулированием наполнения путём изменения угла закрытия впускного клапана, с переменной степенью сжатия. На рисунке 2.16 показаны нагрузочные характеристики двигателя работающего по циклу Отто с дросселированием и по циклу Миллера с различными вариантами регулирования, в том числе с регулированием наполнения путём изменения угла закрытия впускного клапана без дросселирования.

Анализ показал, что, при управлении наполнением за счёт раннего закрытия впускного клапана, снижение потерь на дросселирование сопровождается снижением индикаторного КПД из-за снижения эффективной степени сжатия. Этот эффект практически сводит к нулю выигрыш от снижения насосных потерь.

При управлении углами закрытия впускного и открытия выпускного клапанов (т.е. величиной отношения A_t) и степенью сжатия можно говорить об организации рабочего процесса газового двигателя с управляемым термодинамическим циклом (controlled thermodynamic cycle – CTDC). Но конструктивное воплощение двигателя, работающего по циклу с регулируемыми фазами газораспределения потребует решения весьма дорогостоящих и сложных конструкторских задач.

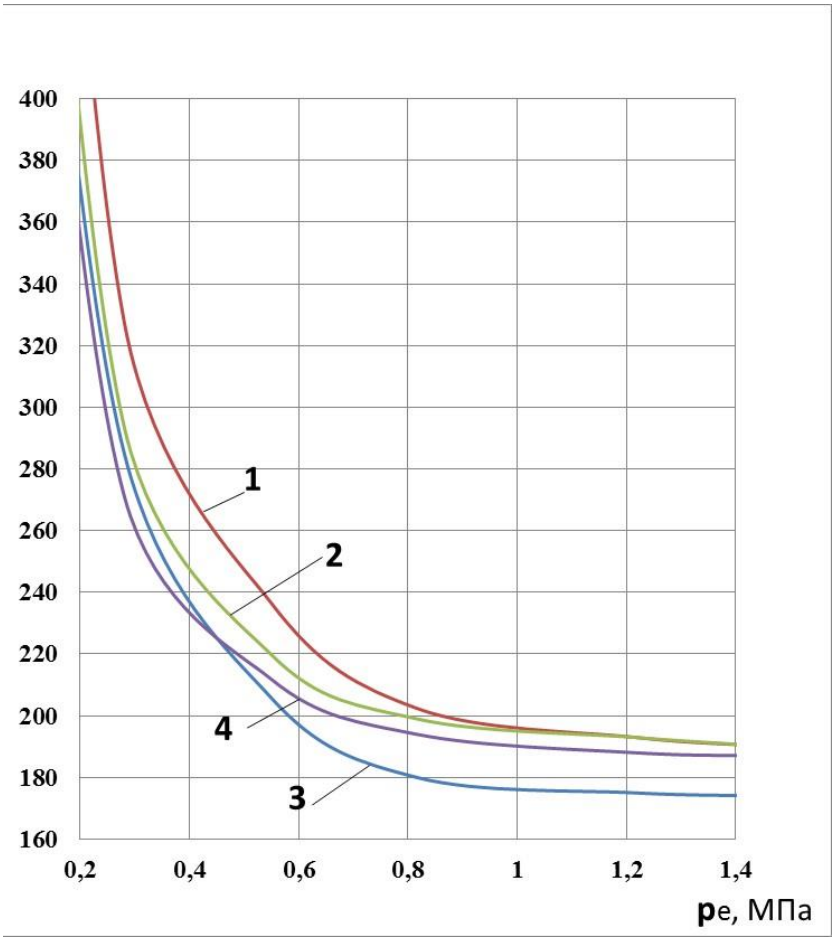


Рисунок 2.16. Нагрузочные характеристики двигателя работающего по циклу Отто с дросселированием и по циклам с регулированием наполнения путём изменения угла закрытия впускного клапана без дросселирования.

1 – цикл Отто с фиксированной степенью сжатия (=11);

2 – цикл с регулированием наполнения изменением угла закрытия впускного клапана, геометрическая степень сжатия =11.

3 – цикл CTDC с фиксированным отношением At (укороченными тактами впуска и выпуска) с геометрической степенью сжатия =17,5.

4 – цикл CTDC с регулированием наполнения изменением угла закрытия впускного клапана, управлением углом закрытия выпускного клапана и переменной геометрической степенью сжатия (от11 до 20).

Как частный случай цикла CTDC возможен вариант с фиксированными фазами газораспределения с укороченными тактами впуска и выпуска, с высокой геометрической степенью сжатия и высоким наддувом. Термический КПД и среднее давление такого цикла корректно описывается

зависимостью (2.51) при условии, что параметр «δ» (степень последующего расширения) определяется как

$$\delta_{-} = (V_{b1} / V_z) \qquad (2\ 123)$$

В этой зависимости объём в точке «b_1»отличается от объёма в точке «f»,и находится эта точка «b_1»между точками «z» и «f».

Применение термодинамического цикла с укороченными тактами впуска и выпуска с фиксированными отношением A_t и положением точки «b» при сохранении высокой геометрической степенью сжатия, представляет собой оптимальный вариант с точки зрения соотношения затрат на изменение конструкции и достигаемой эффективности в части снижения насосных потерь.

Выводы

В результате проведенных расчётных исследований разработана математическая модель определения основных показателей газового двигателя. Получены зависимости для определения термического КПД и среднего давления цикла для политропных процессов с учётом теплоты подводимой (или отводимой) на линиях расширения и сжатия. Предложенный метод расчёта позволил оценить различия в показателях циклов, осуществляемых разными способами, что методами классической теории двигателей сделать не удавалось.

Представленные во второй главе результаты исследований на основе математической модели термодинамических циклов со смешенным подводом и отводом теплоты позволили доказать возможность реализации цикла с укороченными тактами впуска и выпуска для высокофорсированного и экономичного газового двигателя. и отдать предпочтение способу организации рабочего процесса с продолженным расширением путём применения раннего закрытия впускного клапана (58-65 град. до НМТ) и раннего открытия выпускного клапана (25-25 град до НМТ), Результаты

исследований позволили сформулировать исходные требования по конструированию вала ГРМ, турбокомпрессору и системе питания.

Предложено понятие «управляемого термодинамического цикла» (CTDC) включающее в себя два момента: укороченный такт впуска и укороченный такт выпуска. Дано обоснование пределов регулирования тактами и дано описание формул для определения термического КПД и среднего давления такого цикла.

Применение цикла с укороченными тактами впуска и выпуска позволит увеличить термический и индикаторный КПД на 7-8% по всей нагрузочной характеристике, и на малых нагрузках улучшит эффективный КПД за счёт снижения насосных потерь на сходственных режимах

Получены зависимости для определения термического КПД и среднего давления цикла для политропных процессов. В основу расчётов положен способ определения подведённой и отведенной в цикле теплоты с учётом теплоты подводимой (или отводимой) на линиях расширения и сжатия. Рассчитанные по балансу подведенной и отведенной теплоты среднее давление и работа цикла с абсолютной точностью совпадает с расчётом этих параметров, выполненных по методу расчёта работы цикла по отдельным участкам.

Предложенный способ расчёта термического, индикаторного КПД и максимальных температур цикла позволяет рассчитать эффективные показатели двигателей по нагрузочным характеристикам с хорошей точностью совпадения с экспериментальными данными и прогнозировать характеристики проектируемых двигателей с новыми термодинамическими циклами на различных видах топлива.

ГЛАВА 3

Расчётное и экспериментальное исследование особенностей рабочих процессов газового двигателя

В работах отечественных учёных наиболее полно разработаны основные положения классической теории двигателей внутреннего сгорания [1,2,3,5,12,23,24].

Однозонная квазистационарная термодинамическая модель замкнутого цикла в цилиндре двигателя с турбокомпрессором разработана в 1970 г. д.т.н. Иващенко Н.А. В этой модели процессы сжатия, сгорания и расширения рассчитывались по методу Гриневецкого, расчёт процессов газообмена проводился по уравнениям баланса массы и энергии. Затем эта модель была усовершенствована и описана системой дифференциальных уравнений для открытой термодинамической системы.

Значительный вклад в развитие методов моделирования процессов в ДВС внесли исследователи под руководством Ивина В.И. Большой вклад в развитие моделирования и оптимизации процесса сгорания внёс Разлейцев Н.Ф.

В последние годы наиболее значимые работы по созданию усовершенствованной математической модели процессов в ДВС были проведены Кулешовым А.С. Им же проведен анализ современных методов расчёта рабочих процессов ДВС, в котором в частности отмечено, что наибольшей популярностью в мире пользуются программные продукты Computational Fluid Dynamic (CFD), KIVA (LosAlamos); STAR-CD (Computational Dynamics Ltd.); FIRE (AVL); VECTIS (Ricardo). Эти программы позволяют решать трёхмерные модели процессов смесеобразования, испарения, сгорания и образования вредных веществ в отработавших газах. Отмечается необходимость использования суперкомпьютеров и высокая трудоёмкость и стоимость расчётов при использовании этих программных продуктов. Более доступными, с точки

зрения сокращения времени на предварительные расчёты и адекватной оценки эффективности принимаемых решений по конструкции двигателя и организации рабочих процессов являются термодинамические одномерные модели расчётов. Кулешовым А.С. из зарубежных программных продуктов предпочтение отдано программам GT-Power (Gamma Technologies), BOOST (AVL), WAVE (Ricardo), а из отечественных разработок – программам серии ДИЗЕЛЬ (МГТУ им. Баумана).

Модель Кулешова А.С. реализованная в программе ДИЗЕЛЬ-РК /44/ предполагает пошаговое определение параметров рабочего тела в открытой термодинамической системе путём решения системы нелинейных алгебраических уравнений сохранения энергии и массы.

В настоящей главе рассмотрены результаты исследования рабочих процессов газовых двигателей на основе анализа технической литературы, выводов и рекомендаций отечественных и зарубежных исследователей. Приведена расчётная математическая модель газового двигателя и результаты анализа расчётных и экспериментальных исследований параметров газового двигателя с укороченным тактом впуска.

3.1 Исследование процессов сгорания и тепловыделения в действительном цикле двигателя при работе на природном газе

Рассмотрим особенности процесса сгорания газовых топлив для оценки внесения необходимых изменений в расчётные модели, созданных для бензиновых двигателей.

Для расчётного анализа газовых двигателей используются феноменологические модели, в которых немалая роль отводится описанию турбулентной скорости сгорания – как функции ламинарной скорости пламени и интенсивности турбулентности. В последние годы проведён ряд исследований, посвящённых изучению скорости распространения пламени в газовых двигателях.

Законы и условия распространения пламени в газовых двигателях изучались в работах [110-115]. Этими исследованиями установлено, что ламинарная скорость распространения пламени т/в смесей природного газа немного ниже чем для большинства других углеводородов. Состав углеводородов в топливе мало сказывается на скорости распространения пламени, поскольку для большинства из них эти скорости близки.

Изменение состава остаточных газов в ламинарном горящем слое не сильно влияет на скорость его распространения, и является только функцией его количества, независимо от свойств смеси.

Различные тенденции изменения ламинарной скорости для природного газа в сравнении с бензином показаны на рисунке 3.1 как функция приведенных температуры и давления.

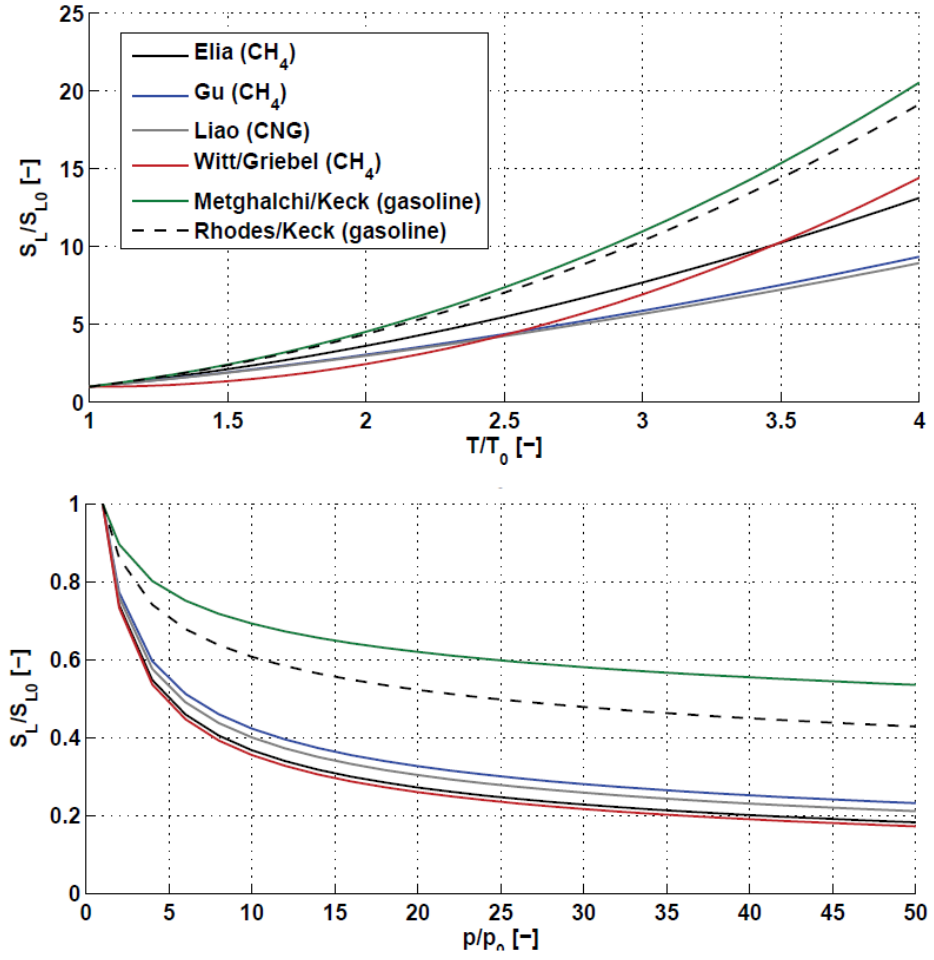


Рисунок 3.1. Зависимости ламинарной скорости пламени от температуры и давления, полученные в различных исследованиях [110]

Снижение скорости распространения пламени является определяющим только при сгорании бедных т/в смесей. В этом случае большее значение приобретают скорость движения заряда в камере сгорания и его плотность.

Напомним, что увеличение скорости сгорания:

- позволяет работать на более бедной смеси;

- для двигателей, работающих на стехиометрии где высока вероятность детонации, высокие скорости сгорания эту вероятность снижают;

- высокая скорость сгорания снижает цикловую неравномерность.

Скорости распространения ламинарного пламени приведены в табл.3.1.

Как отмечает ряд исследователей [113-119] наиболее точно характер выгорания топлива определяет полуэмпирические зависимости на базе функции Вибе. Этого вполне достаточно, чтобы описать реальные процессы, происходящие при сгорании и тепловыделении, в том числе в газовых двигателях без сложных и не всегда адекватных расчётов, связанных с вычислением турбулентной скорости выгорания, учитывающей ламинарные скорости и турбулизацию заряда перед воспламенением.

В работах [120,121] получила развитие аналитическая модель для расчёта параметров газового двигателя. Модель расчёта давления дана в цифровой форме без необходимости дифференциальные уравнения. Модель основана на физических расчётах по уравнению состояния с учётом реальных компонентов продуктов сгорания.

Основные различия в характере протекания рабочих процессов в бензиновых и газовых двигателях определяются отличиями в свойствах топлив, и, как следствие, в различиях основных показателей рабочей смеси, и индикаторных показателях.

Таблица 3.1 Основные характеристики газовых топлив [110].

	Ср кДж/кг град	Молекулярная масса	Низшая теплота сгорания кДж/кг	Стехиометрическое соотношение моль/моль	Ламинарная скорость сгорания м/с	Миним. энергия воспламенения, 10-5 Дж	Пределы горения	
							бедной смеси	богатой смеси
Метан	2,21	16,043	50 016	9,52	0,34	33	5	15
Этан	1,75	30,069	47 489	16,66	0,4	42	3	12,5
Пропан	1,62	44,096	46 357	23,8	0,4	30,5	2,2	11,2
Бутан	1,64	58,123	45 742	30,94	0,37	29	1,86	8,41
Пентан	1,62	72,15	45 355	38,08	0,37	28	1,4	7,8
Гексан	1,62	86,177	45 105	45,22	0,4	25	1,25	7

Некоторые свойства различных газов, являющихся основными компонентами товарных газовых топлив приведены в таблице 3.2.

Таблица 3.2. Основные теплофизические свойства газовых топлив

Параметры	Метан	Пропан	Биогаз
Доля в газовой смеси по объёму, в долях			
двуокиси углерода	-	-	-0,3
метана	1,0	-	0,7
пропана	-	1,0	-
Доля в газовой смеси по массе, в долях			
двуокиси углерода	-	-	0,54
метана	1,0	-	0,46
пропана	-	1,0	-
Кажущаяся молекулярная масса	16,0	44,0	31,1
Плотность газовой фазы при н.у., кг/куб.м.	0,714	1,964	1,391
Теплота сгорания, низшая, кДж/кг	51258	46555	23528
Теоретически необходимое для сгорания кол-во воздуха, кг/кг	17,24	15,68	12,07
Теоретически необходимое для сгорания кол-во воздуха, куб.м/куб.м	9,52	23,81	6,67
Расчетная теплота сгорания кДж/куб.м	36 613	91 447	25 060
Теплота сгорания 1 моля стехиометрической смеси(кДж/моль)	3402	3667	3268
Октановое число (ОЧИ)	115	110	115

Наиболее важным параметром при оценке газов как моторных топлив являются энергетические параметры. Объемная теплота сгорания у всех газовых топлив существенно ниже, чем у дизтоплива.

Важным показателем для оценки параметров теоретического цикла является максимальная температура цикла T_z. Помимо влияния T_z на

индикаторные показатели этот параметр важен и для оценки общей теплонапряженности двигателя и интенсивности образования оксидов азота в отработавших газах. Расчеты показывают, что при использовании газовых топлив снижаются максимальные температуры цикла. Это снижение вызывает уменьшение степени повышения давления, чему способствует и более низкий коэффициент молекулярного изменения. Снижение максимальной температуры цикла вызвано уменьшением теплоты сгорания моля свежей смеси (около 9%) и уменьшением на 0,5...1% теплоёмкости продуктов сгорания. Теплоёмкость снижается за счет меньшей доли CO_2 в продуктах сгорания газовых топлив.

Среднее давление теоретического цикла при использовании газовых топлив уменьшается главным образом из-за уменьшения объёмной теплоты сгорания топливно-воздушной смеси и уменьшения степени повышения давления. При использовании газовых топлив характер изменений показателей политроп сжатия n_1 и расширения n_2 не будет сказываться на изменении среднего индикаторного давления цикла. Таким образом, если бы процесс сгорания на бензине и на газовых топливах, частности на метане, протекал одинаково, то использование метана наряду с уменьшением индикаторного КПД на 3...5%, приведет и к уменьшению среднего давления цикла на 10...12%.

Для анализа процессов сгорания и тепловыделения с количественной оценкой различий при работе на различных видах топлива, требуются экспериментальные данные о характере изменения таких показателей действительного цикла, при использовании газовых топлив, как длительность сгорания и количество выделившегося теплоты в характерных точках цикла.

Для получения опытных данных было проведено индицирование безнаддувного двигателя рабочим объёмом 1,6 литра с использованием в качестве топлива бензина и природного газа. Наиболее характерные

диаграммы были взяты по максимальному давлению цикла с точностью + 4% при доверительной вероятности 0,95.

На рис. 3.2 показаны параметры процесса сгорания для двух топлив - бензина и метана.

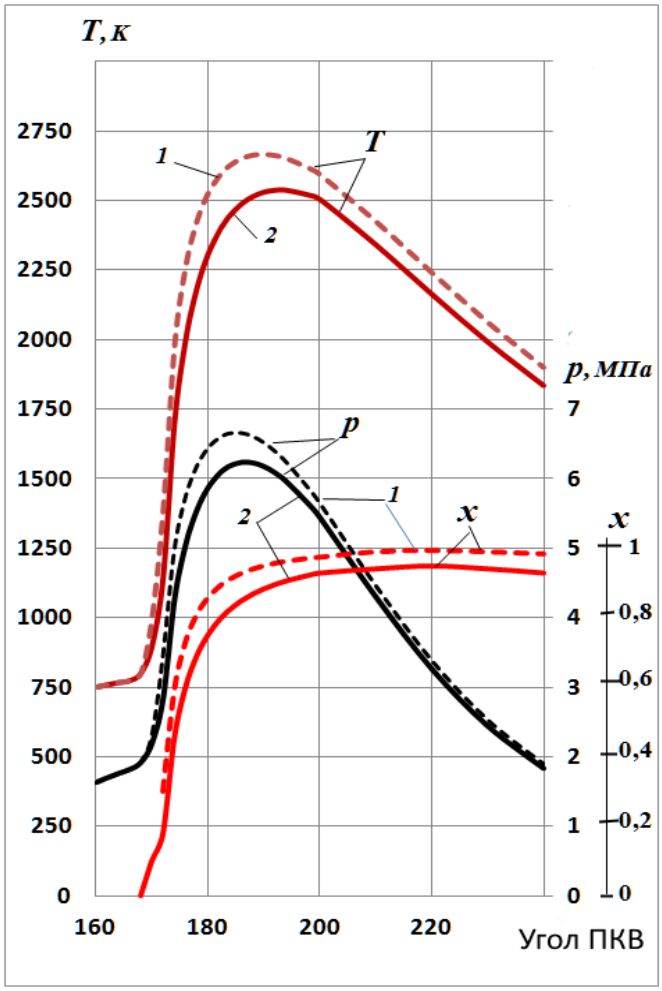


Рисунок 3.2. Параметры процесса сгорания для двух топлив:

1 – бензин и 2 – природный газ

В процессе обработки индикаторных диаграмм проводился расчет температур цикла, скорости выгорания заряда, коэффициента активного тепловыделения, скорости активного тепловыделения в функции утла поворота коленчатого вала. В расчете учитывалось изменение параметров рабочего тела в процессе горения.

Рассмотрим длительность фаз сгорания исследуемых топлив. Наибольшая длительность φI соответствует работе двигателя на чистом метане, Наименьшая - на бензине. Так, на стехиометрических составах

смеси перевод двигателя на метан увеличивает φI на 5...7° ПКВ. Такая закономерность сохраняется практически на всех скоростных и нагрузочных режимах. Только при нагрузках менее 10% от p_{imax} увеличение φI на метане составило 8...10° ПКВ по сравнению с бензином.

При изменении состава топливовоздушной смеси наименьшая разность в длительностях φI бензина и метана наблюдается на богатых составах смеси, наибольшая − на бедных. Причем с увеличением α в диапазоне от 0,9 до 1,1 длительность φI на метане увеличилась на 15° ПКВ, а на бензине - только на 5° ПКВ.

Наименьшая длительность φII имеет место при работе на метане, наибольшая – на бензине. Однако, отличия уже не так велики, как при рассмотрении φI и составляют, например, между бензином и метаном 2...3° ПКВ на всех составах смеси. С уменьшением нагрузки разница между бензином и метаном увеличивается на 5...7° ПКВ

Как известно, длительность основной фазы сгорания подчиняется законам распространения турбулентного пламени и определяется пульсационной скоростью крупномасштабной турбулентности. Свойства топлива не должны оказывать влияния на длительность φII. От фундаментальной скорости сгорания топлива зависит ширина зоны сгорания турбулентного пламени в двигателе с искровым зажиганием и тем самым проявляется её влияние на длительность сгорания в основной фазе. В разделе 3.1 отмечалось, что метан имеет фундаментальную скорость сгорания выше, чем бензин, что и является причиной сокращения длительности φII.

Отличия в длительности φII на метане и на бензине не столь существенны, чтобы повлиять на показатели двигателя. Как уже отмечалось выше, улучшение рабочего процесса за счет сокращения длительности фазы сгорания возможно тогда, когда φII превышает 40...45° ПКВ. В наших опытах длительность основной фазы сгорания была выше этого уровня

только на режимах малых нагрузок (p_i = 0,15... 0,2 от p_{imax}) на средних нагрузках при $\alpha > 1{,}15$.

Таким образом, небольшое сокращение длительности φII не является основной причиной изменения показателей двигателя при переводе его на метан.

Рассмотрим характеристики тепловыделения в двигателе, работающем на исследуемых топливах. Результаты обработки индикаторных диаграмм показали, что на всех нагрузочных режимах, при всех составах смеси ξmax при работе на метане выше, чем на бензине.

При работе на метане наиболее ощутимое улучшение динамики тепловыделения состоит в повышении доли теплоты, выделившегося до Tmax.

Увеличение ξmax, а в еще большей степени увеличение ξт и является основной причиной поведения индикаторных показателей двигателя при работе на метане. Ухудшение динамики тепловыделения связано в первую очередь с большим временем, затрачиваемым на подготовительные предпламенные процессы. Увеличение начальной ширины зоны сгорания и, следовательно, ширины зоны турбулентного горения способствует снижению массовой скорости сгорания заряда в цилиндре и снижению скорости тепловыделения $\frac{d\xi}{d\varphi}$.

Уменьшение доли теплоты, выделившегося до Tmax при работе на метане, становится особенно заметно с уменьшением нагрузки, что хорошо согласуется с относительным снижением ηi на этих нагрузках по сравнению с бензином.

Сравнивая относительные потери из-за неполноты сгорания и несовершенства динамики тепловыделения, можно отметить, что эти потери находятся на одинаковых нагрузочных режимах на одном уровне как для метана, так и для бензина,

Увеличение доли теплоты, выделившегося до Tmax, имеет важное значение в случае использования метана в двигателях с высокой степенью сжатия. Как известно, с повышением ε коэффициент ξт снижается, хотя полнота сгорания ξв’ остается практически без изменений. При низких степенях сжатия коэффициент ξт и на бензине имеет высокие значения и резервов по улучшению процесса при переходе на метан меньше. В связи с этим применение метана наиболее эффективно при высоких степенях сжатия.

Повышение скорости сгорания и тепловыделения на метане способствует увеличению максимального давления цикла и приближает, тем самым, действительный рабочие цикл к теоретическому. Уменьшение догорания топлива на линии расширения приводит к увеличению значений показателя политропы на участке от Tmax до 50…70° п.к.в. и влечет за собой более интенсивное снижение давлений цикла на этом участке. При дальнейшем расширении газов из-за увеличенной теплоёмкости продуктов сгорания и меньшей теплоотдачи в стенки камеры сгорания показатель политропы становится меньше, чем на бензине.

На метане Pmax во всем диапазоне α ниже, причем с обеднением состава смеси падение Pmax на метане происходит более интенсивно. Так, если при $\alpha = 0{,}95$ разница в Pmax между бензином и метаном составляла 1,5…2% то при $\alpha = 1{,}1$ увеличивается до 5...6%.

Рассматривая зависимость Tmax от α, можно отметить, что так же, как и p_{max}, максимальная температура цикла на метане падает менее интенсивно с обеднением смеси. Это приводит к тому, что при $\alpha > 1{,}05…1{,}1$ максимальная температура цикла на метане становится выше, чем на бензине.

3.2. Моделирование рабочего процесса с учётом конечной скорости выделения теплоты

При расчётах была использована адаптированная в ФГУП «НАМИ» двухзонная математическая модель процесса сгорания и образования выбросов оксидов азота No_x, разработанная профессором В.А. Звоновым. Небольшие корректировки были внесены с целью учёта свойств газового топлива.

При математическом моделировании сгорания и образования оксидов азота в двигателе процесс сгорания был условно разделен на две зоны: зону свежей смеси и зону продуктов сгорания. Зона свежей смеси представляет собой смесь остаточных газов с воздухом, поступившим в цилиндр при наполнении. Перед началом сгорания эта зона занимает весь объем цилиндра. В ходе сгорания происходит увеличение объема зоны продуктов сгорания. При разработке двухзонной математической модели процесса сгорания принимались следующие допущения.

Расчет процесса сгорания выполняется по заданному относительному полному тепловыделению (закону сгорания). Горение топлива в цилиндре протекает с локальным коэффициентом избытка воздуха в зоне горения, значение которого в процессе сгорания не меняется $\alpha_{гн}= 1$. Для определения давления и средней по объему цилиндра температуры рабочего тела в различные моменты процесса сгорания применено допущение о мгновенном перемешивании продуктов сгорания и свежей смеси. Для расчета процесса образования оксидов азота использована двухзонная математическая модель процесса сгорания и образования оксидов азота в зоне продуктов сгорания.

Особенностью методики является:

– расчет равновесного состава в зоне продуктов сгорания для одиннадцати компонентов на каждом шаге расчета [5];

– кинетический расчет образования термических оксидов азота по цепному механизму Я.Б. Зельдовича [6];

– учет потерь теплоты на диссоциацию и теплообмен со стенками камеры сгорания;

В основу методики положены упрощенные математические модели процессов наполнения и сжатия.

Свойства рабочего тела, параметры процесса наполнения и процессы сжатия определялись по известным зависимостям [1,5].

Химический коэффициент молекулярного изменения заряда в цилиндре при сгоронии топлива со средним по цилиндру избытком воздуха

$$\beta_0 = 1 + \frac{\frac{\mathrm{H}}{4} + \frac{\mathrm{O}}{32}}{\alpha M_0}. \qquad (3.1)$$

Действительный коэффициент молекулярного изменения при этих условиях

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma}{1 + \gamma} \qquad (3.2)$$

Объем, занимаемый рабочим телом в начале сгорания

$$V_{\text{нг}} = V_1 = V_{\text{с}} + \frac{V_{\text{h}}}{2}\left[1 + \frac{1}{\lambda} - \cos\varphi_{\text{нг}} - \frac{1}{\lambda}\sqrt{1 - \left(\lambda \sin\varphi_{\text{нг}}\right)^2}\right], \text{ м}^3. \qquad (3.3)$$

Температура рабочего тела в начале сгорания

$$T_{\text{нг}} = T_1 = T_{\text{с}}\left(\frac{V_{\text{с}} + V_{\text{h}}}{V_{\text{нг}}}\right)^{k_{\text{с}}-1}, \text{ K}. \qquad (3.4)$$

Давление в начале сгорания

$$p_{\text{нг}} = p_1 = p_{\text{a}}\left(\frac{V_{\text{с}} + V_{\text{h}}}{V_{\text{нг}}}\right)^{k_{\text{с}}}, \text{ МПа}. \qquad (3.5)$$

Средняя мольная изохорная теплоемкость заряда цилиндра в начале сгорания

$$mC_{\text{vm нг}} = mC_{\text{vm1}} = a_{\text{см}} - 8{,}314 + b_{\text{см}}T/2, \text{ кДж/(кмоль·К)}, \qquad (3.6)$$

Баланс теплоты и работы на основе первого закона термодинамики:

$$dU = dQ_{\text{и}} - dL + q_1 dm_1 - q_2 dm_2 \qquad (3.7)$$

где: $Q_ц$ – количество введенной с топливом теплоты;

L – работа цикла;

q_1- введённая в цикл теплота;

m_1- масса рабочего тела

q_2- отведенная из цикла теплота;

Примем во внимание, что

$$dU = udm - mdu \tag{3.8}$$

или:

$$dU = c_v(T)Tdm + mc_v(T)dT + mTdc_v(T) \tag{3.9}$$

Теплота, вводимая с топливом за цикл определялась:

$$Q_ц = \frac{H_u V_a p_a \mu_s}{\mu R T_a (1 + \alpha l_0)} \tag{3.10}$$

где Hu – низшая теплота сгорания,

μ_s - молекулярная масса рабочей смеси;

V_a – объём цилиндра в конце такта впуска;

p_a – давление в цилиндре в конце такта впуска;

μR – универсальная газовая постоянная;

T_a – температура в конце такта впуска, К;

α – коэффициент избытка воздуха;

l_0 – стехиометрическое соотношение (кг/кг)

Низшая теплота сгорания газового топлива:

$$Hu_T = \sum Hu_i \times r_i \tag{3.11}$$

где: Hu_i -низшая теплота сгорания компонента газового топлива;

r_i – содержание компонента в газовом топливе.

Молекулярная масса газового топлива

$$\mu_T = \sum r_i \cdot \mu_i \tag{3.12}$$

μ_i – молекулярная масса компонента газового топлива

Молекулярная масса рабочей смеси в цилиндре:

$$\mu_c = \mu_T \frac{1}{1 + \alpha l_0} + \mu_a \frac{\alpha l_0}{1 + \alpha l_0} \tag{3.13}$$

где: μ_a- молекулярная масса воздуха

Закон тепловыделения определялся по зависимости Вибе:

$$Q_c = 1 - \exp(\frac{\varphi - \varphi_0}{\varphi_z})^{m+1} \quad (3.14)$$

где: Q_c – количество теплоты,

m – показатель сгорания,

φ_z – продолжительность сгорания, град. ПКВ

φ_0 – угол начала сгорания (в расчётах величина переменная), град. ПКВ.

φ- значение угла поворота коленчатого вала в текущий момент времени, град. ПКВ

Тогда:

$$\frac{dQ}{dt} = Q_Ц \frac{dQc}{dt} \quad (3.15)$$

Относительное полное тепловыделение на участке расчета

$$\Delta x_{12} = x_2 - x_1, \quad (3.16)$$

где x_1 — относительное полное тепловыделение к началу расчетного шага.

Теплота, выделившаяся на участке расчета вследствие сгорания топлива

$$Q_{12} = H_u B_Ц \Delta x_{12}, \text{ кДж}. \quad (3.17)$$

Теплота, подведенная к рабочему телу на участке расчета

$$Q_{i12} = Q_{12} - \Delta Q_w - \Delta Q_{дис}, \text{ кДж}. \quad (3.18)$$

где ΔQ_w —количество теплоты, отведенное в стенки камеры сгорания на участке расчета, кДж; определяется по методу Вошни;

$\Delta Q_{дис}$ —потери теплоты вследствие диссоциации продуктов сгорания, кДж; определяются по изменению на шаге расчета равновесных концентраций CO и H_2 в продуктах сгорания.

Значения ΔQ_w и $\Delta Q_{дис}$ при первом расчете каждого шага принимаются в первом приближении по предыдущему шагу, а затем вычисляются и уточняются в ходе дальнейших итераций.

Доля условных продуктов сгорания в цилиндре в конце участка расчета

$$r_{\text{пс2}} = \frac{x_2 \beta}{1 + (\beta - 1) x_2}. \qquad (3.19)$$

Объем рабочего тела в конце участка расчета (в точке 2)

$$V_2 = V_{\text{c}} + \frac{V_{\text{h}}}{2}\left[1 + \frac{1}{\lambda} - \cos\varphi_2 - \frac{1}{\lambda}\sqrt{1 - (\lambda \sin\varphi_2)^2}\right], \text{ м}^3. \qquad (3.20)$$

Заряд цилиндра в конце шага расчета

$$M_2 = M_{\text{c}}\left[1 + (\beta - 1) x_2\right], \text{ кмоль}. \qquad (3.21)$$

Средний объем рабочего тела на участке расчета

$$V_{12} = (V_1 + V_2)/2, \text{ м}^3. \qquad (3.22)$$

где V_1— объем рабочего тела в начале участка расчета (в точке 1), м^3.

Постоянная для рассматриваемого участка расчета величина

$$B_u = 2mC_{\text{vm1}}/8{,}314. \qquad (3.23)$$

Средняя мольная изохорная теплоемкость заряда в конце участка расчета

$$mC_{\text{vm2}} = r_{\text{пс2}}\left(a_\gamma + \frac{b_\gamma}{2} T_2\right) + (1 - r_{\text{пс2}})\left(a_{\text{см}} + \frac{b_{\text{см}}}{2} T_2\right), \text{ кДж/(кмоль·К)}. \qquad (3.24)$$

Если для рассматриваемого участка расчет выполняется первый раз (итерации еще не выполнялись), то значение T_2 принимается ориентировочно или равным T_1.

Давление в цилиндре в конце расчетного участка

$$p_{2i} = \frac{2 \cdot 10^{-3} Q_{i12} + p_1\left[(B_u + 1) V_1 - V_2\right]}{\left(B_u \dfrac{mC_{\text{vm2}}}{mC_{\text{vm1}}} + 1\right) V_2 - V_1}, \text{ МПа}. \qquad (3.25)$$

Средняя температура заряда в конце расчетного участка

$$T_{2i} = \frac{p_{2i} V_2}{8.314 \cdot 10^{-3} M_2}, \text{ К}. \qquad (3.26)$$

Определение давления и средней температуры в процессе сгорания ведется методом итераций. Если для рассматриваемого участка расчет выполнялся первый раз, то запомнив полученный результат ($T_2 = T_{2i}$; $p_2 = p_{2i}$).

Если расчет выполнялся повторно, то нужно проверить необходимость дальнейших итераций. При $\Delta p=|p_{2i}-p_2|<\Delta p_{доп}$ или $\Delta T=|T_{2i}-T_2|<\Delta T_{доп}$ итерации прекратить и перейти к выполнению следующего пункта. В противном случае — продолжить итерации (принять $T_2=T_{2i}$; $p_2=p_{2i}$).

Среднее давление в цилиндре на участке расчета

$$p_{12} = (p_1 + p_2)/2, \text{ МПа.} \qquad (3.27)$$

Условное давление в середине участка расчета при отсутствии сгорания (определяется для расчета потерь теплоты в стенки)

$$p_{012} = p_{нг}\left(\frac{V_{нг}}{V_{12}}\right)^{k_c}, \text{ МПа.} \qquad (3.28)$$

Расчет передачи теплоты в стенки цилиндра. Для расчета количества теплоты отведенного в стенки рабочего объема, используется уравнение Ньютона-Рихмана:

$$\frac{dQ}{dt} = (\alpha_{конв} + \alpha_{тп})(T_{рт} - T_{стц})F_e \qquad (3.29)$$

где: $\alpha_{рад}$ – коэффициент теплоотдачи при лучистом теплообмене;

$\alpha_{конв}$ – коэффициент теплоотдачи при конвекции;

F - площадь теплопередающей поверхности цилиндра, определяемой по зависимости (3.4).

Для определения коэффициентов теплоотдачи методика НАМИ была модифицирована исходя из тех соображений, что в отличии от дизельных и бензиновых двигателей рабочая смесь в газовых двигателях всегда находится в однофазном газообразном состоянии и могут быть применены методы теплотехники для газовых сред.

Коэффициент теплоотдачи определится через критерий Нуссельта:

$$\alpha_{конв} = \frac{Nu\lambda_a}{D} \qquad (3.30)$$

λ_a - коэффициент теплопроводности воздуха.

Значения критерия Нуссельта могут быть определены по известным зависимостям для турбулентного движения газа в трубе [40]:

$$\mathrm{Nu} = 0{,}2\,\mathrm{Re}^{0{,}21}\,\mathrm{Pr}^{0{,}43}\left[\frac{\mathrm{Pr}\,г}{\mathrm{Pr}\,\chi}\right]^{0{,}25}\varepsilon_e \qquad (3.31)$$

За определяющую температуру принимается средняя температура газа, за определяющий размер − диаметр цилиндра, D. Значения коэффициента ε_e.

$$\varepsilon_e = \int(S/D;\mathrm{Re}) \qquad (3.32)$$

в работе /40/ рекомендуется для S/B = 1…2 и Re= $1*10^6$…$5*10^6$ принимать равным ε_e=0,9, тогда для рассматриваемых условий процессов теплообмена можно принять:

$$\mathrm{Nu} = 0{,}122\mathrm{Re}^{0{,}8} \qquad (3.33)$$

Критерий Рейнольдса для рабочего тела определится из выражения:

$$\mathrm{Re} = \frac{V_n D}{\nu}_e \qquad (3.34)$$

где: V_n – средняя скорость поршня, м/с;

ν - кинематическая вязкость потока ($м^2/с$)

Кинематическая вязкость для рабочей смеси может быть рассчитана по зависимости:

$$\nu = ((324 - 1{,}5t)10^{-9}\,p + 16{,}81 + 0{,}0484t)10^{-6}\,\frac{287(t+273)}{p} \qquad (3.35)$$

Коэффициент теплоотдачи при лучистом теплообмене рассчитывался по зависимости [6]:

$$\alpha_{рад} = 4{,}25*10^{-9}\left[\frac{T_г^{\,4} - T_{ст}^{\,4}}{T_г - T_{ст}}\right]_e \qquad (3.36)$$

где: $T_г$ – температура газов в цилиндре;

$T_{ст}$– температура стенки цилиндра

Определение баланса теплоты при конвективном теплообмене:

$$\alpha_1(T_{\text{пл}} - T_{\text{в}})dxdy = C_{\text{рв}}\frac{dG_{\text{в}}}{d\tau}dT_{\text{в}} + C_{\text{ртп}}\frac{dG_{\text{тп}}}{d\tau}dT_{\text{в}} +$$

$$+C_{\text{ртп}}\frac{dm_{\text{пл}}}{d\tau}(T_{\text{в}} - T_{\text{пл}}) + C_{\text{ртп}}\frac{dm_{\text{к}}}{d\tau}(T_{\text{в}} - T_{\text{к}}) + \alpha_2 F(T_{\text{в}} - T_{\text{к}}) \qquad (3.37)$$

Количество теплоты Qw, подведенного к стенке цилиндра, определит первое граничное условие. Тогда:

$$\alpha_0(T_{\text{с}} - T_0) = \frac{Q_w}{X_w Y_w} \qquad (3.38)$$

Теплообмен между стенками цилиндра и охлаждающей жидкостью определит второе граничное условие. Принималось, что температура жидкости Тгб оставалась постоянной, а между рабочим телом и жидкостью находилась стенка толщиной δпр с теплопроводностью λпр. Тогда:

$$\frac{2\lambda_{\text{с}}}{\Delta X}\left(T_{\text{с}}^{(n-1} - T_c^{(n}\right) = \frac{\lambda_{\text{пр}}}{\delta_{\text{пр}}}\left(T_{\text{с}}^{(n} - T_{\text{г.б.}}\right) \qquad (3.39)$$

В зависимости от Тпс2 и р2 при заданном αг определяются равновесные концентрации в продуктах сгорания оксида углерода (rCO), молекулярных водорода (rH_2) и азота (rN_2), атомарного кислорода (rO), оксида азота (rNOр) и паров воды (rH_2O).

Общие потери теплоты на диссоциацию к концу участка расчета

$$Q_{\text{дис2}} = M_{\text{пс2}}(Q_{\text{CO}}r_{\text{CO}} + Q_{\text{H}_2}r_{\text{H}_2}), \text{ кДж.} \qquad (3.40)$$

Уточненное значение потерь теплоты на диссоциацию на участке расчета

$$\Delta Q_{\text{дис}i} = Q_{\text{дис2}} - Q_{\text{дис1}}, \text{ кДж,} \qquad (3.41)$$

где $Q_{\text{дис1}}$ — общие потери теплоты на диссоциацию к началу участка расчета.

Количество продуктов сгорания, образовавшихся на участке расчета

$$\Delta M_{\text{пс}} = M_{\text{пс2}} - M_{\text{пс1}}, \text{ кмоль,} \qquad (3.42)$$

здесь $M_{\text{пс1}}$ — количество продуктов сгорания в начале расчетного участка, кмоль.

С учетом ненулевой концентрации оксида азота в сжимаемом заряде определяем изменение объемной доли NO в продуктах сгорания, образовавшихся на участке расчета

$$\Delta r_{\text{NO обр}} = \frac{1{,}36\cdot 10^{14}\cdot e^{-\frac{37985}{T_{\text{пс2}}}}\cdot p_2\cdot r_{\text{N}_2}\cdot r_{\text{O}}\left[1-\left(\frac{r_{\text{NOcO}}}{r_{\text{NOp}}}\right)\right]}{24{,}94\cdot n\cdot T_{\text{пс2}}\left(1+\frac{2346}{T_{\text{пс2}}}\cdot e^{\frac{3365}{T_{\text{пс2}}}}\cdot\frac{r_{\text{NOcO}}}{r_{\text{O}_2}}\right)}\Delta\varphi. \qquad (3.43)$$

где r_{N_2}, r_{NOp}, r_{O}, r_{O_2} – равновесные концентрации азота, оксида азота, атомарного и молекулярного кислорода; определяются в ходе расчета равновесного состава продуктов сгорания при $\alpha_{\text{г}}$, $T_{\text{пс2}}$, p_2;

$r_{\text{NOсм}}$ – концентрация оксида азота в свежей смеси; задается в первом приближении, а затем уточняется в ходе выполнения итераций.

Концентрация оксида азота в образовавшихся на расчетном шаге продуктах сгорания

$$r_{\text{Nообр}} = r_{\text{Nосм}} + \Delta r_{\text{Nообр}}. \qquad (3.44)$$

Изменение доли оксида азота в продуктах сгорания, образовавшихся ранее

$$\Delta r_{\text{NO}} = \frac{1{,}36\cdot 10^{14}\cdot e^{-\frac{37985}{T_{\text{пс2}}}}\cdot p_2\cdot r_{\text{N}_2}\cdot r_{\text{O}}\cdot\left[1-\left(\frac{r_{\text{NO1}}}{r_{\text{NO p}}}\right)^2\right]}{24{,}94\cdot n\cdot T_{\text{пс2}}\cdot\left(1+\frac{2346}{T_{\text{пс2}}}\cdot e^{\frac{3365}{T_{\text{пс2}}}}\cdot\frac{r_{\text{NO1}}}{r_{\text{O}_2}}\right)}\Delta\varphi, \qquad (3.45)$$

где r_{NO1} — доля оксида азота в продуктах сгорания в начале расчетного шага.

Доля оксидов азота в продуктах сгорания в конце расчетного участка

$$r_{\text{NO2}} = \frac{\Delta M_{\text{пс}}\cdot r_{\text{NO обр}} + M_{\text{пс1}}\cdot\left(r_{\text{NO1}} + \Delta r_{\text{NO}}\right)}{M_{\text{пс2}}}. \qquad (3.46)$$

Доля оксида азота в целом по камере сгорания (цилиндру) в конце шага расчета

$$r_{\text{NOц}} = r_{\text{NO2}}\cdot r_{\text{пс}} + r_{\text{NOсм}}\cdot(1 - r_{\text{пс}}). \qquad (3.47)$$

Доля оксида азота в «сухих» продуктах сгорания

$$r_{\text{NO сух}} = \frac{r_{\text{NO2}}}{1 - r_{\text{H}_2\text{O}}}. \qquad (3.48)$$

Объемная доля водяных паров в камере сгорания

$$r_{\text{н}_2\text{O ц}} = r_{\text{н}_2\text{O}} \cdot r_{\text{пс}}. \qquad (3.49)$$

«Сухая» доля оксида азота в камере сгорания

$$r^{\text{сух}}_{\text{NO ц}} = \frac{r_{\text{NO ц}}}{1 - r_{\text{H}_2\text{O ц}}}. \qquad (3.50)$$

Концентрация оксида азота в свежей смеси

$$r_{\text{NOсм}} = r_{\text{NOц}} \cdot r_{\text{пс см}}, \qquad (3.51)$$

где $r_{\text{пс см}}$ —доля продуктов сгорания в сжимаемом заряде:

$$r_{\text{пс см}} = \frac{r_{\text{ps}} + \gamma}{1 + \gamma}. \qquad (3.52)$$

После определения $r_{\text{NOсм}}$ повторяется расчет образования оксида азота. Предварительные расчеты показали, что достаточно выполнить три итерации.

Определение индикаторных и эффективных показателей проводилась по известным в теории двигателей зависимостям /1-4/.

Работа, затраченная на выполнение процесса сжатия

Удельный выброс оксидов азота

$$e_{\text{NO}} = \frac{1{,}08 \cdot 10^8 r_{\text{N0ц}} M_2}{L_i \eta_{\text{м}}} \left(1 - r_{\text{ps}}\right), \text{ г/(кВт·ч)}. \qquad (3.53)$$

здесь M_2 – заряд цилиндра в конце процесса сгорания, кмоль.

Конструктивные параметры двигателя учитывались следующим образом:

Зависимость угла поворота коленчатого вала по времени:

$$\frac{d\varphi}{dt} = \frac{2\pi n}{60} \qquad (3.54)$$

где: φ – угол поворота коленчатого вала (ПКВ);

n – частота вращения, мин$^{-1}$

Фактическое положение поршня в каждой расчётной точке по углу ПКВ:

$$S(\varphi) = S - \left[R(1-\cos\varphi) + R\frac{\lambda}{4}(1-\cos 2\varphi) \right] \quad (3.55)$$

где: λ– отношение радиуса кривошипа *R* к длине шатуна

Объём цилиндра по углу

$$V(\varphi) = V_c + \frac{\pi D^2}{4} S(\varphi) \quad (3.56)$$

где: *D*– диаметр цилиндра.

Площадь поверхности цилиндра в зависимости от хода поршня:

$$F(\varphi) = \frac{\pi D^2}{4}(k_{кс}+1) + \pi D(h_{кс} + S(\varphi)) \quad (3.57)$$

где: $k_{кс}$ – коэффициент, учитывающий увеличение площади камеры сгорания в головке блока цилиндров (всегда >1).

$h_{кс}$ – условная высота камеры сгорания;

Площадь проходного сечения клапана рассчитывалась следующим образом.

Высота подъёма клапана в зависимости от высоты кулачка:

$$L = k_{к\text{-}к}\,(H_{кл}\text{-}\delta) \quad (3.58)$$

где: *L* – высота подъёма (ход) клапана;

$k_{к\text{-}к}$ – передаточное отношение «кулачок-клапан»;

$H_{кл}$ – высота профиля кулачка.

δ – тепловой зазор.

Принимается, что если $H_{кл}$ -< δ, то *L=0*

Тогда максимальная площадь проходного сечения клапана:

$$L > L_{lim} \Rightarrow A_t = \pi\left(\frac{d_{os}+d_{is}}{2}\right)\sqrt{\left(L - \frac{d_{os}-d_{is}}{2}tg\phi\right)^2 + \left(\frac{d_{os}-d_{is}}{2}\right)^2} \quad (3.59)$$

где: d_{os} – внешний диаметр седла калапана;

d_{is} – внутренний диаметр седла калапана;

ϕ - угол конуса клапана

Давление смеси перед впускными клапанами

$$p_s = p_0 - \Delta p_{вп}, \text{ МПа.} \quad (3.60)$$

Давление в цилиндре в конце условного наполнения

$$p_a = 0{,}5\,(p_s - p_{ср}), \text{ МПа.} \quad (3.61)$$

где $p_{ср}$ – среднее давление в цилиндре на такте наполнения, МПа.

Величина $p_{ср}$ может быть определена из соотношения

$$C_m F_п = \mu_{s\,ср} f_{s\,ср} W_{s\,ср}, \quad (3.62)$$

где $W_{s\,ср}$ – средняя для такта наполнения теоретическая скорость течения газа через впускные клапаны, м/с.

Так как при наполнении течение газа через впускные клапаны является подкритическим, то

$$W_{s\,ср} = \sqrt{2R_s T_s \frac{k_s}{k_s - 1}\left[1 - \left(\frac{p_{ср}}{p_s}\right)^{\frac{k_s - 1}{k_s}}\right]} = \sqrt{2R_s T_s} \cdot Z_s, \text{ м/с,} \quad (3.63)$$

где Z_s – показатель, характеризующий течение заряда через впускные клапаны

$$Z_s = \sqrt{\frac{k_s}{k_s - 1}\left[1 - \left(\frac{p_{ср}}{p_s}\right)^{\frac{k_s - 1}{k_s}}\right]}. \quad (3.64)$$

Из уравнения 1.26

$$Z_s = \frac{C_m F_п}{\mu_{s\,ср} f_{s\,ср}\sqrt{2R_s T_s}}. \quad (3.65)$$

По известной величине Z_s определим среднее давление в цилиндре при наполнении

$$p_{ср} = p_s\left(1 - \frac{k_s - 1}{k_s} Z_s^2\right)^{\frac{k_s}{1-k_s}}, \text{ МПа.} \quad (3.66)$$

Давление газа в выпускной системе

$$p_т = p_0 + \Delta p_{вып}, \text{ МПа.} \quad (3.67)$$

Давление остаточных газов

$$p_r = p_т\left(1 + a\frac{nS}{T_r}\right), \text{ МПа,} \quad (3.68)$$

где $a = 0{,}5\ldots0{,}6$ – эмпирический коэффициент.

Коэффициент остаточных газов

$$\gamma = \frac{p_r T_s}{\eta_{vs}(\varepsilon - 1)T_r p_s}, \quad (3.69)$$

где η_{vs} – коэффициент наполнения, значением которого задаемся в первом приближении, например, 0,8.

Температура заряда цилиндра в конце наполнения

$$T_a = \frac{T_s\left(\frac{p_a}{p_s}\right)^{\frac{k_s-1}{k_s}} + \Delta T_т + \gamma T_r}{1 + \gamma}, \text{ К.} \quad (3.70)$$

Коэффициент наполнения по параметрам газа во впускном ресивере

$$\eta_{vs} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{p_s} \cdot \frac{T_s}{T_a(1 + \gamma)}. \quad (3.71)$$

Определение механических потерь.

При проведении настоящей работы учитывалось, что газовый двигатель создаётся не заново, а на базе существующего дизельного двигателя. Это упрощает задачу определения механических потерь для газового двигателя, поскольку имеется возможность получить мехпотери путём прокрутки.

На рисунках 3.3 и 3.4 показаны механические потери для 8-ми цилиндрового V- образного двигателя рабочим объёмом 11,7 литра, 6-ти цилиндрового рядного двигателя рабочим объёмом 6,65 литра.

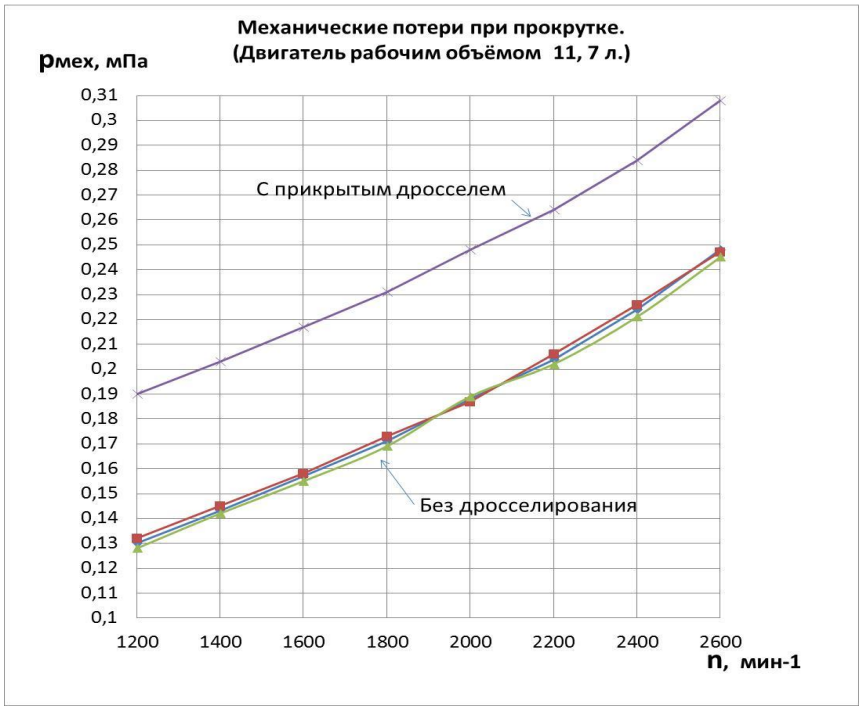


Рисунок 3.3. Среднее давление механических потерь для 8-ми цилиндрового двигателя

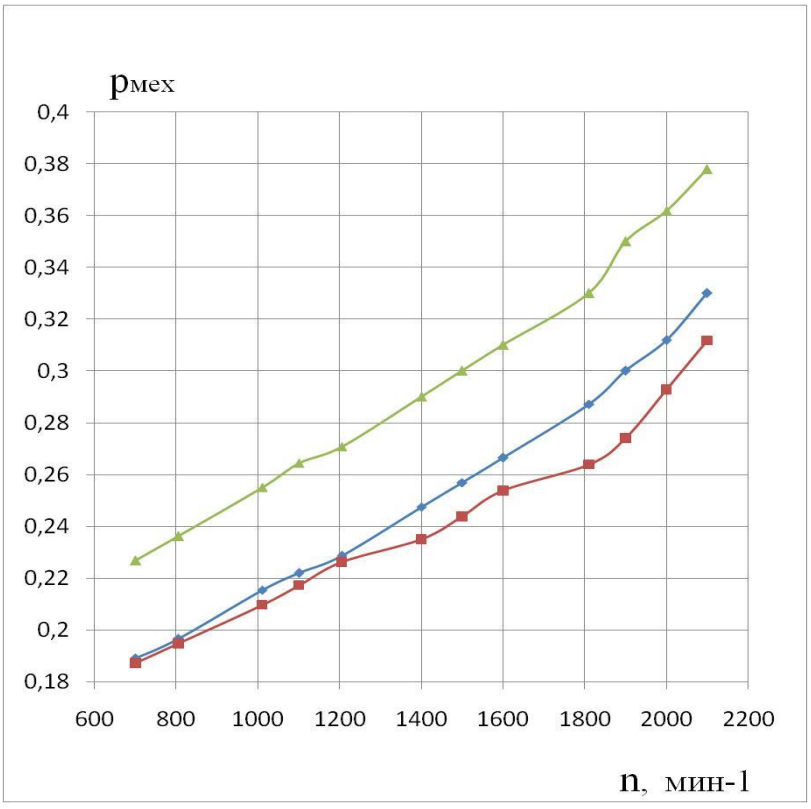


Рисунок 3.4. Среднее давление механических потерь для 6-ти цилиндрового двигателя

Для 6-ти цилиндрового двигателя изменение механических потерь от частоты вращения аппроксимируется зависимостью, принятой для дальнейших расчётов:

$$p_{мех} = 3E\text{-}11n^3 - 8E\text{-}08n^2 + 0{,}0002n + 0{,}0998 \quad (3.72)$$

где: n – частота вращения (мин-1)

Расчётная модель была реализована для определения основных показателей газового двигателя основные технически данные которого принятые для расчета приведены в таблице 3.3.

Таблица 3.3. Технические данные двигателя.

Цикл	Отто	Миллер
Рабочий объем двигателя, геометрический л	6,65	6,65
Рабочий объем двигателя, действительный, л	6,65	4,23 – 5,12
Геометрическая степень сжатия	17,5	17,5
Действительная степень сжатия	17,5	11,5 – 13,5
Порядок работы цилиндров двигателя согласно нумерации по ГОСТ 23550-79	1-5-3-6-2-4	1-5-3-6-2-4
Диаметр цилиндра, мм	105	105
Ход поршня, мм	128	128

3.3. Анализ индикаторных и эффективных показателей газовых двигателей, конвертируемых из дизелей

Рассмотрим действительный цикл с конечной скоростью подвода тепла и влияние продолжительности сгорания и коэффициента тепловыделения на индикаторные показатели η_i и p_i для разных топлив. Анализ может быть проведен по уравнениям тепловыделения и работы цикла с учетом связей показателей рабочего процесса p_i, η_i и p_{max} с параметрами, зависящими от характера тепловыделения – коэффициентом активного тепловыделения ξ_T при T_{max}; продолжительностью видимого сгорания $\varphi_{вид}$, которое принимается равным сумме длительности сгорания от начала отрыва линии давления от линии сжатия $\varphi_{c'}$ до ВМТ и длительности сгорания $\varphi_т$от ВМТ до T_{max}.

В расчётах использовался характер тепловыделения, показанный на рисунке 3.5.

Следует отметить, что в случае, когда характеристики сгорания для разных топлив получены на одном двигателе, с одинаковыми конструктивными параметрами, индикаторное p_i для метана на 15...18% меньше, чем для бензина. Для других углеводородных топлив снижение индикаторного p_i занимает промежуточное положение. Влияние на показатели рабочего процесса изменений на одну и ту же величину параметров тепловыделения для разных видов газовых топлив носит одинаковый характер.

Улучшение параметров действительного рабочего процесса при работе на газовых топливах, и в первую очередь для метана может быть получено за счет сокращения длительности основной (видимой) фазы сгорания, увеличения доли тепла, выделившегося до T_{max}, и увеличения полноты сгорания. Уменьшение длительности $\varphi_{вид}$ по сравнению с работой на бензине на 10° п.к.в. обеспечит повышение η_i и p_i только на 2-4%. Однако влияние сокращения $\varphi_{вид}$на эти показатели оказывается существенным, как и при

работе на бензине, только при длительности сгорания более 40° п.к.в., что имеет место на малых и средних нагрузках.

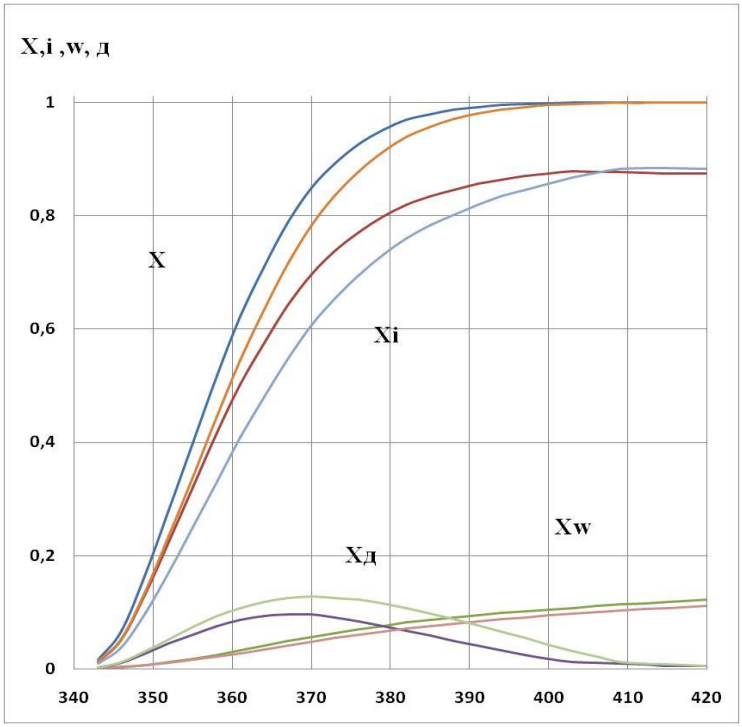


Рисунок 3.5. Характеристики тепловыделения на номинальном режиме:

X - относительное полное тепловыделение;

Xi - относительное индикаторное тепловыделение;

Xw - относительные потери теплоты в стенки камеры сгорания;

Xд - относительные потери теплоты на диссоциацию газов

Наиболее эффективно способствует повышению η_i и p_i количество тепла, выделившееся до T_{max}, характеризуемое $\xi_т$. Увеличение $\xi_т$ на 10% сопровождается увеличением η_i и p_i на 5...6%. Увеличение полноты сгорания, характеризуемое коэффициентом активного тепловыделения $\xi_{b'}$, также будет способствовать увеличению индикаторных показателей, но в меньшей степени, чем $\xi_т$.

В целом, улучшение динамики тепловыделения в диапазоне, ограниченном реальными значениями, за счет оптимизации углов опережения зажигания, смесеобразования, теплового режима двигателя позволит увеличить η_i и p_i при работе на метане на 5…7%. Дополнительный

резерв увеличения η_i и p_i заключается в оптимизации конструктивных параметров двигателя, и в первую очередь – степени сжатия.

Проведено сравнение показателей дизельного и газового двигателя по внешней скоростной характеристике

Характер протекания развёрнутой индикаторной диаграммы реального дизельного двигателя на полной нагрузке показан на рисунке 3.6. А на рисунке 3.7 показана расчётная индикаторная диаграмма для дизельного двигателя и газового на его базе.

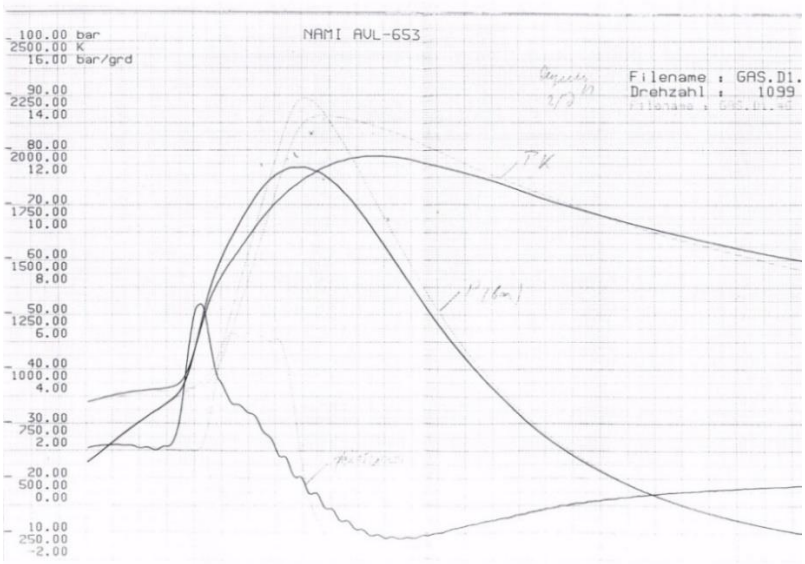


Рисунок 3.6. Развёрнутая индикаторная диаграмма реального двигателя (D/S 120/130, рабочий объём цилиндра 1470 куб.м.)

При расчётах предполагалось, что газовый двигатель создаётся на базе дизельного с изменением степени сжатия с 17,5 до 11,5.

Характер индикаторных диаграмм подтверждает, что на режимах полных нагрузок при переводе дизеля на цикл Отто на газовом топливе не следует ожидать существенного изменения среднего давления цикла.

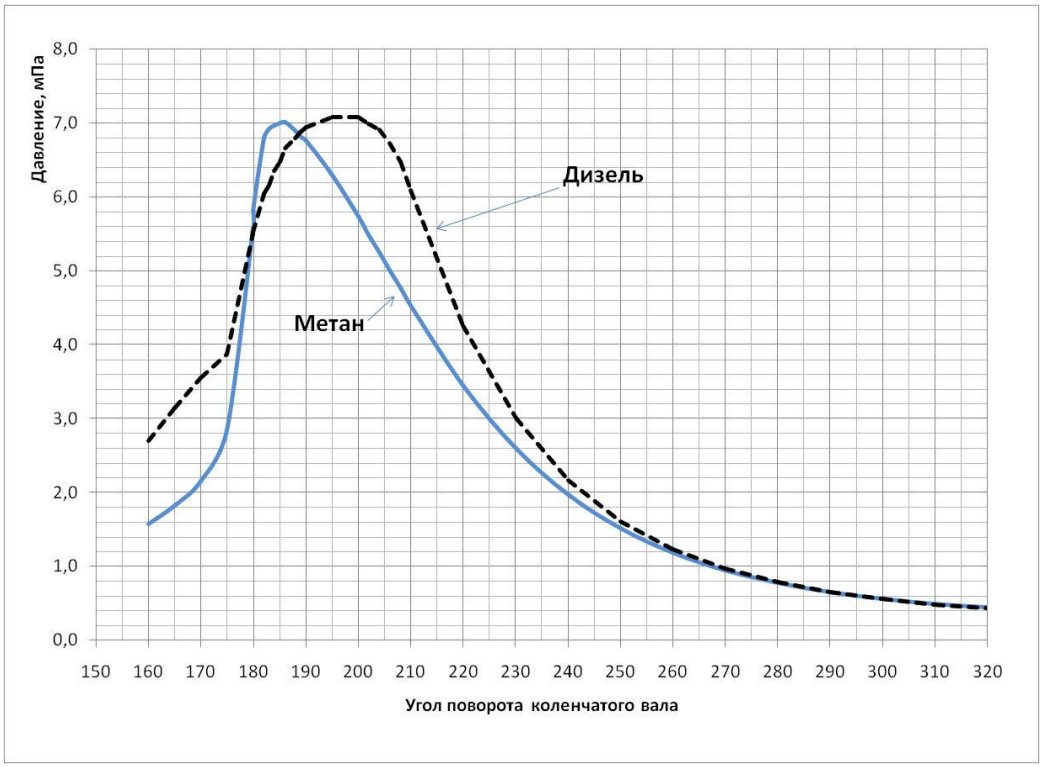


Рисунок 3.7. Расчётная развёрнутая индикаторная диаграмма

На рисунке 3.8 показаны свёрнутые индикаторные диаграммы

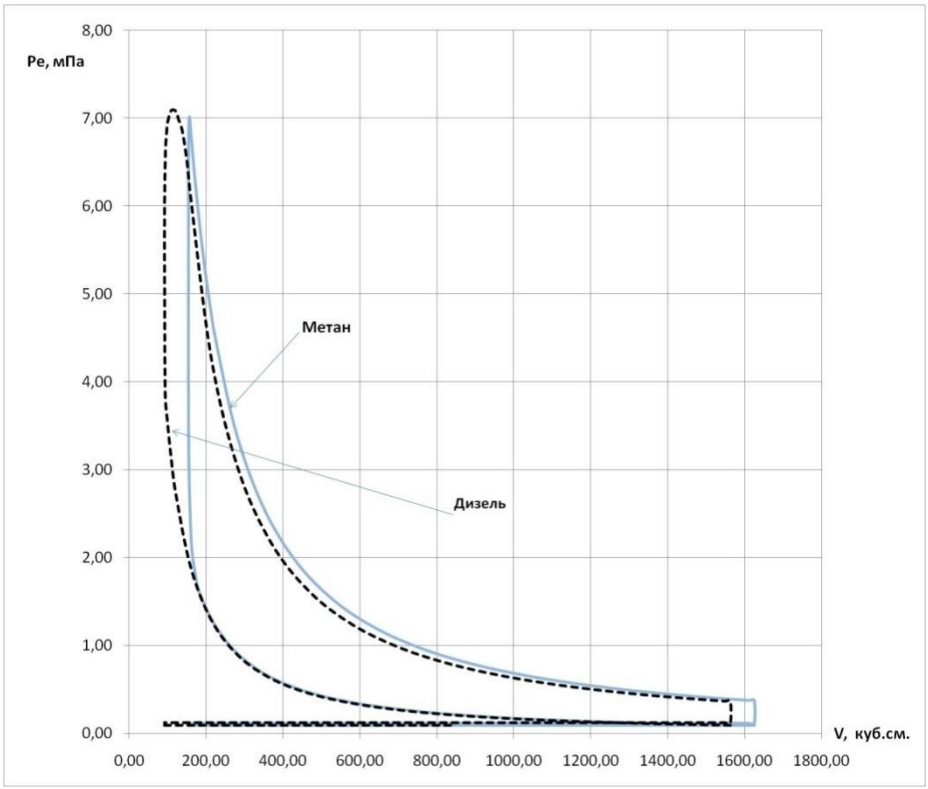


Рисунок 3.8. Индикаторная диаграмма дизельного и газового двигателя

При сравнении нагрузочных характеристик газового и дизельных двигателей обращает на себя внимание существенное ухудшение топливной экономичности газового двигателя при снижении нагрузки.

С одной стороны, у двигателя с искровым зажиганием индикаторный КПД мало изменяется с уменьшением нагрузки, тогда, как в двигателях с воспламенением от сжатия при составах топливно-воздушной смеси более 1,5 – 1,8 (а это нагрузка менее 70%) снижение уже заметно.

Но в двигателях с искровым зажиганием при дросселировании существенно возрастают потери на такте впуска. На режимах малых нагрузок это приводит практически к 30% ному увеличению механических потерь.

Для наглядности значения давления в цикле показаны на логарифмической шкале (рисунок 3.9).

Безусловно, что эти потери и объясняют причину существенного увеличения расходов топлива газового двигателя на малых нагрузках.

На рисунке 3.10 показаны внешние скоростные характеристики реальных дизельных безнаддувных двигателей (по данным ФГУП «НАМИ») и газовых двигателей (по данным ФГУП «НАМИ» и ВНИИГАЗ) на их базе.

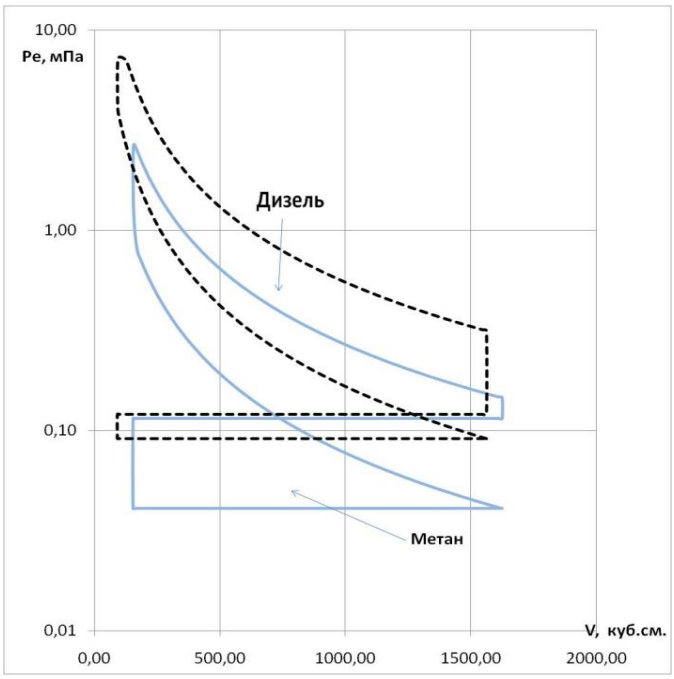


Рисунок 3.9. Уровень насосных потерь в газовом двигателе по сравнению с дизельным двигателем

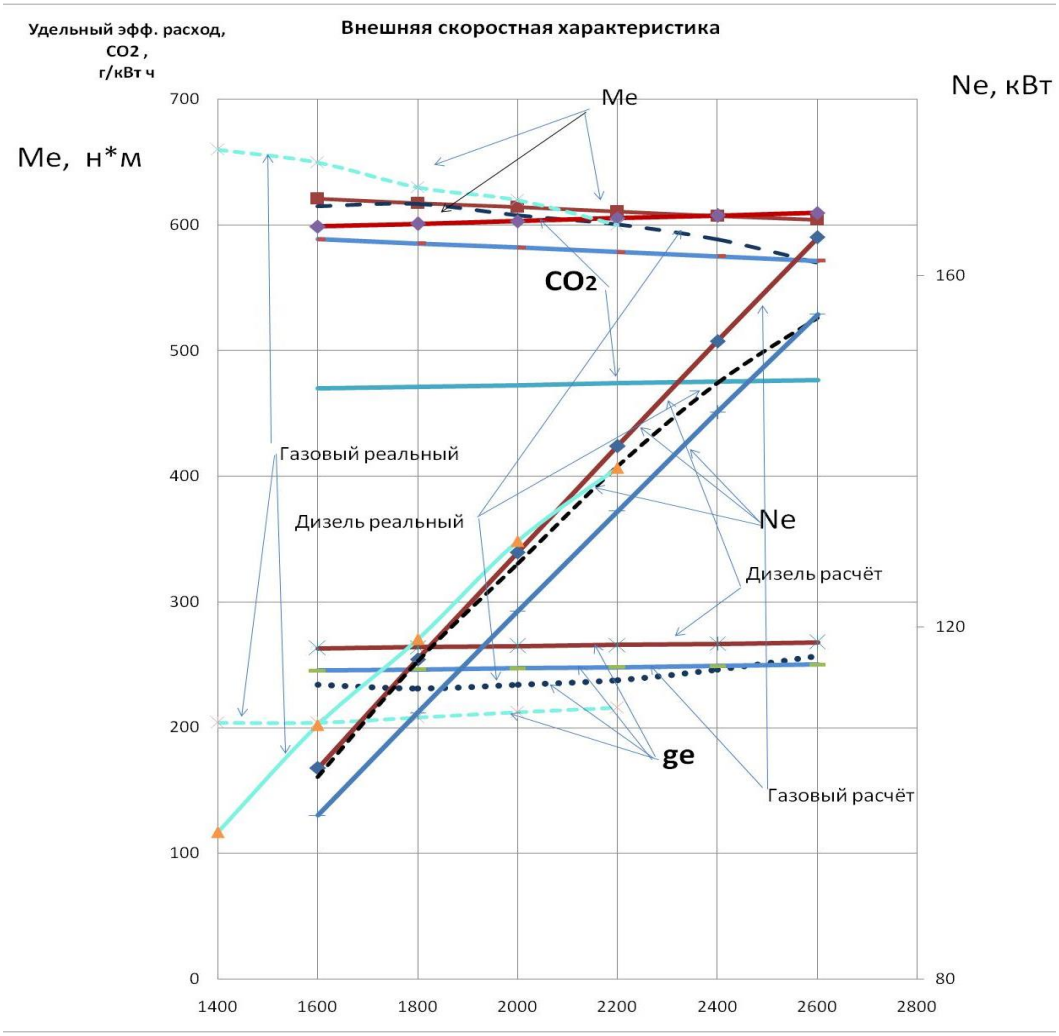


Рисунок 3.10. Внешние скоростные характеристики безнаддувного дизеля и газового двигателя на его базе.

На рисунке приведены, также, и расчётные значения параметров дизельного и газового двигателя, полученные по расчётной модели, описанной выше.

На рисунке 3.11 показаны расчётные нагрузочные характеристики дизельного и газового двигателя в сравнении с экспериментальными характеристиками безнаддувных дизельного двигателя и газового двигателя, разработанного на его базе.

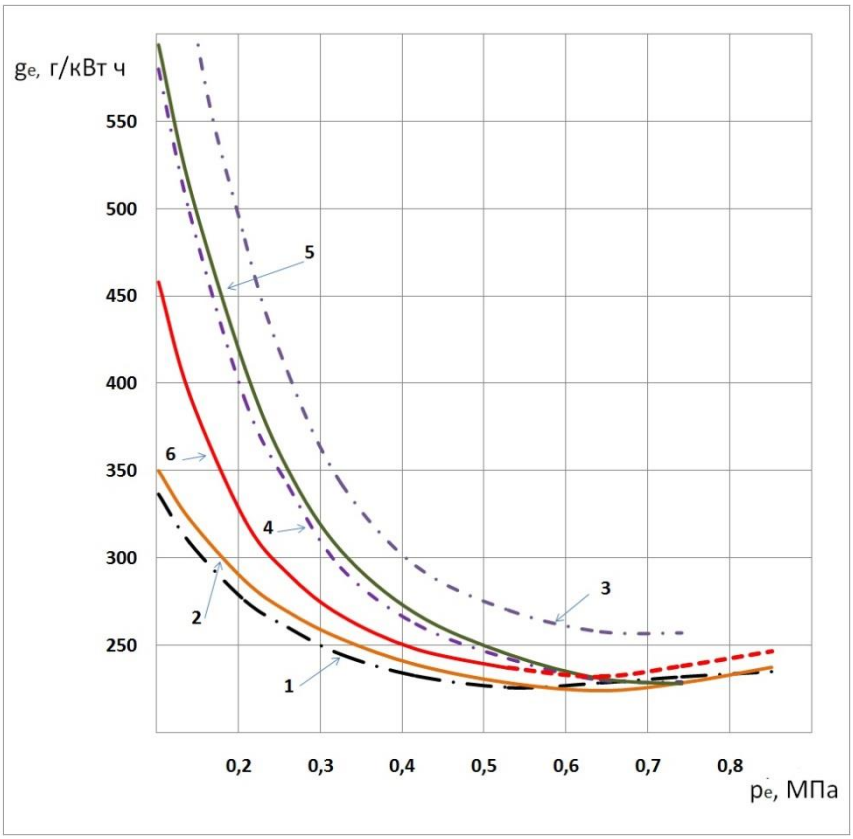


Рисунок 3.11. Нагрузочные характеристики безнаддувных дизельного и газового двигателей

1– дизельный двигатель, эксперимент

2 –дизельный двигатель, расчёт

3 – газовый двигатель, ε=8,0; эксперимент

4 – газовый двигатель; ε=11,5; эксперимент

5 – газовый двигатель; ε=11,5; расчёт

6 – газовый двигатель с укороченным тактом впуска (цикл Миллера);
геометрическая ε= 17,5;
действительная ε = 11,5, расчёт

Рассматривая характеристики реальных газовых двигателей и результаты расчётов можно отметить следующее.

При конвертации безнаддувного дизельного двигателя в газовый с искровым зажиганием можно получить двигатель с очень близкими мощностными и экономическими показателями по внешней скоростной характеристике.

Некоторое снижение мощности – главным образом из-за воздействия нескольких факторов, действующих в разных направлениях. Основное – это

снижение коэффициента наполнения по воздуху и снижению теплоты сгорания единицы объёма рабочей смеси (на 10%). С другой стороны, газовый двигатель работает на стехиометрических смесях, тогда, как на дизеле на полных нагрузках состав смеси около 1,3 в лучшем случае, а чаще более 1,4. Различия в составе смеси на 20% даёт выигрыш в теплоте сгорания единицы объёма смеси:

$$\frac{\xi(Hu-\Delta Hu)}{M_1(1+\gamma)} \tag{3.73}$$

где $M_1 = \alpha \cdot Lo + \frac{1}{m_T}$

Разница в этом показателе составляет на полных нагрузках 12-15%. (в пользу метана) В целом в зависимости от степени совершенства исходного дизельного двигателя и от способа смесеобразования и степени оптимизации подбора фаз газораспределения в газовой модификации можно получить как снижение, так и увеличение мощности при работе на метане.

Высокий индикаторный КПД и меньшие удельные индикаторный расходы на газе – следствие большей массовой теплоты сгорания метана (на 20%).

Реализация цикла Миллера (за счёт сокращения такта впуска по способу 1) позволит повысить топливную экономичность на средних и малых нагрузках, но вызовет снижение мощности двигателя, которое может быть компенсировано введением наддува (пунктирная линия – продолжение линии 6 на рисунке 3.11).

Несмотря на то, что степень сжатия двигателя, предназначенного для работы на метане, меньше, чем у дизельного двигателя, эффективный расход топлива у газового двигателя становится ниже. Отметим, что при равных степенях сжатия индикаторный КПД двигателя с принудительным зажиганием, работающего по циклу Отто на полных нагрузках выше, чем в дизельном двигателе, работающему по циклу Тринклера. Так снижение

степени сжатия с 17 до 12 ед. приведёт к снижению КПД на 5-7%, а переход на цикл Отто способствует повышению КПД на 6-8%.

Изменение эффективных показателей двигателя при различных составах смеси показано на рисунке 3.12.

Очевидно, что при переходе с цикла Тринклера на цикл Отто с сохранением степени сжатия (гипотетически предполагая, что детонационная стойкость топлива позволит это сделать) КПД двигателя возрастает. Но из-за ограничений, связанных с детонацией при конвертации дизельного двигателя в двигатель с принудительным зажиганием, требуется снизить степень сжатия. Соответственно снижается и КПД двигателя. Но при этом эффективные расходы топлива – на метане и дизтопливе, отличаются мало.

Более того, при работе на метане мы можем получить лучшие показатели, выраженные в г/кВт ч. Этот факт объясняется более высокой теплотой сгорания метана. В качестве иллюстрации обратим внимание на характер соотношения индикаторных КПД и эффективного расхода топлива двигателя с принудительным зажиганием со степенью сжатия 17 при работе на бензине (кривые 8 и 3, соответственно) и двигателя с укороченным тактом впуска по способу 1 на метане (кривые 10 и 5, соответственно).

Несмотря на то, что индикаторный КПД двигателя с укороченным тактом впуска на метане (кривая 10) меньше, чем индикаторный КПД двигателя со степенью сжатия 17 при работе на бензине (кривая 8), эффективный расход топлива (выраженный в г/кВт ч) при работе на метане меньше, чем при работе на бензине.

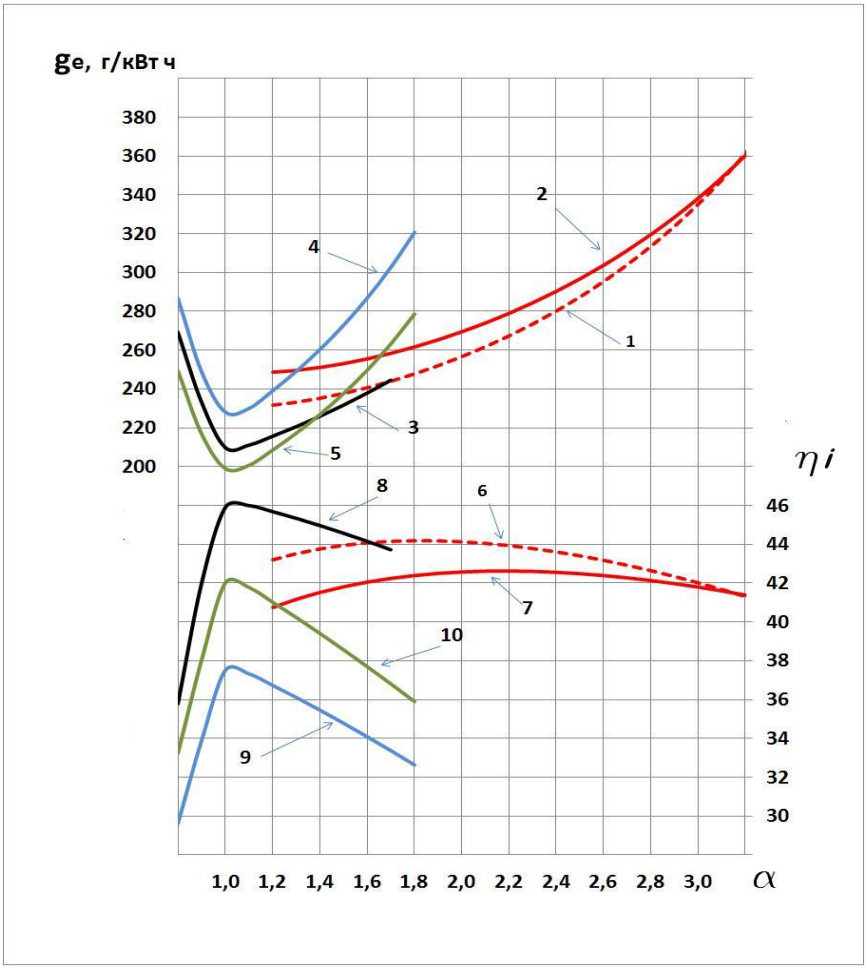


Рисунок 3.12. Изменение удельного эффективного расхода топлива и индикаторного КПД по составу т/в смеси

1 и 6 – цикл с воспламенением от сжатия; ε =17;

Лямбда=1,3, дизтопливо

2 и 7 - цикл с воспламенением от сжатия; ε =17;

Лямбда=1,8; дизтопливо

3 и 8 - цикл с принудительным зажиганием; ε =17; бензин

4 и 9 - цикл с принудительным зажиганием; ε =10,5; метан

5 и 10- цикл с принудительным зажиганием; с укороченным тактом впуска

(цикл Миллера); ε_g = 17; ε =10,5; метан

Удельные расходы топлива в объёмных единицах для жидких нефтяных и газообразных топлив будут иметь другое соотношение. В таблице 3.4 показаны эти показатели. Для корректного сравнения было принято, что индикаторные КПД во всех случаях имеют одинаковые значения.

Таблица 3.4 - Удельные расходы топлива (при h_i=0,4)

Параметр	Дизтоп-ливо	Бензин	Метан	Пропан	Водород
Теплота сгорания, МДж/кг	42,53	44,33	51,26	46,56	102,99
Плотность жидкости, г/см^3	0,85	0,735	0,45	0,52	0,081
Плотность паровой фазы, г/л	5,602	5,103	0,714	1,964	0,089
Удельный индикаторный расход, г/кВт ч	211,6	203,0	175,6	193,3	87,4
Удельный индикаторный расход (объёмный в жидкой фазе), л/кВт ч	0,249	0,276	0,390	0,372	1,079
Удельный индикаторный расход (объёмный в паровой фазе) в м^3/кВт ч	0,038	0,04	0,246	0,098	0,982

При организации внутреннего смесеобразования (непосредственного впрыска газа в цилиндр) следует принимать во внимание два фактора:

– время, отводимое на процесс впрыска топлива и смесеобразование;

– объём цикловой подачи газового топлива.

Основное преимущество безнаддувного газового двигателя с непосредственным впрыском по сравнению с газовым двигателем, имеющим внешнее смесеобразование, заключается в возможности:

– значительного (до 15%) снижения расхода топлива и выбросов CO_2 на эксплуатационных режимах за счет работы на бедной расслоенной смеси (обогащенной у свечи и обедненной на периферии) с высокой степенью сжатия без дросселирования;

– повышения энергетических показателей на 8-10% за счет улучшения наполнения при работе на гомогенной смеси стехиометрического состава.

Тенденции последних лет направлены на использование управляемого наддува в газовых двигателях с внешним смесеобразованием, что позволяет обеспечить высокие мощностные показатели, даже превышающие уровень базовых дизельных двигателей. В связи с этим непосредственный впрыск газа не даёт существенных преимуществ в газовых двигателях с наддувом, по крайней мере, в части мощностных показателей в четырёхтактных

двигателях, работающих по циклу с принудительным зажиганием, и применяется пока только на уровне экспериментальных образцов для двухтактных двигателей и двигателей, работающих по циклу Миллера с поздним закрытием впускного клапана.

Использование цикла со смешанным отводом теплоты позволяет повысить его термический КПД на 2-3 % в сравнении с базовым дизельным двигателем. Однако эффективный КПД будет ниже на 8 %, что обусловлено снижением среднего индикаторного давления цикла почти на 40 %. А это значит, что даже при сохранении абсолютной величины механических потерь механический КПД также уменьшится, что приведет к падению эффективного КПД. Ухудшение эффективных показателей является существенным негативным следствием использования цикла Миллера без наддува.

Перевод дизеля на цикл Отто приведет как к снижению термического КПД на 8-10%, что вполне закономерно с учетом уменьшения степени сжатия (см. таблицу 3.5)

Для расчетов было принято, что отношение хода поршня на такте расширения к ходу поршня на такте сжатия A_t= 1,6, что обеспечивает снижение действительной степени сжатия с 17,5 до 11,5.

Соответственно и эффективный ход поршня на такте впуска становится в 1,6 раза меньше, чем у базового двигателя. Следовательно, в цилиндрах остается в 1,6 раза меньше рабочей смеси, что и определяет снижение среднего давления цикла. Введение наддува, даже весьма умеренного по современным понятиям, позволит вывести среднее эффективное давление на уровень, даже превышающий давление базового дизельного двигателя (см. таблицу 14, колонка «Цикл Миллера с наддувом»). В итоге можно получить газовый двигатель с лучшими показателями по мощности и топливной экономичности, чем у базового дизельного двигателя. А в сравнении с газовым двигателем, работающим по циклу Отто, существенно (на 18-20 %) более экономичным.

Таблица 3.5. Сравнение показателей двигателя, работающего по различным термодинамическим циклам

Параметры цикла	Цикл			
	Тринклера с воспламенением от сжатия	Миллера с искровым зажиганием	Миллера с наддувом с искровым зажиганием	Отто с искровым зажиганием
Давление в конце такта впуска $P_{\text{а}}$, МПа	0,09	0,085	0,13	0,085
Степень сжатия	17,5	11,5	11,5	11,5
Отношение хода расширения к ходу сжатия A_t	1	1,6	1,6	1
КПД термический механический эффективный	 0,452 0,869 0,393	 0,466 0,772 0,360	 0,466 0,862 0,402	 0,404 0,842 0,340
Среднее давление цикла, МПа индикаторное p_i эффективное p_e	 1,294 1,124	 0,901 0,696	 1,378 1,188	 1,358 1,143
Изменение эффективного КПД по отношению к циклу Тринклера, %	–	–8,3	2,4	–13,4
Эффективный расход топлива g_e, г/кВт·ч	208	227	204	241

Однако, у двигателей, работающих по циклу Миллера есть недостатки.

Рассматривая результаты, приведенные в таблице 3.5, надо иметь в виду, что относятся они к режимам максимальных нагрузок. А нас больше интересуют режимы средних и малых нагрузок, которые и определяют топливную экономичность в эксплуатации. Воспользуемся зависимостями по расчету эффективных показателей циклов с учетом приведенных выше допущений. Сравним расчетные параметры двигателей по циклам Тринклера и Отто с циклом Миллера по нагрузочной характеристике (рисунок 3.13).

Отметим, что на режимах малых нагрузок эффективный КПД двигателя, работающего по циклу Миллера, становится явно хуже, чем по циклу Тринклера, хотя и остается выше, чем по циклу Отто.

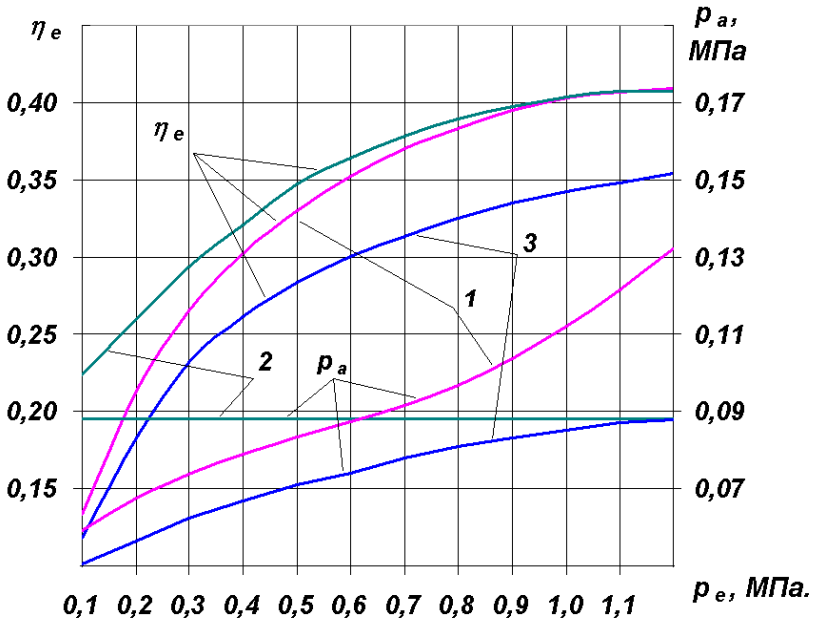


Рисунок 3.13. Зависимость эффективного КПД и давления конца такта впуска от нагрузки:

1 – цикл Миллера (A_t= 1,6); *2* – цикл Тринклера; *3* – цикл Отто

Рассматриваемый вариант цикла Миллера предусматривает количественное регулирование мощности. От холостого хода до 60-65 % нагрузки регулирование осуществляется за счет открытия дросселя, а затем – за счет увеличения давления наддува. Без наддува, как уже отмечалось выше, при переходе на цикл Миллера среднее давление цикла снижается на 40% (см. таблицу 14). Более интенсивное, чем в цикле Тринклера, снижение эффективного КПД на малых нагрузках в цикле Миллера следовало ожидать. Это объясняется в большей степени потерями на дросселирование.

3.4 Технические требования к новому газовому двигателю, создаваемому на базе дизельного двигателя

Проведенный аналитический обзор технической литературы по современному состоянию развития газовых двигателей и результаты расчётных исследований позволили сформулировать основные технические требования к опытному образцу газового двигателя, который должен быть изготовлен для проведения экспериментальных исследований.

Выбор базового двигателя должен быть сделан исходя из двух моментов:

- возможность компоновки в уже существующие модели больших городских автобусов и грузовых автомобилей.
- модельный ряд дизельных двигателей должен иметь высокофорсированные модификации, с тем, чтобы имелся запас по способности выдержать высокие тепловые нагрузки по количеству теплоты и по температурам.

При выборе базового дизельного двигателя должно учитываться то, что основная проблема создания газового двигателя с высоким средним эффективным давлением – это высокие температуры отработавших газов. Именно высокие температуры ОГ могут создавать ограничения по достижению максимальной мощности и максимального крутящего момента.

Учитывая эти два момента, двигатель, который будет использован как базовый должен быть:

- рядный, 6-ти цилиндровый, рабочим объёмом 6-8 литров,
- с четырех клапанной головкой на цилиндр,
- с хорошо развитой и эффективной системой охлаждения.

Конструкция двигателя должна предусматривать возможность использования охлаждаемых поршней.

Конструкция головки блока цилиндров должна позволить без изменения литьевой заготовки и с минимальной механической обработкой установить свечи зажигания и токопроводы.

Мощность базового двигателя 170-190 кВт и максимальный крутящий момент 900 -1000 Нм.

Основные требования к газовому двигателю:

Газовый двигатель должен иметь литровую мощность не менее 27 кВт/л и максимальное среднее эффективное давление не менее 1,..5 Мпа.

Необходимо сохранить геометрическую степень сжатия базового дизельного двигателя; эффективная степень сжатия должна находиться в пределах 11,5...13,5;

Токопроводы размещать в прямых каналах, обеспечивая теплоотвод, с использованием наконечников из специальных изоляционных материалов.

Изменение конструкции головки блока цилиндров должно быть ограничено дообработкой под установку свечей зажигания вместо дизельных форсунок, а также, при необходимости дообработкой впускных каналов под установку газовых форсунок без изменения отливки.

В процессе адаптации базового дизельного двигателя в газовую модификацию не должны быть изменены основные его детали, такие как блок цилиндров, поддон картера, крышки блока цилиндров, газораспределительный механизм (кроме, собственно распредвала), коленчатый вал, и шатуны.

Небольшие изменения конструкции головки цилиндров допустимы при условии, что они должны быть изготовлены из деталей, применяемых на основном производстве, изменения должны касаться доработки базовых деталей, при этом изменения не должны отрицательно сказаться на прочности и надежности изменённых деталей;

Газовый двигатель должен быть рассчитан на эксплуатацию при температурах окружающего воздуха от минус 40 до плюс 40°С, относительной влажности воздуха до 98% при плюс 25°С, запылённости воздуха не более 0,4 г/м^3 и в районах, расположенных на высоте до 1500 м без снижения мощностных, экономических и других показателей и до 3000м

над уровнем моря с соответствующим снижением мощностных, экономических и других показателей.

Электрооборудование и ЭСУД должны быть рассчитаны на работу в цепи постоянного тока с номинальным напряжением 24 (28) В.

Газовый двигатель должен иметь систему питания и зажигания с электронным управлением.

Разрабатываемая система управления и комплектующие должны предусматривать максимального использования штатных датчиков и исполнительных механизмов;

Блоки и устройства ЭСУД должны нормально функционировать при изменении рабочего напряжения от 18 до 30,5В, перенапряжениях в бортовой сети согласно ГОСТ Р52230-2004 и просадке напряжения до 9В при пуске двигателя.

Двигатель должен надежно пускаться без применения средств облегчения пуска при температуре окружающего воздуха +10ºС и выше

Система питания и топливная аппаратура должная быть распределённая, с фазированным впрыском.

Газовый двигатель должен работать на стехиометрических составах т/в смеси.

Основные функции электронного блока управления (ЭБУ):

- управление двигателем;
- взаимодействие с электронными устройствами транспортного средства по шине CAN (SAE J1939);
- выполняет функции бортовой диагностики в соответствии с требованиями Правил ООН №49-05, согласно стандартам ISO 15031 и SAE J1939;
- сигнализирует водителю о возникновении аварийных ситуаций посредством ламп на панели приборов ТС (диагностики двигателя, лампа ИС, аварийного давления масла и т. д.);

- выполняет функцию ограничения крутящего момента согласно требованиям Правил ЕЭК ООН №49-05;
- выполняет функцию ограничения скорости в соответствии с Правилами ООН №89;
- выполняет функцию аварийной защиты.

Электромагнитная совместимость и помехоустойчивость по ГОСТ 28751-91, степень жесткости IV. Остальные требования по ГОСТ Р 52230-2004.

Дроссельное устройство не должно иметь механической связи с педалью акселератора и должна управляться ЭСУД.

Двигатель должен быть оборудован электронной системой управления с защитой от превышения допустимых частоты вращения, температуры охлаждающей жидкости, появления детонации и снижения давления масла. При этом остановки работы двигателя не должно быть.

При снижении давления масла должна загореться сигнальная лампа на щитке приборов и должен подаваться звуковой сигнал.

В случае аварийной ситуации останов двигателя осуществляется автоматически (перечень отклонений, которые будут считаться аварийными ситуациями и алгоритм останова двигателя должны быть разработаны).

Выбросы вредных веществ, выделяемых в атмосферу с отработавшими газами двигателя должны соответствовать требованиям специального технического регламента «О требованиях к выбросам автомобильной техникой, выпускаемой в обращение на территории Российской Федерации, вредных (загрязняющих) веществ», экологический класс 5 (Правила ООН №49-05G).

Максимальный уровень звукового давления двигателя не должен превышать 94 дБ(А) при замере по ГОСТ Р 53838-2010.

Выводы

1. Проведен анализ особенностей процесса сгорания газовоздушных смесей и проведены исследования процессов сгорания и тепловыделения в действительном цикле двигателя при работе на природном газе. Отмечено, что газовоздушные смеси имеют меньшую ламинарную скорость сгорания, чем бензовоздушные. Этот факт, а также большее время, затрачиваемое на подготовительные предпламенные реакции, способствуют увеличению длительности первой фазы сгорания. Длительность основной фазы сгорания практически не зависит от вида топлива и определяется скоростью турбулентного сгорания.

2. Разработана математическая модель, на базе разработок ФГУП «НАМИ». По разработанной модели рассчитаны основные индикаторные и эффективные показатели газового двигателя. Проведено сравнение этих показателей с показателями дизельного двигателя и двигателя, работающего на бензине. Установлено, что среднее давление цикла и эффективный КПД при использовании газовых топлив уменьшаются. Это снижение связано главным образом с уменьшением объёмной теплоты сгорания топливно-воздушной смеси и уменьшения степени повышения температур. Причина снижения температур не столько в снижении скорости сгорания во второй фазе, сколько в теплофизических свойствах газового топлива.

3. Использование метана наряду с уменьшением индикаторного и эффективного КПД на 3...5% при прочих равных условиях, приведет и к уменьшению среднего давления цикла на 10...12%.

4. Для повышения мощностных показателей газового двигателя целесообразно применить один из наиболее эффективных способов– введение высокого турбонаддува.

5. Результаты исследования газовых двигателей, конвертированных из дизельных двигателей классическим способом по циклу Отто, анализ

показателей рабочего процесса, а также, результаты теоретических исследований показали, что существуют резервы по повышению топливной экономичности в части снижения насосных потерь, увеличения степени сжатия, снижения температуры отработавших газов за счёт организации цикла с продолженным расширением. Реализация этих резервов позволит создать газовой двигатель нового поколения, превосходящему по топливной экономичности на частичных нагрузках существующие газовые двигатели, конвертированные по циклу Отто на 10-20%.

ГЛАВА 4

Расчётные методы оптимизации рабочих процессов газового двигателя с укороченными тактами впуска и выпуска.

Реализация цикла Миллера в форсированном газовом двигателе с высоким наддувом требует решения нескольких взаимосвязанных задач:

- разработка метода расчётной оптимизации фаз газораспределения и создание нового кулачкового вала с изменёнными фазами открытого состояния впускного и выпускного клапанов;

- разработка метода расчётной оптимизации системы питания, обеспечивающей фазированный впрыск газа с большими величинами цикловой подачи при укороченном такте впуска;

- разработка метода расчётной оптимизации системы воздухоснабжения, расчет, проектирование вариантов и выбор системы наддува с высокими значениями давления впускаемого воздуха;

- разработка технических решений и оптимизации систем газового двигателя с укороченными тактами впуска и выпуска.

4.1. Методы оптимизации фаз газораспределения.

Оптимизация фаз газораспределения включала в себя следующие этапы

Нахождение оптимального соотношения степени расширения и степени сжатия (выбор критерия 1).

Нахождение критерия для выбора способа профилирования кулачка с укороченным тактом впуска при использовании фиксированного отношения *At* (выбор критерия 2)

Профилирование кулачка с минимальными ускорениями (выбор критерия 3).

4.1.1 Оптимизация величины отношения At по минимальной степени наддува для достижения установленного среднего эффективного давления.

Из двух способов реализации цикла Миллера (с ранним «E-Miller» и поздним закрытием клапана «L-Miller») был выбран как основной - способ с ранним закрытием клапана. Это связано с тем, что позднее закрытие клапана предполагает реализацию непосредственного впрыска газа после закрытия впускного клапана. Не останавливаясь на достоинствах и недостатаках этого способа смесеобразования, отметим, что нами было принято к реализации внешнее смесеобразование с распределённым фазированным впрыском газа во впускной канал в зоне впускных клпанов. При внешнем смесеобразовании позднее закрытие впускного клапана приведёт к обратному выбросу топливно-воздушной смеси во впускную систему. Таким образом, новый профиль должен обеспечить раннее закрытие впускного клапана так, чтобы действительная (фактическая) степень сжатия, определяемая положением поршня в момент закрытия впускного клапана находилась в диапазоне 12-14 ед.

Тем не менее, предполагалось спрофилировать и изготовить распредвал и с поздним закрытием впускного клапана.

При реализации рабочего процесса с укороченным тактом впуска положительным моментом является и то, что мы фактически получаем двигатель с продолженным расширеним. Поэтому один из вопросов оптимизации – выбор соотношения действительной степени расширения к действительной степени сжатия, характеризуемого коэффициентом Аткинсона (A_t).

Как показали исследовани, результаты которых приведены в главах 2 и 3, наилучшие значения индикаторного КПД достигаются при значениях коэффициента A_t в диапазоне 1,2 - 1,5. (см. рисунок 4.1). При этом

действительная степень сжатия будет находиться в диапазоне 14 - 11 ед.

Выбор конкретной величины отношения At будет определён с одной стороны условиями, ограничиваюшими максимальное давление в конце такта сжатия и условиями безударной работы кулачка с зауженным профилем укороченного такта впуска.

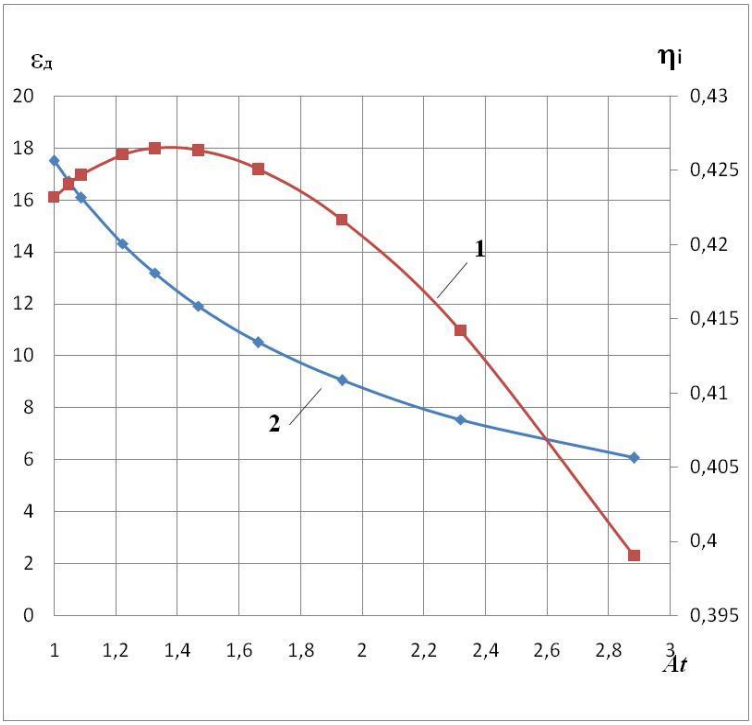


Рисунок 4.1. Изменение индикаторного КПД (кривая 1) и действительной степени сжатия $\varepsilon_д$ (кривая 2) от значения коэффициента A_t.

В связи с этим дальнейшие шаги оптимизации были проведены применительно к конкретному двигателю.

Для создания газового двигателя за базу был взят дизельный двигатель с техническими данными, приведенными в таблице 4.1.

Предполагалось, что газовый двигатель будет иметь максимальную мощность 180 кВт, работать на стехиометрических составах топливно-воздушной смеси и удельный эфективный расход при этом составит не более 230 г/кВт ч. Максимальный крутящий момент должен быть не менее 900 Нм при частотах вращения 1400-1800 мин$^{-1}$.

Таблица 4.1. Технические данные базового дизельного двигателя.

	Наименование параметров	Значения
1	Тип двигателя	6-ти цилиндровый, рядный, 4-х тактный.
	Диаметр цилиндра, мм	105
	Ход поршня, мм	128
	Рабочий объем двигателя, л	6,7
	Геометрическая степень сжатия	17,5
6	Номинальная мощность по Правилам ЕЭК ООН № 85 кВт (л.с.), нетто	176,5 (240)
7	Максимальный крутящий момент по Правилам № 85 ЕЭК ООН, Н·м, (кг·м) нетто	900 (92)
8	Частота вращения при номинальной мощности, мин-1	2300±25
9	Фазы газораспределения: Впускной клапан – открытие – закрытие Выпускной клапан – открытие – закрытие	 21,4 до ВМТ 36,7 после НМТ 53,7 до НМТ 21,7 после ВМТ

Для данного двигателя были рассчитаны зависимости фактической (действительной) степени сжатия от угла поворота коленчатого вала (ПКВ) двигателя, при котором закрывается впускной клапан и соответствующий ему ход поршня (см. рисунок 4.2).

Углы ПКВ, при которых достигается $\varepsilon_д$ = 11- 14 будут лежать в диапазоне углов ПКВ 95° -120° (считая от ВМТ). В дальнейшем, при профилировании кулачка ориентировались на эти величины.

Как показывают расчёты, меньшее значение угла (ПКВ от ВМТ) при котором закрывается впускной клапана позволят снизить $\varepsilon_д$ и снизить риск детонации, но приведёт к существенному снижению действительного коэффициента наполнения, и как следствие к необходимости увеличения

степени наддува для достижения заданных значений по мощностным показателям.

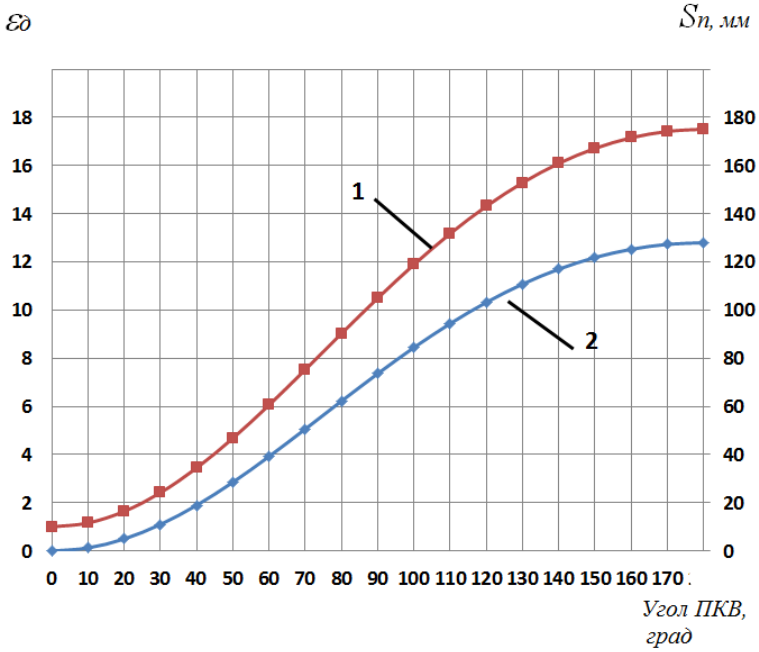


Рисунок 4.2. Зависимость действительной степени сжатия $\varepsilon_д$ от угла ПКВ двигателя, при котором закрывается впускной клапан и соответствующий ему ход поршня $S_п$. 1 – действительная степень сжатия, 2 – ход поршня

В этой связи представляет интерес рассмотреть зависимость величин наддува впускаемого воздуха (давления в конце такта впуска p_a) и давления в конце такта сжатия p_c при разных значениях коэффициента $\boldsymbol{A_t}$ но при одинаковых значениях среднего эффективного давления цикла p_e.

Давление в конце такта сжатия определяется по известной зависимости:

$$p_c = p_a \varepsilon_д^{n1} \qquad (4.1)$$

где: $\varepsilon_д$– действительная степень сжатия.

n1 - показатель политропы сжатия.

Давление p_a в конце такта впуска определится из условия достижения требуемого максимального массового расхода воздуха исходя из требования поддержания заданного значения p_e..

Требуемый максимальный расход воздуха двигателем определится как:

$$G_в=0{,}008338 a l_0 g_e p_e V_h n \qquad (4.2)$$

где : α -состав т/в смеси;

l_0 - теоретически необходимое количество воздуха, кг/кг;

g_e – прогнозируемый эффективный расход топлива, кг/кВт ч;

p_e–среднее эффективное давление цикла, мПа;

V_h - геометрический рабочий объём двигателя; л;

n – частота вращения, мин$^{-1.}$

Имеем в виду, что расход воздуха определяется через цикловую подачу как:

$$G_в = 30 G_{вц} n i \qquad (4.3)$$

Где : $G_{вц}$ цикловая подача, кг/цикл;

i – число цилиндров.

Цикловая подача воздуха:

$$G_{вц}=V_{hд}\rho_в/(1+1/\alpha\, l_0)\eta_v \qquad (4.4)$$

где: $\rho_в$ - плотность воздушного заряда в цилиндре.

η_v – коэффициент наполнения.

$V_{hд}$– действительный рабочий объём цилиндра.

Плотность воздушного заряда для обеспечения заданного массового расхода воздуха и среднего эффективного давления:

$$\rho_в = G_в\,(1+1/\alpha l_0)/(30\, V_{hд} n \eta_v) \qquad (4.5)$$

Тогда давление воздуха на впуске p_a определяется по известной зависимости:

$$p_a = \rho_в\, p_{н\,у}\,(t_1+273)/\,\rho_{ну} T_{ну} \qquad (4.6)$$

где: $p_{н\ у}$, $\rho_{н\ у}$,$T_{ну}$–давление, плотность и температура воздуха при нормальных условиях;

$\rho_в$ - рассчитанная по формуле (4.5) плотность воздушного заряда в цилиндре;

t_1 - температура впускаемого воздуха после ТОНВ (градусы цельсия)

Показатели двигателя определялись по расчётной модели, описанной в главе 3. На рисунке 4.3 показаны зависимости p_a и p_c, от величины коэффициента $\boldsymbol{A_t}$. Расчёты проводились при одинаковых значениях p_e=16 бар и частоте вращения 1600 мин$^{-1}$.

Обращает на себя внимание тот факт, что с увеличением коэффициента $\boldsymbol{A_t}$ до значений 1,3 – 1,4 уменьшается давление конца такта сжатия, а затем давление начинает увеличиваться. В диапазоне оптимальных по КПД значений *At,* давление в конце такта сжатия отличаются не более, чем на 2-2,5%. Сложный характер кривой 1 объясняется тем, что при увеличении коэффициента $\boldsymbol{A_t}$, эффективный КПД двигателя изменяется в соответствии с кривой 1 на рисунке 4.1.

Соответсвенно увеличивается удельный эффективный расход топлива. Уменьшается и коэффициент наполнения. И для поддержания постоянного среднего эффективного давления требуется увеличить массовый расход воздуха, его плотность и, значит, давление на впуске. Для сравнения, на рисунке 4.3 показано, как могло бы изменяться давление в конце такта сжатия, если бы η_e и η_v; сохранялись постоянным (кривая 3 и 4). Но это только гипотетическое предположение, практически это невозможно.

Это означает, что, при условии поддержания постоянного значения среднего эффективного давления, нет особого смысла, с точки зрения детонации, максимально укорачивать такт впуска, и снижать действительную степень сжатия. Можно ограничиться его минимальным значением, обеспечивающим высокий КПД и минимальное значение давления в конце такта сжатия.

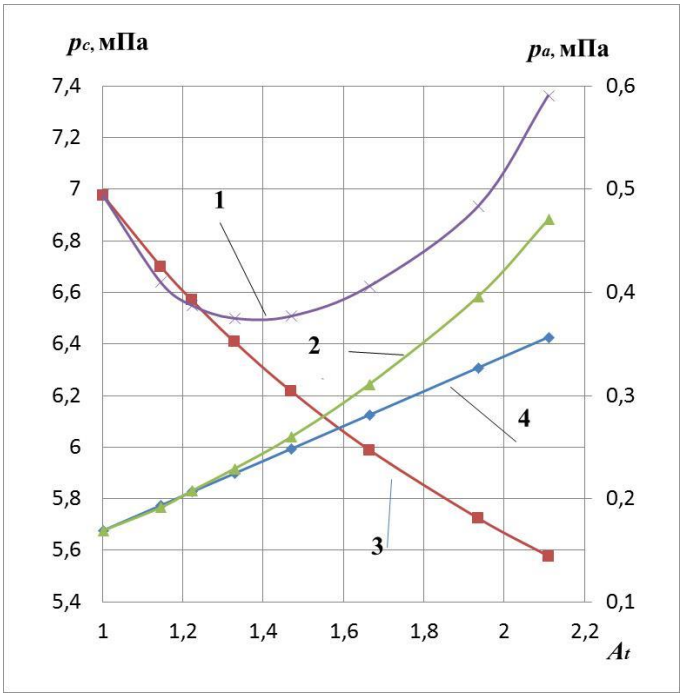


Рисунок 4.3. Зависимость p_a и p_c от величины коэффициента $\boldsymbol{A_t}$

1 – давление в конце такта сжатия при η_e- var; и η_v; - var. ;

2 – давление в конце такта впуска при η_e- var; и η_v; - var. ;

3 – давление в конце такта сжатия при η_e- const; и η_v; - const.

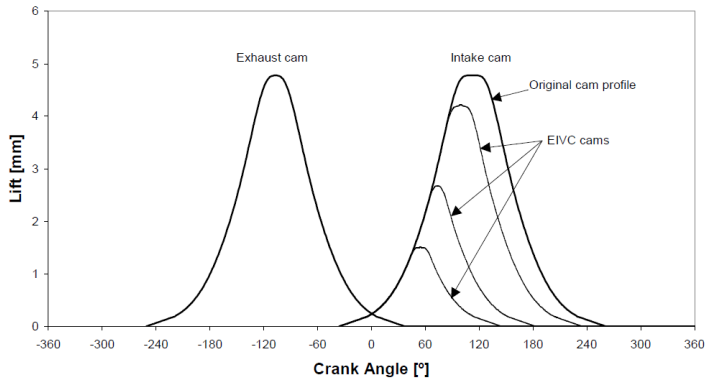
4 – давление в конце такта впуска при η_e- const; и η_v; - const. ;

Таким образом, значения коэффициента $\boldsymbol{A_t}$, при которых достигаются наилучшие показатели по топливной экономичности и минимальные значения давления в конце такта сжатия лежат в одном диапазоне – 1.2..1,6.

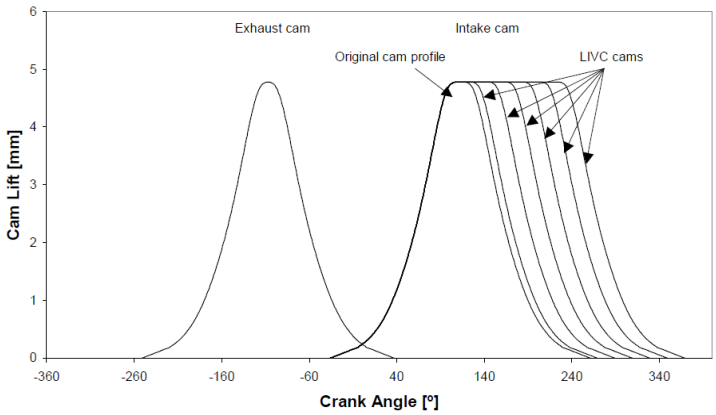
4.1.2. Оптимизация способа управления укороченным тактом впуска.

В большинстве работ, посвящённых изучению цикла Миллера укороченный впуск был реализован за счёт уменьшения высоты кулачка [131,132,135].

При этом диаграмма хода впускного клапана выглядит так, как показано на рисунках 4.4 и 4.5.



а



б

Рисунок 4.4. Диаграммы хода впускного клапана для цикла Миллера с ранним (а) и с поздним (б) закрытием впускного клапана. [131]

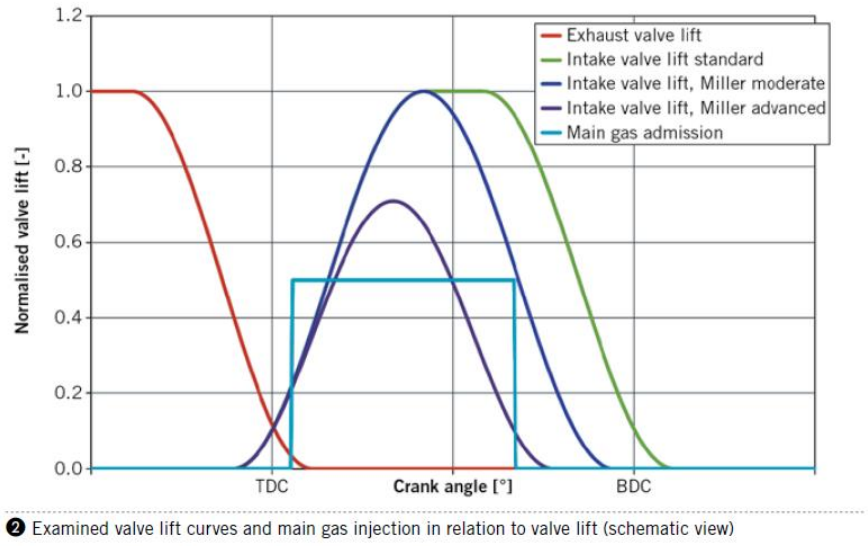


Рисунок 4.5. Диаграммы хода впускного клапана для цикла Миллера с ранним закрытием впускного клапана. [135]

Если формирование профиля впускного клапана для способа «б» не вызывает особой критики, то реализации цикла Миллера по способу «а» с таким вариантом ограничения хода клапана безусловно приведёт к дополнительным насосным потерям.

Их оценка может быть проведена исходя из следующего.

Представим себе, что открытие и закрытие впускного клапана происходит мгновенно. Сравним время сечение идеальных фаз и реальных. И введём параметр $\eta_{вк}$ – отношение времени сечения открытия впускного клапана к действительному рабочему объёму.

$$\eta_{вк} = Fвс/V_{hд} \quad (4.7)$$

где: $Fвс$ – время –сечение;

$V_{hд}$ – действительный рабочий объём определяемый по моменту закрытия впускного клапана.

Время-сечение определяется как

$$Fвс = \int_0^t f_k dt = \frac{1}{6n}\int_{\varphi 1}^{\varphi 2} f_k \, d\varphi \quad (4.8)$$

где: f – переменное проходное сечение впускного клапана (по формуле 3.26)

t – время открытия;

n – частота вращения к/в двигателя;

φ_1 и φ_2 – углы поворота распределительного вала, соответствующие началу открытия и концу закрытия впускного клапана

Результаты расчётов временя-сечения показаны в таблице 4.2

Базовые профили кулачков показаны на рисунке 4.6.

Для расчётных исследований двигателя, работающего по циклу Миллера был принят изменённый профиль впускного кулачка с ранним закрытием (рисунок 4.7).

Кулачок обеспечивает соотношение геометрической степени к действительной степени сжатия At=1,22.

Момент закрытия впускного клапана не должен снижать коэффициент наполнения более чем на 35-40%. Это связано с тем, что предполагалось

выбрать систему турбонаддува, обеспечивающую степень наддува не более 2,8 -3,0, с целью избежать слишком больших значения давления конца сжатия.

Таблица 4.2. «Время-сечение» распределительных валов.

		Время-сечение, Fвс	Действитель-ный рабочий объём, $V_{hд}$	$\eta_{вк}$
1	Цикл Отто идеальные фазы	2134,2	1108,3	0,925
2	Цикл Отто штатный р/в	970,4	1108,3	0,875
3	Цикл Отто штатный р/в	970,4	1011,5	0,959
4	Цикл Миллера идеальные фазы	1190,5	670,3	1,548
5	Цикл Миллера укороченный впуск Профиль 1 (рсчётный)	571,8	670,3	0,853

В этой связи была поставлена задача - выбрать способ сокращения такта впуска не за счёт уменьшения высоты штатного кулачка впускного клапана, а за счёт его перепрофилирования. При этом обеспечить выполнения главной задачи – раннее закрытие впускного клапана при требуемом угле поворота коленчатого вала двигателя и обеспечение максимально возможного наполнения цилиндров свежей смесью при выбранной фазе открытого состояний клапана.

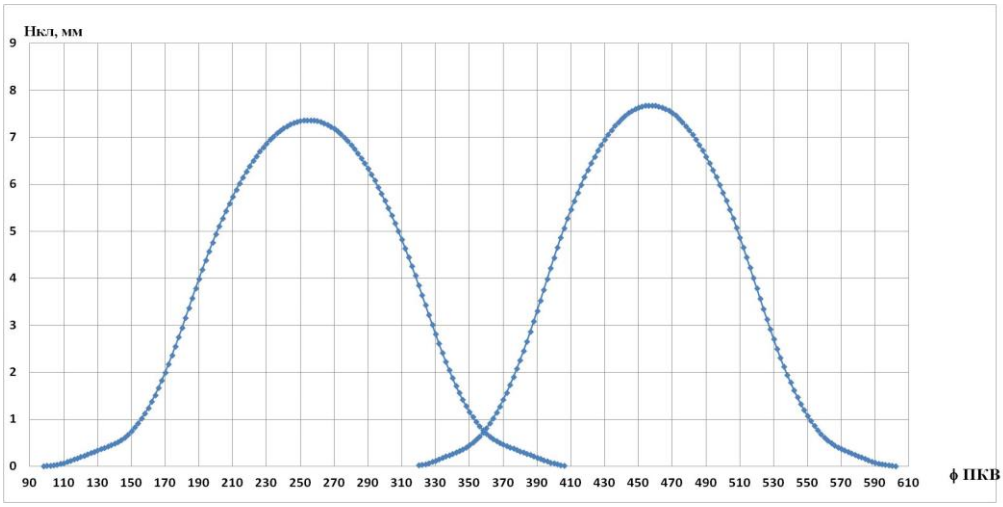


Рисунок 4.6. Базовые профили кулачков 6-ти цилиндрового двигателя

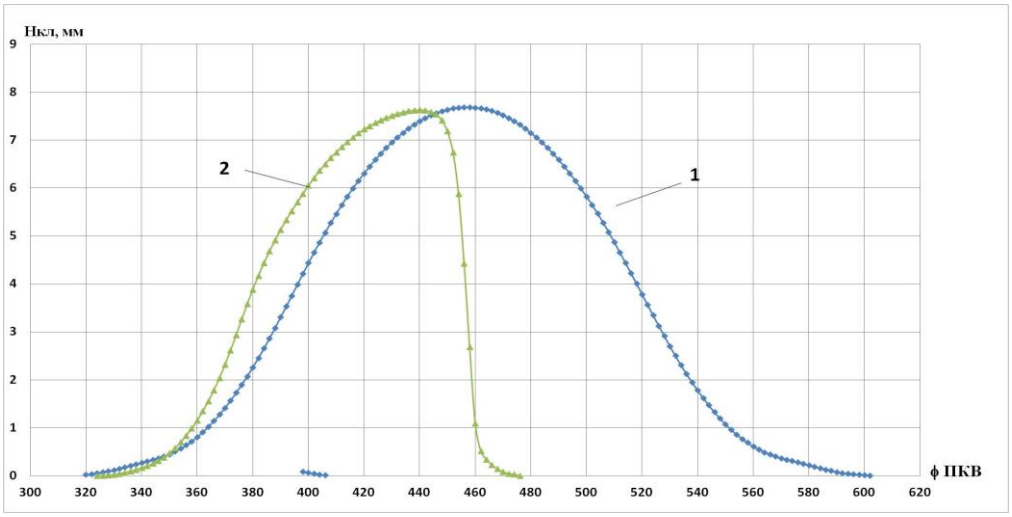


Рисунок 4.7. Изменённый профиль кулачка впускного клапана 6-ти цилиндрового двигателя (1- новый профиль под цикл Миллера; 2 – базовый профиль под цикл Отто)

4.1.3. Оптимизация профиля кулачка

При выбранных фазах газораспределения с укороченными фазами впуска и выпуска требуется в первую очередь решить задачу профилирования кулачка при условии обеспечения безударной работы ГРМ.

При реализации укороченного такта впуска с ранним закрытием клапана при профилировании кулачка надо иметь в виду требования безударной работы ГРМ. Чрезмерно высокие ускорения, контактные

нагрузки и т. д., могут вызвать снижение надежности двигателя. Как показали предварительные расчёты вариантов, профиль кулачка, при котором закрытие впускного клапана составляет 95° достаточно сложно реализовать. Слишком короткая фаза впуска не позволяет спрофилировать безударный кулачок с достаточным время-сечением открытия клапана. Так же, как и сложно реализовать профиль, показанный на рисунке 4.7. Дальнейшие расчёты представляли собой поиск компромисса.

В ходе расчетов профиля кулачка с учетом технологических ограничений получено, что максимально возможная величина угла закрытия впускного клапана составляет не более 120° после ВМТ, что соответствует степени сжатия около 14 ед. При этом давление наддува должно быть 1,9…2, 2.бар.

Выбор нового профиля достаточно сложная задача, связанная как с динамическими проблемами в звеньях газораспределительного механизма, так и технологическими трудностями изготовления кулачков с вогнутым профилем. Сужение фазы раскрытия кулачка ведет к уменьшению величины подъема и время-сечение клапана, и росту ускорений. Попытка увеличить высоту подъема, чтобы сохранить время-сечение, приводит к необходимости делать более динамичный подъем кулачка, и как следствие, к увеличению вогнутости профиля и к еще большему росту ускорений. С другой стороны более динамичный подъем кулачка и расширение фазы открытого состояния за счет увеличения угла предварения впуска создает риск столкновения клапана с поршнем.

Было принято решение спроектировать несколько вариантов кулачковых валов с различной стратегией реализации цикла Миллера, в том числе и с укороченным тактом выпуска, с целью экспериментальной оценки этих вариантов и решения вопроса о выборе стратегии для пилотного образца двигателя.

Оптимизационная задача решалась с помощью программы расчета, на базе методики Л. В. Корчемного [136], а также специализированного программного продукта Cam Analyzer v4.0.

Задача сводилась к тому, чтобы найти вариант, при котором обеспечивалось достаточное для организации цикла Миллера сокращение фазы впуска при сохранении допустимых нагрузок в ГРМ и приемлемом сокращении время-сечение.

Изучение аналогов показало, что при организации E-Miller используют укороченную фазу впуска в диапазоне 120-150° у.п.к.в. с одновременным уменьшением высоты кулачка, т. е. закрытие клапана осуществляют за 60-30° до НМТ. По-видимому, 60° является предельной величиной, при которой могут быть обеспечены приемлемые нагрузки и обеспечение требуемого ресурса кулачкового вала.

В ходе расчета рассматривались варианты профиля кулачков с высотой подъема в диапазоне 6,0-8,0 мм и фазой открытого состояния клапана в диапазоне 141,4-171,4° (Фаза начала открытия клапана во всех вариантах оставлена без изменения – 21,4° до ВМТ).

Необходимость получения высокого значения время-сечение при суженных фазах требует задания более динамичного закона открытия клапана, что может быть достигнуто за счет увеличения значений положительных ускорений. Для заданной кинематической схемы это может быть достигнуто только путём применения вогнутого профиля кулачка, как показано на рисунке 4.8 (линия 3). Причем, расположение точки максимального подъема у нового профиля кулачка впускных клапанов отличается от штатного.

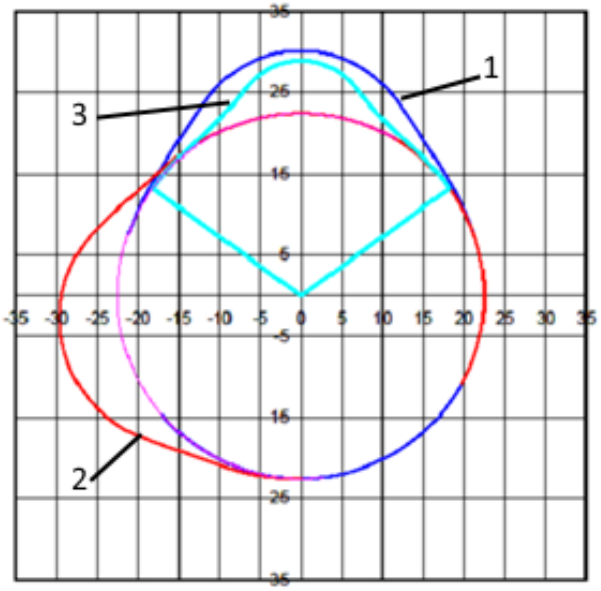
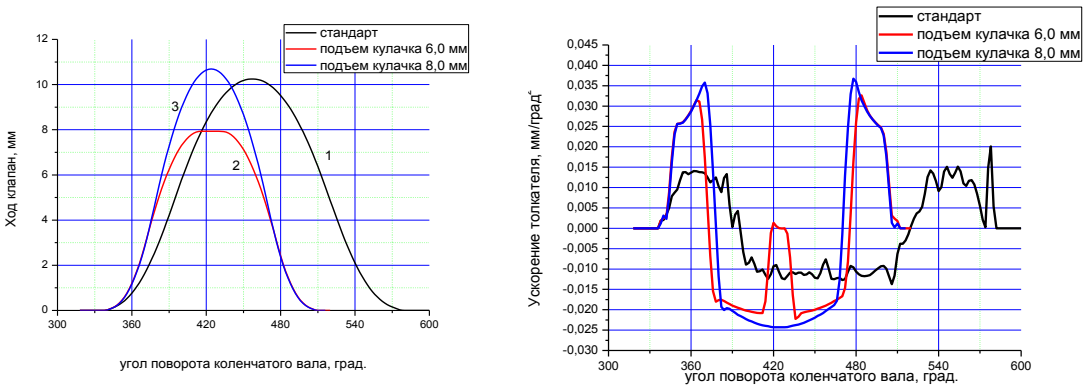


Рисунок 4.8. Конфигурация профиля нового кулачка

1 – профиль штатного впускного кулачка; 2 – профиль штатного выпускного кулачка; 3 – профиль нового впускного кулачка; базовый диаметр 45 мм

Оценка работоспособности профиля ведется по максимальным контактным напряжениям в области контакта кулачок-толкатель. Исходя из опыта эксплуатации распредвалов, для участка положительных ускорений предельным значением напряжений принята величина 1000 МПа, а для участка отрицательных ускорений – 800 МПа. Для оценки смазочных свойств профиля кулачка применяется оценочный гидродинамический параметр, его значение должно быть не ниже 0.15.

На рисунке 4.9 представлен пример диаграмм подъема клапана и ускорений толкателя при различных значениях максимальной высоты профиля кулачка. Пример показывает, что произвольное уменьшение высоты подъема кулачка может приводить к появлению «провала» в зоне отрицательных значений ускорений и, как следствие, к нежелательным вибрациям в ГРМ.



а – ход клапана; б – ускорение толкателя

Рисунок 4.9 Диаграммы подъема клапана и ускорений толкателя для фазы 21,4°+150°

1– стандартный вариант, подъем кулачка 7,67 мм, фаза 21,4°+180+36,7°;

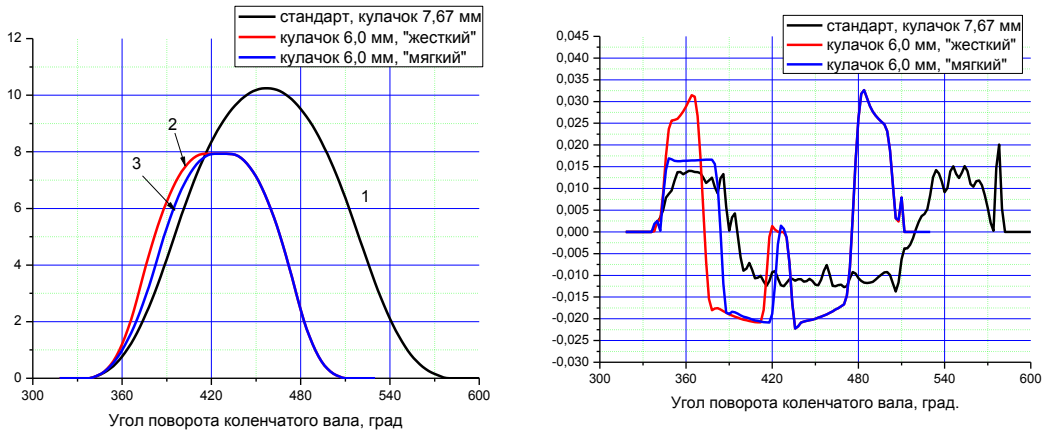
2– подъем кулачка 6,0 мм, фаза 21,4°+150°

3– подъем кулачка 8,0 мм, фаза 21,4°+150°.

Наиболее напряженным является участок с положительным ускорением, высокие значения напряжений и силы в пятне контакта кулачок-толкатель диктуют необходимость оценки работоспособности перемычки клапанов и устойчивости штанги. Отметим, что величины ускорений при «новых» профилях значительно выше (в два и более раза), чем у стандартного варианта.

Коррекция профиля кулачк, представленный на рисунке 4.10, вариант «мягкий» профиль, позволила уменьшить положительное ускорение на участке набегания кулачка.

Сокращение фазы впуска желательно для реализации цикла Миллера с относительно высоким коэффициентом Аткинсона. Однако при этом сокращается и время-сечение клапана. Сложность оптимизационной задачи состоит в том, чтобы, во-первых, получить минимально короткую и технологически реализуемую фазу впуска, во-вторых, максимально возможное при этом время-сечение.



а) б)

Рисунок 4.10. Диаграммы подъема клапана для фазы 21,4°+150°
а – ход клапана; б – ускорение толкателя
1 – стандартный вариант, подъем кулачка 7,67 мм, фаза 21,4°+180+36,7°;
2 – подъем кулачка 6,0 мм, «жесткий» профиль;
3 – подъем кулачка 6,0 мм, «мягкий» профиль.

При сокращении фазы впуска сохранить время-сечение возможно только за счет увеличения высоты подъема клапана в начальной стадии подъема. Сокращение фазы впуска при сохранении максимальной высоты подъема кулачка неизбежно ведет к увеличению ускорений толкателя.

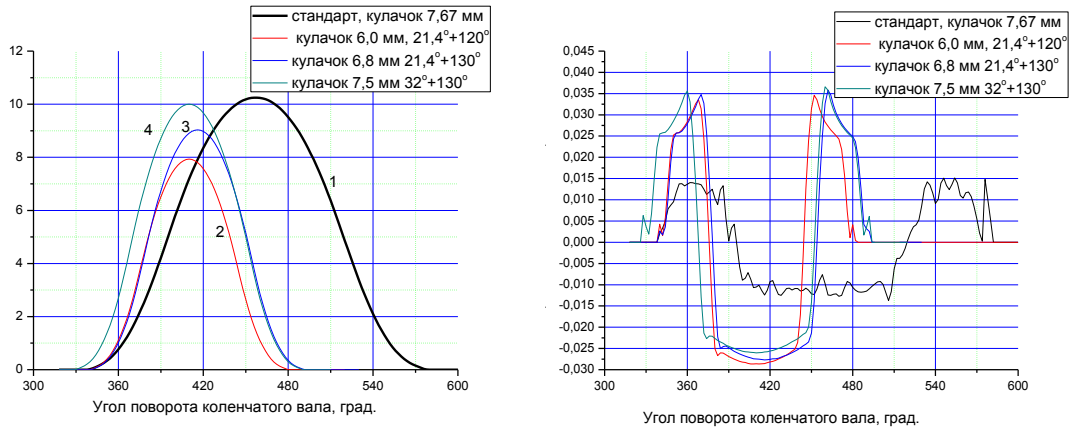
На рисунке 4.11 показаны другие варианты профиля кулачка с различной максимальной величиной подъема и фазой впуска. Как видно их графиков, за счет более тщательного профилирования среднего участка подъема кулачка удалось устранить «провал» ускорения, однако при этом отмечен рост максимальных значений амплитуд ускорений.

В ходе проведенных расчетов были получены следующие максимально возможные величины подъема кулачка:

для фазы 141,4° (21,4°+120°) - 6,0 мм, вариант 1;

для фазы 151,4° (21,4°+130°) - 6,8 мм, вариант 2;

для фазы 171,4° (21,4°+140°) - 7,5 мм, вариант 3.



а) б)

Рисунок 4.11. Диаграммы подъема клапана и ускорения толкателя
а – ход клапана; б – ускорение толкателя

1 - стандартный вариант, подъем кулачка 7,67 мм, фаза 21,4°+180°+36,7°;

2 - подъем кулачка 6,0 мм, 21,4°+120°;

3 - подъем кулачка 6,8 мм, 21,4°+130°;

4 - подъем кулачка 7,5 мм, 32°+130°.

Для практической реализации выбран вариант 1. Для этого варианта получены следующие результаты (в скобках значения для базового варианта):

- максимальный подъем кулачка - 6,0 мм (7,67 мм);

- тепловой зазор – 0,35 мм;

- минимальная величина оценочного гидродинамического параметра - 0.151;

- максимальное контактное напряжение в области отрицательных ускорений для пятна контакта кулачок-толкатель – 652 МПа (687 МПа);

- максимальная сила в области отрицательных ускорений для пятна контакта кулачок-толкатель - 483 Н (1055 Н);

- максимальное контактное напряжение в области положительных ускорений для пятна контакта кулачок-толкатель – 934 МПа (732 МПа);

- максимальная сила в области отрицательных ускорений для пятна контакта кулачок-толкатель - 4094 Н (1857 Н);

- оценка время-сечение ведется по площади под кривой подъема толкателя – 1.7 мм*рад (3.9 мм*рад).

При сокращении фазы впуска сохранить время-сечение возможно только за счет увеличения высоты подъема клапана в начальной стадии подъема. Сокращение фазы впуска при сохранении максимальной высоты подъема кулачка неизбежно ведет к увеличению ускорений толкателя.

Важно отметить и тот факт, что базовый дизельный двигатель имеет очень раннюю фазу начала открытия выпускного клапана. Фактическая (действительная) степень расширения, принимаемая по моменту начала открытия выпускного клапана, составляет 15 ед.

Одновременно со снижением действительной степени сжатия для усиления эффекта продолженного расширения, была увеличена действительная степень расширения, для чего укорочена фаза выпуска за счёт более позднего открытия выпускного клапана.

Итоговые профили кулачков таковы (см. рисунок 4.12):

Вал №1 - вариант (с ранним закрытием впускного клапана):

- впускной клапан – ширина фазы открытого состояния 143,3° угла ПКВ (открытие 21,4° до ВМТ, закрытие 58,7 до НМТ), высота кулачка 6,0 мм, максимальный подъем клапана 7,94 мм);
- выпускной клапан – без изменений.

Вал №2 - Вариант CTDC (с ранним закрытием впускного клапана и поздним открытием выпускного клапана):

- впускной клапан – аналогичен варианту вала №1;
- выпускной клапан - ширина фазы открытого состояния 221,9° угла ПКВ (открытие - 20,2° до НМТ + 180° + 21,7° после ВМТ), высота кулачка 7,86 мм, максимальный подъем клапана 10,4 мм).

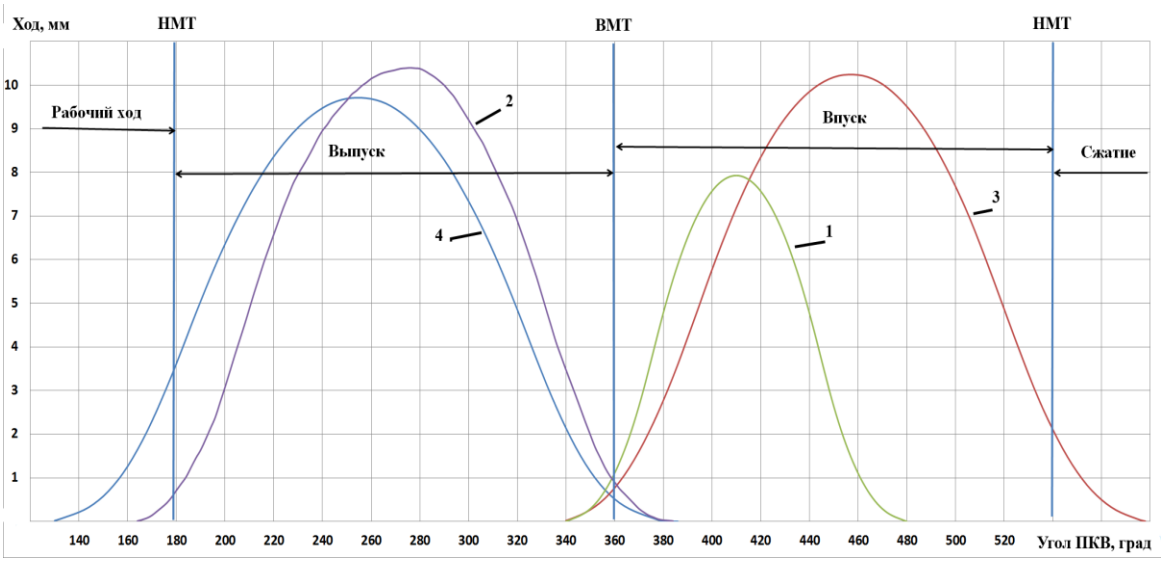


Рисунок 4.12. Диаграмма фаз газораспределения экспериментальных распределительных валов для реализации цикла Миллера.

1 – впускной клапан вала №1 (E-Miller);

2 – выпускной клапан вала №2 (CTDC)

3 – штатный впускной клапан;

4 – штатный выпускной клапан.

4.1.4. Поверочный расчёт напряжений в паре кулачок-толкатель

В связи с измененными фазами газораспределения, был проведен расчет ускорений и сил, действующих в газораспределительном механизме. По его итогам выяснилось, что максимальная сила, действующая на ролик толкателя, увеличилась с 2000Н до 4000Н, т.е. в 2 раза. На большинство деталей толкателя действуют лишь сжимающие нагрузки, а материал - сталь. Единственное исключение – бронзовая ось толкателя. Кроме того, только на ней были заметны следы износа. Поэтому было решено провести расчет оси толкателя.

Расчет напряжений производился методом конечных элементов в трехмерной постановке, запасы прочности вычислялись по стандартным формулам.

Толкатель состоит из 3х деталей: корпуса, оси и ролика (рисунок 4.13).

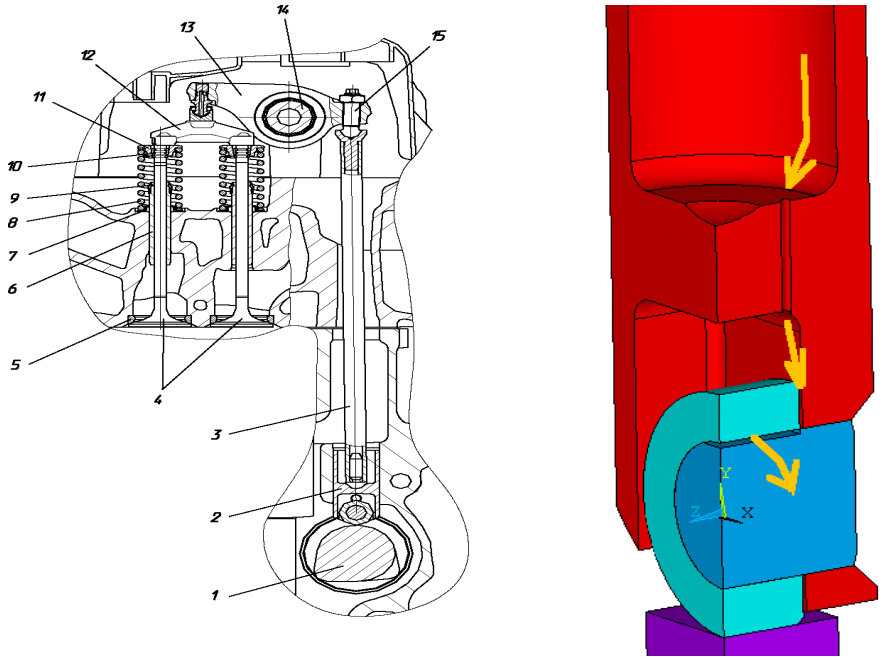


Рисунок 4.13. Конструкция толкателя.

Масло поступает сверху, стекает в корпус толкателя, заполняя место контакта штанги толкателя с корпусом, и стекает по двум сверлениям вниз. Вверху оси толкателя сделана выемка, куда и попадает масло, стекающее сверху через сверления. Из выемки на оси толкателя масло растекается в зазор между роликом толкателя и осью.

Для расчета был взят случай полужидкостного трения, как более опасный для места на оси толкателя около края ролика (на оси обнаружены следы контакта края ролика, т.е. по крайней мере в момент пуска двигателя там нет чисто жидкостного трения). Поскольку теория полужидкостного трения не разработана, нагрузка взята для аналогичного распределения давления – между поршневым пальцем и шатуном.

Было проведено несколько расчетов с разными вариантами распределения нагрузки – (максимальное давление у края ролика толкателя; равномерное давление по всей длине оси; максимальное давление в центре оси и минимальное у края ролика толкателя (жидкостное трение)).

Также расчеты проводились с разными вариантами закрепления оси толкателя в корпусе (с несколькими вариантами натяга и без натяга вообще), но результирующие максимальные напряжения во всех вышеперечисленных случаях приблизительно одинаковы и составляют от 160 до 200 МПа.

Результат расчета представлен на рисунке 4.14.

Была проведена качественная оценка запасов прочности.

Как показано в таблице на рисунке 4.16, различные марки бронз отличаются по прочности в 5-10 раз, и существуют бронзы с пределом прочности более 1000 МПа.

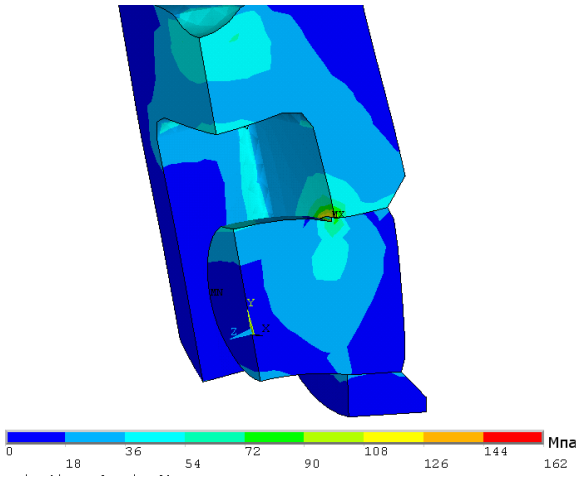


Рисунок 4.14. Эквивалентные напряжения в толкателе

Более подробно эквивалентные напряжения в оси толкателя показаны на рис. 4.15.

В результате расчётов установлено, что для минимального запаса прочности равного 1,5, предел усталостной прочности бронзы должен быть равен не менее 230-240 МПа. Тогда предел прочности при растяжении должен быть около 460-500 МПа.

Таких марок бронз множество, поэтому, даже если ось толкателя начнет разрушаться, можно не меняя технологии изготовления заменить марку бронзы на требуемую.

В результате работы выяснено, что существующая конструкция пригодна для использования в газовой модификации двигателя либо без изменений вообще, либо с минимальными изменениями (замена марки материала).

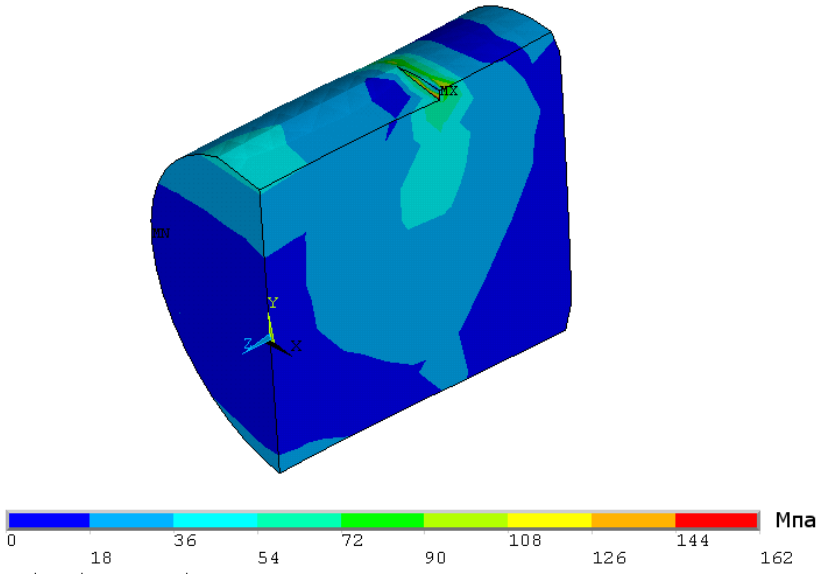


Рисунок 4.15. Максимальные напряжения в оси толкателя

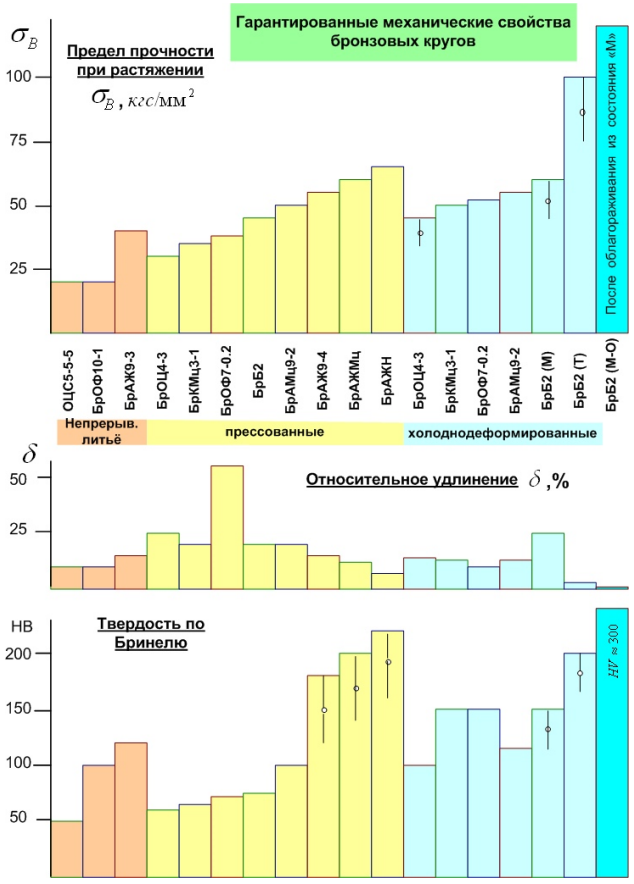


Рисунок 4.16. Свойства разных сортов бронз

4.2. Оптимизация процессов топливоподачи и смесеобразования.

Анализ существующих конструкций системы питания современных газовых двигателей показал, что основное усилия исследователей в части улучшения процесса внешнего смесеобразования направлены на организацию распределённого фазированного впрыска газа во впускную систему. Установлено, также, что большая часть транспортных газовых двигателей рабочим объёмом 5-12 литров оснащены или системами с центральной подачей газового топлива, либо имею распределённые системы, но без строгого фазирования на всех нагрузочных режимах. Более того, как правило, на режимах полных нагрузок и максимальных частотах вращения фазирования, как такового, не получается. Невозможность фазирования впрыска газа на этих режимах приводит к увеличенным выбросам углеводородов и ухудшению топливной экономичности.

Основная причина этого факта, как уже отмечалось в главе 2, заключается в том, объёмная цикловая подача газового топлива превышает почти в 1000 раз объёмную цикловую подачу, например бензина. Один из способов решения этой задачи - повышение давления газа в газовой рампе перед форсунками. Но это влечёт за собой сразу несколько проблем. Первая – сокращение запаса хода автомобиля, поскольку, чем выше давление впрыска газа, тем больше его должно оставаться в системе хранения автомобиля. Вторая - высокие требования к конструкции газовых форсунок, и третья сложность обеспечения требуемого динамического диапазона работы форсунок, что приводит к усложнению системы управления и снижению качества работы двигателя на холостом ходу и малых нагрузках.

Поэтому, чаще всего, не имея возможности обеспечить гарантированную фазированную подачу топлива на всех режимах, сужают фазы перекрытия впускного и выпускного клапана, что негативно сказывается на удельных мощностных и экономических показателях.

Примером такого решения могут служить современные газовые двигатели Cummins, MAN, Volvo, Scania.

Задача обеспечения фазированного впрыска газа ещё в большей степени усложняется при реализации двигателя, работающего по циклу Миллера с укороченным тактом впуска с ранним закрытием впускного клапана. Существенное уменьшение фазы впуска, малое время, отведенное на топливоподачу, определяет ещё более жёсткие условия при организации процесса смесеобразования и при выборе компонентов системы питания и алгоритмов управления дозаторами газа.

При этом вариант уменьшения угла перекрытия впускного и выпускного клапанов для цикла с укороченными тактами впуска и выпуска не пригоден. Поскольку применены, для реализации продолженного расширения, и без того сокращённые фазы впускного и выпускного клапанов.

Путь с завышенными давлениями впрыска также не рассматривался по отмеченным выше причинам.

Рассматривались следующие пути обеспечения фазированного распределённого впрыска газа:

- оптимизация конструкции газовой форсунки;
- оптимизации места подачи газа в непосредственной близости к впускному клапану;
- переменное давление впрыска газа;
- оптимизация алгоритмов управления газовыми форсунками.

4.2.1 Формирование технических требований к параметрам газовых форсунок для газового двигателя с укороченным тактом впуска

Основная задача при организации распределённого фазированного впрыска газа – определение начала и длительности процесса впрыска, выбор

конструкции газовых форсунок, обеспечивающих эти требования.

Для исключения попадания газового топлива в выпускную систему в момент перекрытия клапанов требуется осуществить подачу газового топлива в начальный момент открытия впускного клапана.

Исходными данными для определения (задания) длительности впрыска в зависимости от режимов работы двигателя требуется определить располагаемое время, за которое этот впрыск может быть осуществлён. Этот факт определяет первое граничное условие. Основная трудность возникнет при выборе расходных динамических характеристик газовой форсунки для обеспечения подачи нужного количества газа на режимах максимальной мощности и максимального крутящего момента при заданном времени впрыска. Это – второе граничное условие. Третье граничное условие – обеспечения малых подач газа на малых нагрузках и холостом ходу.

Для формирования первого граничного условия были приняты следующие параметры двигателя:

- максимальная мощность 180 кВт при 2300 мин$^{-1}$;
- максимальный крутящий момент 800 - 900 Нм в диапазоне 1200 – 1800 мин$^{-1}$;
- работа двигателя осуществляется на стехиометрических составах смеси;
- максимальный эффективный расход топлива по внешней скоростной характеристике – 260 г/кВт ч. (Завышенный расход топлива был принят умышленно, для того, чтобы иметь запас по производительности форсунок.)

Предполагается, что будут разработаны две модификации двигателя:

1. Двигатель с укороченным тактом впуска и с геометрической степенью сжатия 17,5. Для этого двигателя в расчёт принималась длительность фазы впрыска по углу поворота коленчатого вала – 100° ПКВ;
2. Двигатель со штатным распредвалом и с геометрической степенью сжатия 11,5. Для этого двигателя в расчёт принималась длительность фазы

впрыска по углу поворота коленчатого вала – 200° ПКВ;

На основании эти исходных данных была сформирована внешняя скоростная характеристика, показанная на рисунке 4.17.

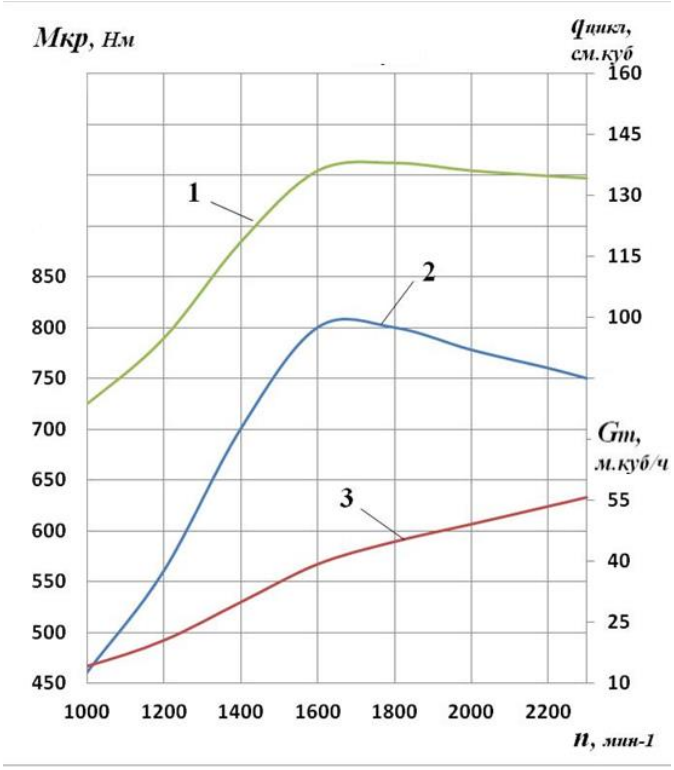


Рисунок 4.17. Задаваемая внешняя скоростная характеристика двигателя (крутящий момент, часовой расход топлива и цикловая подача топлива) для определения расчётной цикловой подачи газа. 1 – цикловая подача топлива; 2 – заданная характеристика крутящего момента; 3 – часовой расход топлива.

По заданной внешней скоростной характеристике могут быть определены величины цикловых подач топлива; время, отводимое для обеспечения фазированного впрыска и требуемая статическая производительность газовой форсунки.

Предварительными испытаниями было установлено, что для обеспечения фазированной подачи газового топлива следует открывать клапан газовой форсунки на 20-22 градуса по углу ПКВ позже начала открытия и за 10° раньше закрытия впускного клапана. В связи с этим длительность открытого состояния газовой форсунки (по углу ПКВ) должна

быть на 30° меньше, чем длительность открытого состояния впускного клапана.

Время открытого состояния впускного клапана (в мс) в течении которого можно впрыскивать газовое топливо определится из зависимости:

$$\tau_{кл} = \frac{\varphi_{кл} - \varphi_{зкл}}{n \cdot 6} 10^{-3} \qquad (4.9)$$

где: $\varphi_{кл}$ – угол открытого состояния впускного клапана, град:

$\varphi_{зкл}$ – суммарный угол запаздывания открытия и опережения закрытия клапана газовой форсунки относительно открытия и закрытия впускного клапана, соответственно, град:

n – частота вращения, мин$^{-1}$

Статическая пропускная способность форсунки, при которой может быть обеспечена требуемую цикловая подача в заданный промежуток времени определится из формулы:

$G_{ф\ дин} = G_{тц}/\tau_{кл}$ (4.10)

где: $G_{тц}$ - цикловая подача топлива, кг/цикл

$\tau_{кл}$ – время открытого состояния впускного клапана, во время которого возможен впрыск топлива.

Цикловая подача рассчитывается по известной зависимости:

$G_{тц}=Gт/i30n$ (4.11)

где: Gт = часовой расход газа,

i – число цилиндров

тогда статическая пропускная способность, которую должна обеспечить газовая форсунка не должен быть меньше, чем величина, определяемая зависимостью:

$$G_{ф \cdot дин} = 0{,}2 \frac{G_T}{i \cdot (\varphi_{кл} - \varphi_{зкл})_л} \qquad (4.12)$$

Принимается требуемая максимальная пропускная способность по максимальной частоте и максимальному расходу газа по внешней скоростной характеристике $G_{ф\ max}$:

$$G_{ф}\max = ОКРВВЕРХ(0{,}2\frac{G_{T\max}}{i\cdot(\varphi_{кл}-\varphi_{зкл})};+10\%) \quad (4.13)$$

характеристике.

Тогда время впрыска газового топлива в случае использования газовой форсунки с принятой максимальной производительностью определится для внешней скоростной характеристике как

$$\tau_{впр} = \frac{G_{тц}}{G_{ф\max}} \quad (4.14)$$

Зависимости изменения времени открытия впускного клапана и времени, отводимому на впрыск газа двигателей, работающих по циклу Отто и циклу Миллера по внешней скоростной характеристике показаны на рисунке 4.18. Время, отводимое на впрыск газа, определялось исходя из выбранной производительности газовой форсунки, обеспечивающей фазированную подачу на номинальном режиме.

Для определения параметров форсунки важен не массовый расход через форсунку, а объёмный. Тогда максимальная статическая производительность форсунки для обеспечения заданного массового расхода определится как:

$$G_{ф\cdot дин} = 0{,}2\frac{G_T}{\rho_г\cdot i\cdot(\varphi_{кл}-\varphi_{зкл})} \quad \text{м}^3/\text{с} \quad (4.15)$$

Плотность газа определяется по известной зависимости:

$$\rho_г = p_ф\,\mu / 8314\,T_ф \quad (4.16)$$

где: $m_т$ - молекулярная масса газового топлива;

$p_ф$ *и* $\text{Т}_\text{ф}$ давление и температура газа на выходе из форсунки, соответственно.

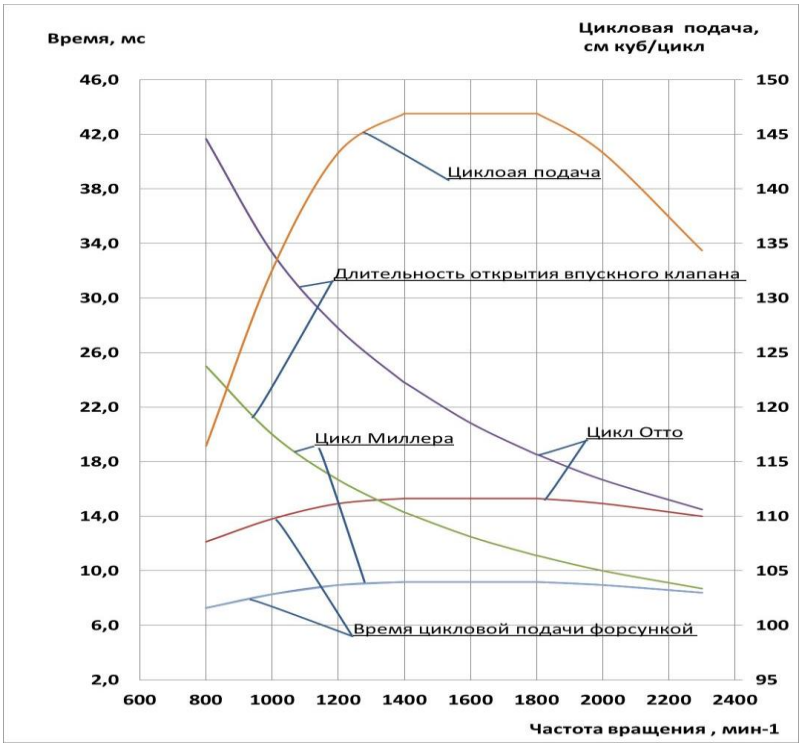


Рисунок 4.18. Расчётная цикловая подача газа по внешней скоростной характеристике, время открытого состояния впускного клапана и время, отводимое для впрыска топлива.

Для дальнейших расчётов принимается максимальная производительность газовой форсунки с поправкой в 10% относительно рассчитанной по зависимости (4.15):

$$G_{\phi}\max = OKPBBEPX\,(0{,}2\frac{G_{T\max}}{\rho_{г}\cdot i\cdot(\varphi_{кл}-\varphi_{зкл})};+10\%) \qquad (4.17)$$

Будем иметь в виду, что истечение газа через седло клапана может рассматриваться как истечение через дроссель. Поэтому для определения конструктивных параметров проходных сечений газовой форсунки воспользуемся зависимостью (4.18) для определения статического объёмного расход газа через дроссель:

$$Q_{к} = \mu \times F\sqrt{\frac{2zRT_1}{M}\frac{k}{(k-1)}\left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{2/k}-\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(k+1)/k}\right]}, \qquad (4.18)$$

где: P1, P2 – давление газа на входе и выходе в форсунку;

k – показатель адиабаты газа;

R – универсальная газовая постоянная;

T_1 – абсолютная температура газа на входе в форсунку, К.

μ – коэффициент расхода клапана;

M – молекулярная масса газа;

F – площадь проходного сечения клапана газовой форсунки.

z - коэффициент сжимаемости.

Для рассматриваемого диапазона рабочих давлений, при которых работает газовая форсунка можно пренебречь учётом коэффициента сжимаемости. Тогда массовый расход:

$$G_к = \mu \times F \times P_1 \sqrt{\frac{2M}{RT_1}\frac{k}{(k-1)}\left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{2/k} - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(k+1)/k}\right]}, \qquad (4.19)$$

Для большинства газовых двигателей мощностью 180 – 230 кВт применяются форсунки с проходными сечениями в диапазоне 12-25 мм2 в зависимости от рабочего объёма одного цилиндра. Характеристики наиболее типичных газовых форсунок приведены в таблице 4.3.

Таблица 4.3 Технические характеристики газовой форсунки Типа №1.

№	Наименования основных раметров и размеров	Значения параметров и змеров	
		Мод 1-1	Мод. 1-2
1	Номинальное избыточное давление, а	300+6	
2	Время открытия, не более, мс	1,5+0,1	
3	Время закрытия, не более, мс	1,2 +0,1	
4	Номинальное напряжение питания,	24	
5	Статический расход воздуха, при репаде давления 300 кПа, Нм3/ч (л/с)	12,5±0,38 (3.33)	22,0±0,66 (6,12)

Время, необходимое для впрыска газа по внешней скоростной характеристике для цикла Отто и цикла Миллера с форсункой типа №1, мод. №2 (в дальнейшем «мод. 1-2») показаны в таблице 4.4.

Таблица 4.4 Время, необходимое для впрыска цикловой подачи *)

n, об мин	Время отрытого состояния впускного клапана, мс	Цикловая подача, см3/цикл	Располагаемое время для впрыска, мс	Требуемый статический расход газа через форсунку, л/с	Действительный статический расход газа через форсунку л/с	Время впрыска цикловой подачи газа, мс
Цикл Миллера						
2300	8,53	134	8,40	16	6,12	21,97
2200	8,92	135	8,44	16	6,12	22,06
2000	9,81	136	8,52	16	6,12	22,27
1800	10,90	138	8,64	16	6,12	22,58
1600	12,26	136	8,51	16	6,12	22,26
1400	14,01	119	7,41	16	6,12	19,38
1200	16,35	95	5,93	16	6,12	15,51
1000	19,62	79	4,92	16	6,12	12,86
800	24,52	65	4,03	16	6,12	10,54
Цикл Отто						
2300	15,08	134	14,94	9	6,12	21,97
2200	15,77	135	15,00	9	6,12	22,06
2000	17,34	136	15,14	9	6,12	22,27
1800	19,27	138	15,35	9	6,12	22,58
1600	21,68	136	15,14	9	6,12	22,26
1400	24,77	119	13,18	9	6,12	19,38
1200	28,90	95	10,54	9	6,12	15,51
1000	34,68	79	8,74	9	6,12	12,86
800	43,35	65	7,17	9	6,12	10,54

*) Газовая форсунка мод. 1-2, избыточное давление газа перед форсункой 3 бар)

Обращает на себя внимание, что рассматриваемая форсунка обеспечивает фазированную подачу газа в двигателе, работающим по циклу Отто только от частот вращения 1600 мин$^{-1}$ и ниже. А в двигателе по циклу Миллера только от частот вращения 1200 мин$^{-1}$ и ниже.

Для обеспечения фазированного впрыска на режиме номинальной нагрузки производительность газовой форсунки должна быть увеличена с 6,12 до 16-17 л/с.

Для увеличения производительности форсунки должны быть проведены доработки в следующих направлениях:

- увеличение проходного сечения форсунки до 6-6,3 мм;

- увеличение давления газа перед форсункой; до 4,5 – 5 бар

- увеличение коэффициента расхода клапана за счёт снижения гидравлического сопротивления до 0,75-0,78.

- увеличение тягового усилия электромагнитного привода газовой форсунки без увеличения габаритов.

Расчётное изменение производительности в зависимости от входного давления для базовой форсунки мод. 1-2 и для модернизированной приведены на рисунке 4.19.

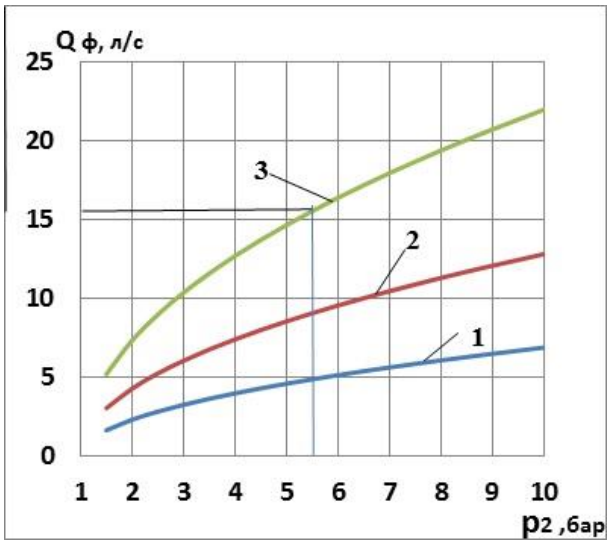


Рисунок 4.19. Влияние входного давления на производительность газовой форсунки.

1- форсунка мод.1-1, 2- форсунка мод.1-2, 3-модернизированная форсунка

После модернизации форсунка должна обеспечить объёмный расход газа не менее 16 л/с при давлении не выше 5 бар.

При оптимизации параметров газовой форсунки следует принимать во внимание, что для обеспечения стабильной подачи газа на холостом ходу и малых нагрузках длительность управляющего импульса на этих режимах должна быть не менее суммарной длительности открытия и закрытия клапана газовой форсунки, которые являются конструктивными её параметрами.

Как установлено выше, для реализации распределённой фазированной подачи газа со штатным распредвалом форсунка должна обеспечить требуемую цикловую подачу по внешней скоростной характеристике за время от 8,5 до 15 мс. Для двигателя с укороченным тактом впуска из-за существенного сокращения длительности впускного клапана это время сокращается до интервала 6-9 мс. Статическая пропускная способность газовых форсунок требуется 9 л/с и 16 л/с соответственно.

Следует иметь в виду и то, что динамический диапазон подачи топлива с уменьшением нагрузки сокращается в 10-15 раз, при этом длительность открытия форсунки на холостом ходу при высокой частоте вращения должна быть уменьшена до 1,0 - 2,5 мс. Этот факт накладывает ещё одно условие – длительность закрытия и открытия форсунки по времени и её стабильность при подаче сигналов на открытие и закрытие не должна превышать этих величин (2,5-1,0 мс.). В силу известных причин время открытия-закрытия зависит только от параметров форсунки, заложенных в конструкцию, свойств используемых материалов, технологии её изготовления и алгоритмов её управления. И этот параметр остаётся величиной постоянной, не зависящей ни от частоты вращения коленчатого вала двигателя, ни от нагрузки. Так, в большинстве известных нам газовых форсунок, в том числе зарубежного производства, суммарное время

открытия и закрытия колеблется в пределах 1,5 – 3,5 мс. Это означает, что технологическое время на открытие и закрытие становится подчас больше, чем время для впрыска цикловой подачи на холостом ходу. Говорить о возможности обеспечить на холостом ходу стабильный фазированный впрыск газа с такими параметрами форсунки не приходится.

Сказанное выше иллюстрируется зависимостями цикловой подачи и временем, необходимым для подачи топлива на режиме холостого хода (см. рисунки 4.20 и 4.21). Будем иметь в виду, что взята газовая форсунке специально сконструированная для обеспечения фазированной цикловой подачи на номинальном режиме при фиксированном давлении газа на входе в форсунку 5 бар. В соответствии с кривой 3 на рисунке 4.19 эта форсунка имеет производительность 16 л/с, что достаточно для фазированного впрыска.

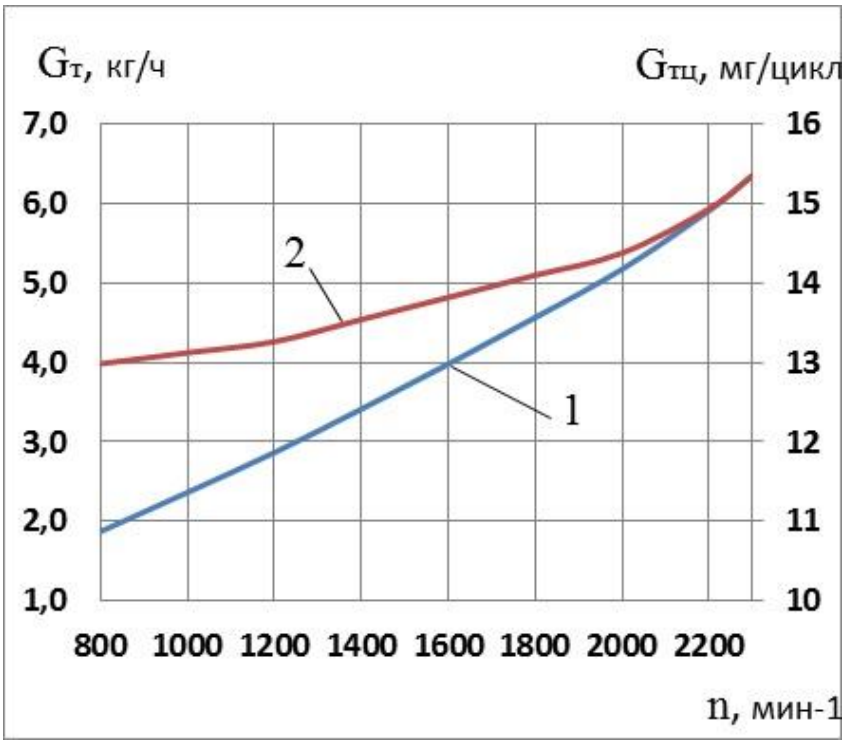


Рисунок 4.20. Часовой расход топлива (1) и цикловая подача (2) по характеристике холостого хода.

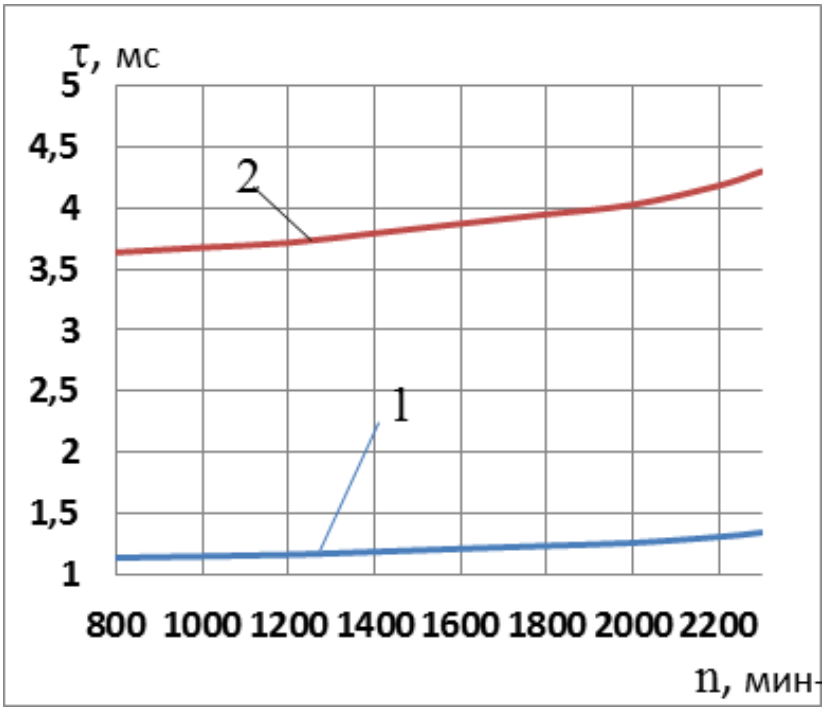


Рисунок 4.21. Время, необходимое для впрыска цикловой подачи по характеристике холостого хода с различными входными давлениями перед форсункой.

1- входное давление 5 бар, 2- входное давление 1,5 бар.

График на рисунке 4.21 (кривая 1) показывает, что при давлении газа перед форсунками 5 бар будет невозможно обеспечить стабильную подачу газа на холостом ходу и малых нагрузках. Но при снижении входного давления до 1,5 бар форсунка уже обеспечит фазированную цикловую подачу за 3,5 – 4 мс, что вполне достаточно с точки зрения стабильности работы форсунок на холостом ходу. При этом будем иметь в виду, что при входном давлении 1,5 бар невозможно обеспечить фазированную подачу на полных нагрузках при максимальной частоте вращения. Очевидно, требуется компромисс, заключающийся в том, что в газовой рампе требуется изменять входное давление в зависимости от нагрузки.

4.2.2. Оптимизация конструкции газовых форсунок и оптимизация управляющего сигнала.

Важная роль при отработке процесса смесеобразования отводится стабильности работы газовых форсунок. Предварительные испытания показали, что нестабильность подачи топлива через форсунки, связанная с её конструкцией и качеством изготовления может быть доведена до 5-7%. Этот показатель удалось достичь после оптимизации форсунки - параметров соленоида, пружины запорного элемента, материалов и массы запорного элемента, оптимизации формы управляющего сигнала и газодинамических характеристик газового тракта форсунки. А путём селективного подбора форсунок этот параметр удалось снизить до 2%.

Как показали исследования, приемлемые результаты по выполнению требований экологического класса 5 и выше могут быть получены с газовыми форсунками, имеющими неравномерность подачи газа по цилиндрам на уровне не более 1,5-2%.

Исследования, проводимые в НАМИ показали, что проблемы поддержания стабильных составов смеси, начала и длительности подачи газа могут быть решены за счёт оптимизации алгоритма формирования и обработки управляющего сигнала.

В таблице 4.5 представлены данные выборочной проверки газовых форсунок различных производителей.

На рисунке 4.22 представлены формы управляющего сигнала бензиновой форсунки (внизу) и наиболее распространённой газовой форсунки (верхняя кривая) зарубежного производства с блоком управления газовой системы питания, также зарубежного производства.

Несоответствие характеров управляющих сигналов очевидно. При этом наиболее опасно длительное время начала открытия газовой форсунки (выделено вертикальными пунктирными линиями), длительность которого на некоторых режимах превышает 0,5 ms. При такой «раскачке» газовой

форсунки не удаётся получить приемлемой стабильности подачи газа, особенно на высокой частоте вращения двигатели и малых нагрузках.

Таблица 4.5 - Неравномерность подачи топлива газовыми форсунками

Производитель форсунки	Производительность форсунок (номера из одной партии),				Неравномерность δ, %	
	1	2	3	4	До регулировки	После регулировки
Valtek	42	44	43.5	45	9,3	0,5
REG	49	47	46,5	47	5,23	не рег.
REG	51,5	48,5	49	50.5	5,97	не рег.
Valtek	61	56	58	61.5	9,36	1
Valtek	51	53	51	50	3,8	1
ALEX ACON	20	20	17,5	20	13,3	0,5
Valtek	41	44	42	48.5	16,7	0,5
REG	44	45.5	45.5	44.5	3,3	не рег.
Valtek	50	50	50	53	5,8	0,5
LANDIRENZO	40	39	39.5	40	2,5	не рег.
LANDIRENZO	41,5	41,5	42	42,5	2,3	не рег.
REG	39	39	39,5	38,5	2,5	не рег.
REG	38,5	39	39	39	1,3	не рег.
REG	46	43	43	43	6,7	не рег.
Valtek	66	64	64	64	3	0,5
LANDIRENZO	22	22	22	22	0	не рег.

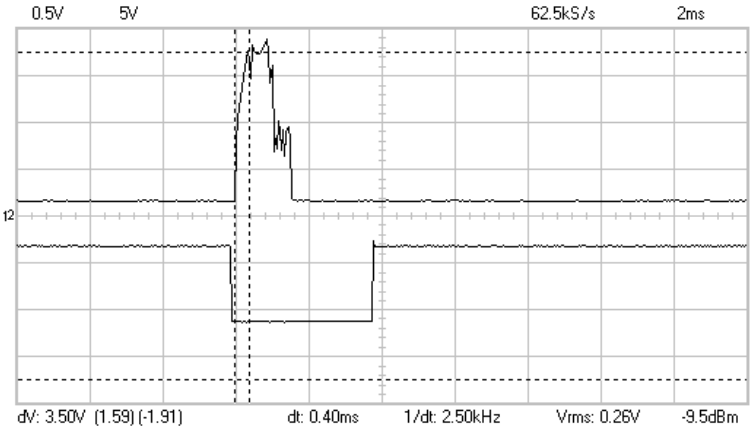


Рисунок 4.22. Характерные формы сигналов управления бензиновой и газовой форсунками.

На рисунке 4.23 показана характерная форма сигналов управления газовой форсунками на 80%-ной нагрузке при частоте вращения 2500 мин$^{-1}$.

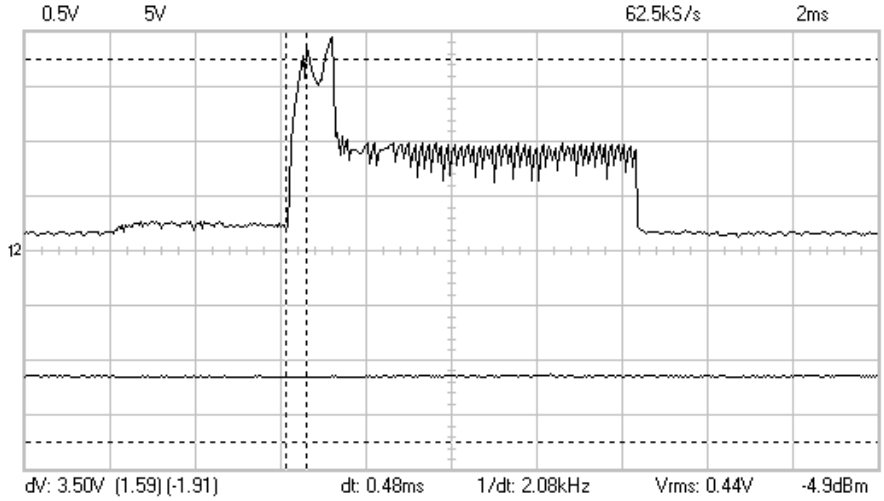


Рисунок 4.23. Характерная форма сигналов управления газовой форсунками на 80%-ной нагрузке при частоте вращения 2500 мин$^{-1}$.

Форсунка, работающая под управлением такого сигнала, не обеспечивает возможности впрыска газа в нужном количестве, что вынуждает начать впрыск газа намного раньше момента открытия впускного клапана двигателя. Следствием этого и являются повышенные выбросы углеводородов с отработавшими газами.

В результате отработки конструкции газовой форсунки и формированию управляющего сигнала удалось существенно (0,06 мс) снизить время подъёма клапана форсунки до полного его открытия, а за счёт расширения динамического диапазона её пропускной способности обеспечить подачу газа в заданном интервале углов поворота коленчатого вала двигателя.

Наиболее характерным показателем качества газовых форсунок является возможность обеспечения стабильных показателей работы в пульсирующем режиме. Величина неравномерности по отдельным форсункам, установленных на одном двигателе не должна превышать 3…5%

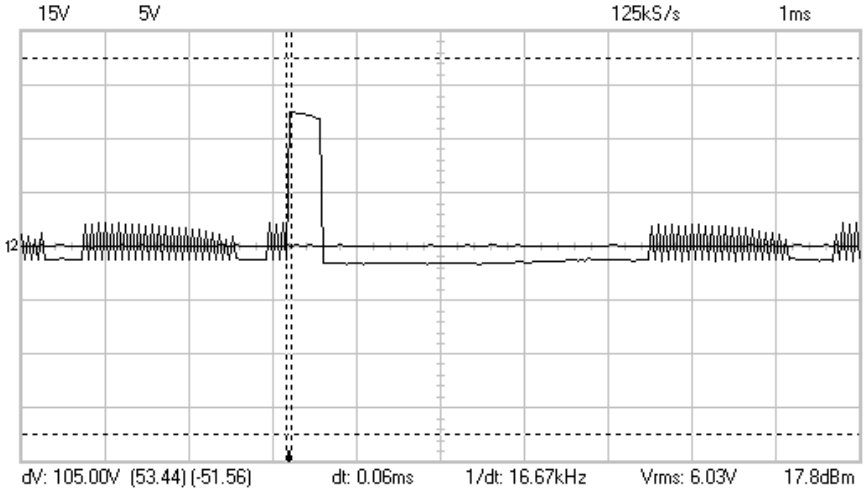


Рисунок 4.24. Форма управляющего сигнала на открытие газовой форсунки после оптимизации.

Все испытания на равномерность проводились на специально разработанном безмоторном стенде ИС-010Ф-01 (см. рисунок 4.25). Стенд позволяет управлять открытием форсунки в пульсирующем режиме, задавая величину и длительность управляющего сигнала на открытие, величину и время сигнала удержания форсунки в открытом состоянии и частоту последующих сигналов, имитируя частоту вращения двигателя.

Рисунок 4.25. Стенд для проведения безмоторных испытаний форсунок.

Испытания проводились при следующих условиях:

- давление воздуха перед форсункой – 0.3 МПа,
- время управляющего сигнала на открытие 0,5 мс;
- время открытия форсунки – 6 мс,
- частота повторения сигналов 60 мс, что соответствует работе двигателя при частоте вращения 2000мин$^{-1}$.

В таблице 4.6 представлены результаты проверки форсунок мод.01-3 разработанных на основе модернизированных форсунок мод. 01-2, и имеющие активное сопротивление катушки R=3 Ом.

Таблица 4.6. Стабильность работы форсунок мод. 01-3

форсунки	Значение цикловой подачи, см^3/цикл	
	Исходное	Отрегулированное
	73,31	75,0
	72,22	75,0
	71,50	75,0
	72,94	75,0
	72,22	75,0
	75,11	75,0

Для форсунок, также, должно выполняться и требование обеспечения стабильной подачи газа на малых нагрузках. В связи с этим представляет

интерес проверить стабильность работы форсунок при малых длительностях времени открытия и меньшими значениями давления воздуха на входе в форсунку, т.е имитировать цикловые подачи, характерные для малых нагрузок и холостого хода. Примем во внимание, что подача по внешней скоростной характеристике находится в диапазоне 75…150 $см^3$/цикл, а цикловая подача на режимах холостого хода будет составлять 6-20 $см^3$/цикл. Результаты замеров по оценке стабильности подачи газа при давлении воздуха на входе в диапазоне 0,15…0,17 МПа при различной длительности открытия, показаны в таблице 4.7.

Испытания показали удовлетворительные результаты по неравномерности модернизированных форсунок. Данные форсунки были использованы для проведения дальнейших испытаний.

Таблица 4.7. Стабильность работы форсунок мод. 01-3

Значение цикловой подачи, $см^3$/цикл		
t = 1мс, n=1000 мин-1	t = 2мс, n=2000 мин-1	t = 6мс, n=2000 мин-1
12,5	27,8	57,8
12,5	27,8	57,8
12,5	27,8	57,8
12,5	27,8	57,8
12,5	27,8	57,8
12,5	27,8	57,8

Для получения более полного представления о возможности газовых форсунок мод. 01-3 были проведены испытания на безмоторном стенде ИС-010Ф-01 по определению расходных характеристик форсунок при различных условиях работы. Результаты испытаний представлены на рисунке 4.26.

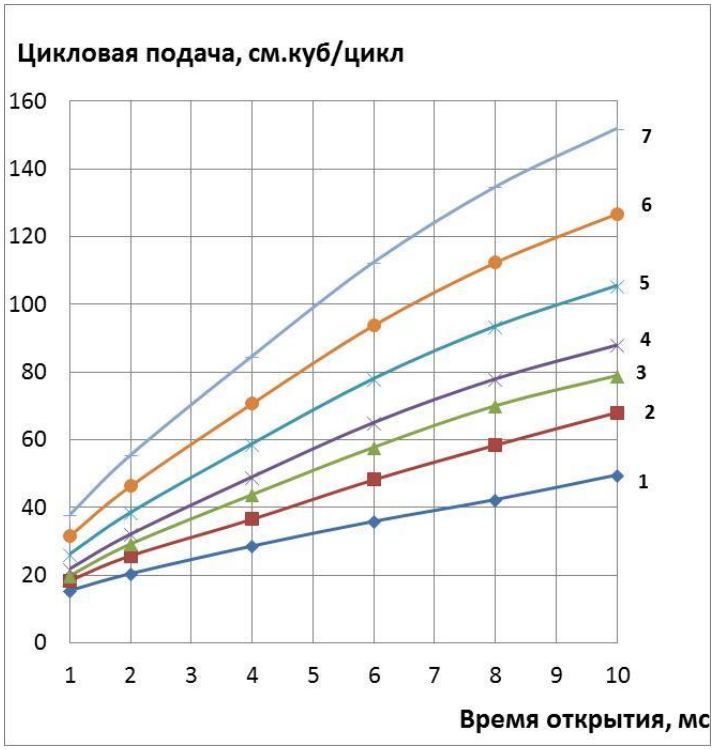


Рисунок 4.26. Зависимость цикловой подачи от времени открытия форсунки мод. 01-3 при различных давлениях на входе. 1 – 0,05 МПа; 2 – 1,0 МПа; 3- 0,15МПа; 4- 0,2 МПа; 5 - 0,3 МПа; 6 – 0,4 МПа; 7 – 0,5 МПа.

Таким образом, форсунка мод. 01-3 может обеспечить требуемую цикловую подачу газа при длительности её открытия в пределах 8-9 мс, что и требуется для двигателя, работающего с укороченным тактом впуска.

В результате проведенных испытаний установлено, что конструкция газовой форсунки мод.01-3 с катушкой, имеющей активное сопротивление R=3 Ом, позволяет получить расходные характеристики близкие к оптимальным, что делает возможным их применения для газового двигателя с укороченным тактом впуска.

4.2.3. Выбор конструкции газовой рампы и оптимизация процесса смесеобразования.

При выборе конструкции элементов системы питания решающее значение имеет конструкция рампы и способ подвода газа к форсункам.

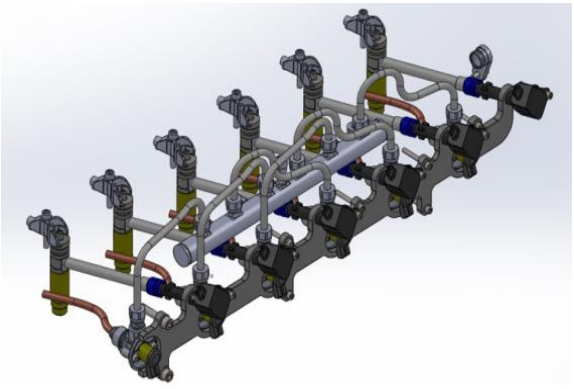
Для оценки влияния элементов системы питания двигателя газом на

равномерность подачи топлива в отдельные цилиндры были проведены испытания различных конструкций рамп.

- последовательный подвод газа, когда газ подводится к одной из крайних форсунок (1-го или 6-го цилиндра), а затем через соединительные патрубки газ поступает к следующей форсунке. Конструкция привлекает своей простотой (см. рисунок 4.27).

- параллельный подвод газа, когда газ поступает в общую рампу и по отдельным патрубкам передаётся к каждой форсунке. (Рисунок 4.28.)

Рисунок 4.27 – Общий вид газовой рампы с последовательным подводом газа с корпусами форсунок



а

б

Рисунок 4.28. Рампа газовая с параллельным подводом газа. (а – 3D модель; б – вид рампы, установленной на двигателе)

Предварительные испытания показали, что неравномерность распределения состава смеси по цилиндрам при параллельном подводе газа

снизилась до 3-5% по сравнению с рампой с последовательным подводом газа (см. таблицу 4.8).

Таблица 4.8. Показатели двигателя с двумя способами подвода газа

Параметр (по нагрузочной характеристике при 1600 мин$^{-1}$)	Последовательный подвод	Параллельный подвод
Крутящий момент, Нм	620,0	680,0
Минимальный удельный расход газа, г/кВтч	198,0	188,0
Неравномерность распределения смеси по цилиндрам,%	15,4	5,3

Дальнейшие испытания проводились с газовой рампой с параллельным подводом газа.

В результате расчётных и экспериментальных исследований установлено, что в газовом двигателе с укороченным тактом впуска возможно реализовать распределённый фазированный впрыск газа при выполнении следующих условий:

- обеспечить статический расход газа через форсунку на уровне 16 л/с;

- обеспечить суммарное время подъёма клапана газовой форсунки до полного открытия и время закрытия не более 1,5-2 мс;

- подавать газ следует не непосредственно во впускной коллектор, а через газопроводы от клапана газовой форсунки к кромке наиболее удалённого впускного клапана;

- газовая рампа должна обеспечить одинаковые условия по состоянию газа перед газовыми форсунками и в наибольшей степени этому условию удовлетворяет рампа с параллельным подводом газа;

- для обеспечения стабильных характеристик газовых форсунок во всём диапазоне нагрузочных и скоростных режимов работы двигателя давлением газа в газовой рампе должно быть переменным. Алгоритм изменения давления должен быть разработан на основе экспериментальных методов оптимизации.

4.3. Методы оптимизации системы воздухоснабжения

В разделе рассмотрены результаты исследований по достижению максимально возможных значений среднего эффективного давления по внешней скоростной характеристике за счёт оптимизации системы воздухоснабжения, включающей устройства регулирования наполнением (дроссельный узел), системы наддува и охлаждения надувочного воздуха.

4.3.1. Выбор и оптимизация дроссельного узла

Первый шаг оптимизации системы воздухоснабжения заключается в выборе параметров дроссельного узла (ДУ), диаметра дроссельной заслонки (ДЗ), проверки условий применения ДУ.

Оптимизация по выбору диаметра заслонки дроссельного узла ДУ заключалась в достижении наилучшей чувствительности по углу открытия ДЗ (пропорциональное изменение угла открытия ДЗ и расхода воздуха через ДУ во всём диапазоне регулирования от холостого хода до максимального) при наименьшем перепаде давления на ДУ.

Основные решаемые задачи:

- определение расхода среды по заданным характеристикам двигателя и параметрам среды;
- расчет ДУ по перепаду давления на ДУ, характеристикам двигателя, рабочей среды и параметрам потока;
- расчет перепада давления на ДУ на частичных нагрузках;

- расчет внутреннего диаметра ДУ по заданной допускаемой скорости среды или по заданным значениям верхней границы диапазона измерений перепада давления на ДУ и относительного диаметра отверстия ДУ.

Ниже приведены основные принципы решения поставленной задачи.

4.3.1.1 Определение расхода воздуха проектируемым двигателем.

Для достижения максимального крутящего момента (среднего эффективного давления) расход воздуха определится из:

$$G_в = 0{,}008338\ al_0\ g_e p_e\ iV_h n \qquad (4.20)$$

где: α - состав т/в смеси;
l_0 – теоретически необходимое количество воздуха, кг/кг;
g_e – прогнозируемый эффективный расход топлива, кг/кВт ч;
p_e – среднее эффективное давление, бар;
iV_h – геометрический рабочий объём двигателя, л;
n – частота вращения при максимальном p_e, мин$^{-1.}$

Максимальный расход воздуха для достижения заданной мощности двигателея определится как:

$$G_в = \alpha l_0 g_e N_e \qquad (4.\ 21)$$

где:N_e – прогнозируемая максимальная мощность двигателя.

По результатам расчётных исследований для расчёта ДУ принято, что максимальный расход воздуха составит 700 кг/ч. Далее требуется определить расчётное давление и плотность воздуха в воздушном тракте в зоне ДУ.

При заданном расходе воздуха, цикловая подача опрелелиться по известной зависимости:

$$Gв_ц = Gв/30 * n\ i \qquad (4.22)$$

Цикловая подача воздуха может быть определена:

$$Gв_ц = V_{hi}\ \rho_d/(1+1/\alpha L_0)\ \eta_v \qquad (4.23)$$

Тогда :

$$G_{в(кг/ч)} = i\, V_h\, \rho_в\, 30\, n\, /(1+1/\alpha l_0)\ \ \eta_v \qquad (4.24)$$

Плотность воздушного заряда для обеспечения заданного массового расхода воздуха и среднего эффективного давления:

$$\rho_в = G_в\, (1+1/\alpha l_0)/(30 V_{hд}\, n\, \eta_v) \qquad (4.25)$$

Определив плотность воздуха в конце такта впуска для достижения заданного расхода воздуха давлениен определится из

$$p_a = \rho_в\, R\, Ta/28{,}96 \qquad (4.26)$$

где: p_a - абсолютное давление в конце такта впуска;

Та – температура в конце такта впуска;

$\rho_в$ – плотность воздуха , рассчитанная по зависимости (4.25)

R – универсальная газовая постоянная

Для проектируемого двигателя, в случае его работы по циклу Отто требуемый расход воздуха может быть получен при наддуве с давлением воздуха вконце такта впуска 1,6 - 1,8 бар , при температуре впускаемого воздуха 40С. При работе по циклу Миллера требуемый расход воздуха может быть получен при наддуве с давлением воздуха во впускной системе 2,2-2,5 бар и при температуре впускаемого воздуха 40С.

Минимальный расход воздуха принимается как расход воздуха на частоте вращения холостого хода. Рассчитывался по зависимости (4.21). Значение мощности принималось равным индикаторной мощности, (суммарной мощности механических и насосных потерь).

На рисунке 4.29 показаны расчётные расходы воздуха и давления во впускной системе по скоростной характеристике для полной нагрузки и для холостого хода.

На основании этих данных рассчитывался диаметр дроссельной заслонки.

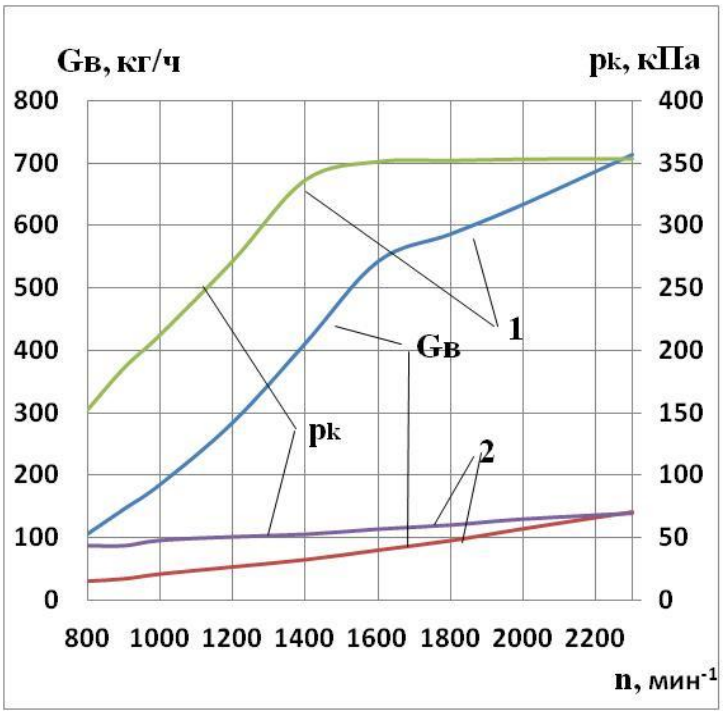


Рисунок 4.29. Расходы воздуха и давление во впускной системе по скоростной характеристике на режиме полной нагрузки (1) и на холостом ходу (2).

4.3.1.2. Определение диаметра дроссельной заслонки.

Принимая во внимание законов термодинамики, закон сохранения энергии, закон неразрывности потока, можно утверждать, что объёмная скорость воздуха во впускном трубопроводе в зоне установки ДУ будет определяться действительным рабочим объёмом цилиндра, частотой вращения двигателя и площадью проходного сечения трубопровода. Если пренебречь пульсациями, связанными с цикличностью процессов всасывания отдельными цилиндрами, то объём воздуха, проходящий через ДУ не зависит ни от нагрузки, ни от сопротивления в трубопроводах и местных сужениях. Поскольку объём воздуха будет зависеть только от рабочего объёма цилиндров. Напомним, что цикловая подача воздуха определится из соотношения:

$$Q_в = i\, V_h\, 30\, n /(1+1/\alpha\, l_0) \qquad (4.\ 28)$$

Рассмотрим зависимость скорости воздушного потока во впускном тракте перед ДУ. При этом будем исходить из того, что конструктивные размеры впускного тракта известны и изменять их необходимости нет. Тогда, исходя из соображений сохранения минимальных гидравлических потерь во впускном тракте примем максимальный размер входного патрубка (перед ДУ) равным 80 мм.

Объёмная скорость во впускной трубе:

$$V_v = Qв / F_d \qquad (4.29)$$

где: F_d площадь впускной трубы;

или, учитывая выражение (4.28):

$$V_v = i\, V_h\, 30\, n /(1+1/\alpha l_0)\ / F_d \qquad (4.30)$$

В данном случае нас интересует именно объёмная скорость. Массовая скорость и массовое наполнение цилиндра будет зависеть от плотности воздушного потока.

На рисунке 4.30 показано изменение скоростей потока в зависимости от частоты вращения двигателя.

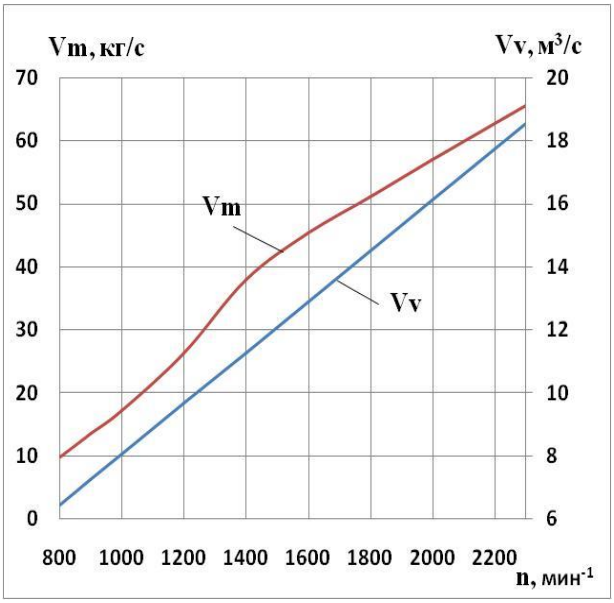


Рисунок 4.30. Объёмная и массовая скорости воздушного потока во впускной трубе.

При установке ДУ, как уже было отмечен выше объёмный расход воздуха не изменится, но при этом появятся потери напора и соответственно снизится массовое наполнение. Для его компенсации потребуется увеличить давление надува.

$$Q^1в = Q^2в \qquad (4.31)$$

где: $Q^1в$ объём воздуха до дросселя;

$Q^2в$ объём воздуха после дросселя;

Тогда перепад давлений до и после заслонки определится из соотношения, принятого для определения объёмного расхода газа, проходящего через дроссель:

$$Q_к = \mu \times F \sqrt{\frac{2RT_1}{M}\frac{k}{(k-1)}\left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{2/k} - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(k+1)/k}\right]}, \qquad (4.32)$$

где: P_1, P_2 – давление газа на входе и выходе в дроссель;

k – показатель адиабаты газа;

R – универсальная газовая постоянная;

T_1 – абсолютная температура газа на входе в дроссель, К.

μ – коэффициент расхода клапана;

M – молекулярная масса газа;

F – площадь проходного сечения клапана газовой форсунки.

Определение требуемых параметров решается методом последовательных приближений. Граничные условия – на режиме холостого хода давление во впускной трубе за дросселем не должно быть ниже 0,04 МПа. Объёмная скорость истечения на кромке дроссельной заслонки не должна превышать скорости звука.

Характер изменения скорости потока, расхода воздуха и соответствующего изменения мощности (для частоты вращения к/в 2300 мин$^{-1}$) показан на рисунке 4.31

И для цикла Миллера и для цикла Отто характер изменения расхода воздуха и соответственно p_e примерно одинаков. Отличаются объёмные скорости, что вполне закономерно, поскольку объёмная скорость при одинаковом диаметре проходного сечения будет зависеть от действительного рабочего объёма.

Отличаются и требуемые величины наддува для достижения одинаковой мощности. В результате, меньшая объёмная скорость, меньшие величины наддува и меньшие потери на дросселе приводят к одинаковому результату с точки зрения оптимального размера дроссельной заслонки.

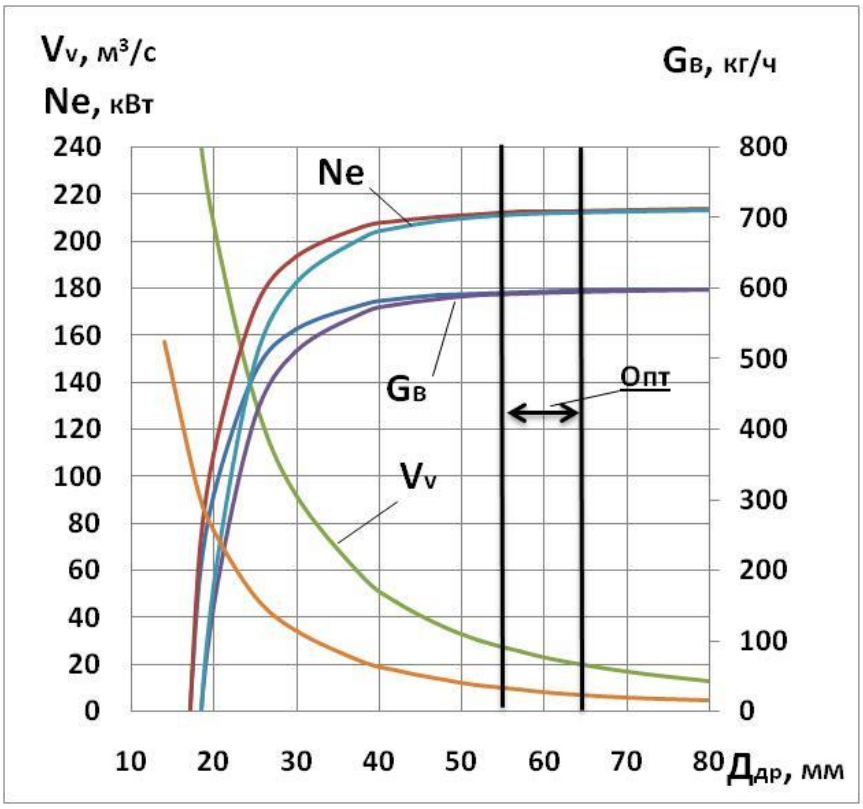


Рисунок 4.31. Объёмная скорость (V_v), мощность двигателя (Ne) и массовый расход воздуха ($G_в$) при изменении диаметра дроссельной заслонки. (1 – цикл Миллера, 2 – цикл Отто)

Из результатов расчётов следует, что оптимальным, с точки зрения минимального гидравлического сопротивления выбором следует считать заслонки ДУ диаметром, лежащим в диапазоне 55-65 мм. В этом диапазоне объёмные скорости воздушного потока лежат в диапазоне 20-28 м^3/с для

цикла Миллера и 8-12 м^3/с. В этом диапазоне, как правило, работают ДУ в надувных бензиновых двигателях.

Исходя из имеющихся типоразрмерных рядов дроссельных узлов различных производителей примем для дальнейшей работы ДУ с диаметром ДЗ 62 мм и 52 мм.

Следующий шаг - оценка «чувствительности» двигателя на угол поворота дроссельной заслонки. Это важный момент, поскольку слишком большой диаметр заслонки вызовет неадекватный отклик двигателя при воздействии на дроссель при больших углах открытия.

На основании сделанных ранее расчётов по моделям, описанным в главе 3 можно построить зависимости изменения среднего эффективного давления и расходов воздуха по углу открытия дроссельной заслонки (Др).

Предварительно были рассчитаны величины гидравлических потерь в ДУ по углу открытия Др. (см. рисунок 4.32)

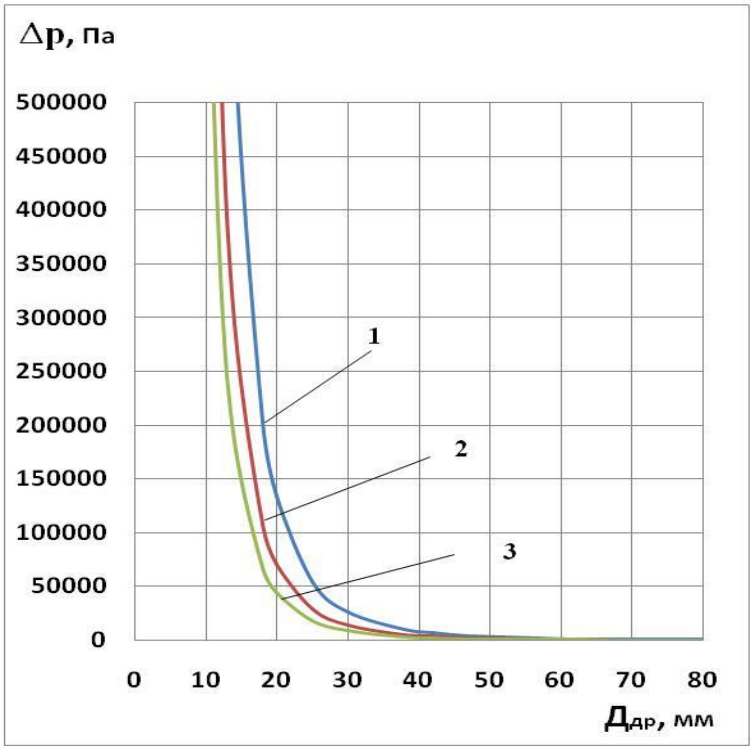


Рисунок 4.32. Потери напора в ДУ по углу открытия Др для различных частот вращения.

1- 2300 мин$^{-1}$; 2- 1600 мин$^{-1}$; 3- 1000 мин$^{-1}$.

На рисунке 4.33 показаны расчётные характеристики изменения расхода воздуха и среднего эффективного давления по углу открытия дроссельной заслонки.

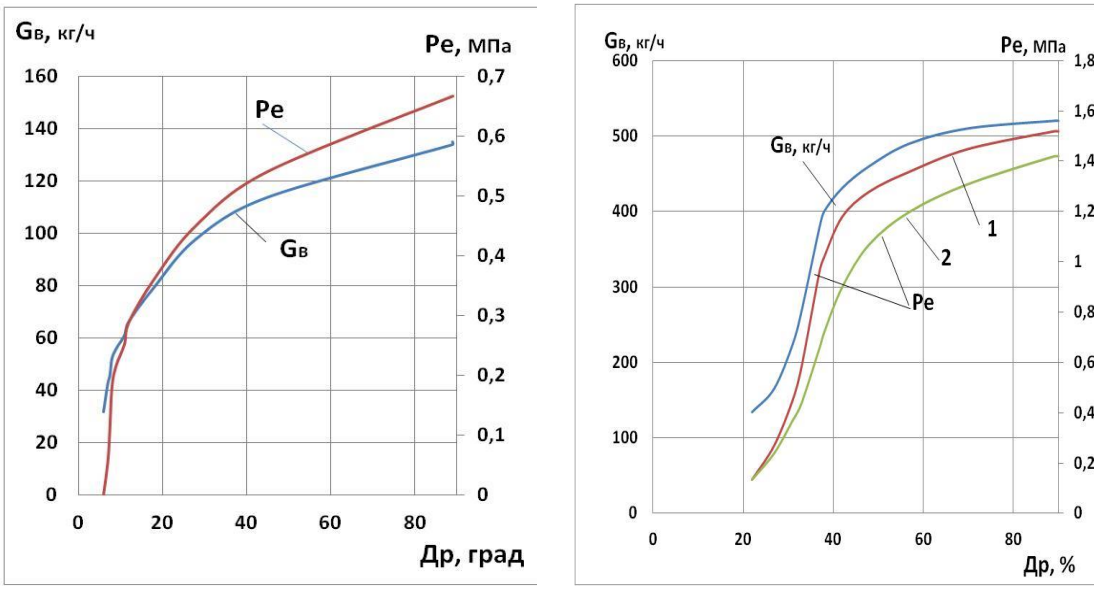


Рисунок 4.33. Нагрузочная характеристика по углу поворота дроссельной заслонка,
а - 1000 мин$^{-1}$, б - 2000 мин$^{-1}$, 1 - ДУ = 62 мм; 2- ДУ = 52 мм

Обращает на себя внимание то, что характер изменения подачи воздуха и соответственно величинs p_e по углу поворота Др на разных частотах вращения различен. С увеличением частоты вращения максимальные подачи воздуха обеспечиваются уже при угле открытия 60° Др. Объясняется это тем, что со снижением частоты вращения ниже 1200 мин$^{-1}$ начинает снижаться давление наддува, и для подачи необходимого количества воздуха (по массе) требуется увеличить проходное сечение в большей степени, чем при большом давлении наддува.

Замена ДУ диаметром 62 мм на ДУ диаметром 52 мм улучшит характер протекания среднего эффективного давления по углу открытия ДР, но может привести к снижению наполнения и уменьшению максимальной мощности.

Таким образом, на основе расчётной модели разработан метод по выбору диаметра дроссельной заслонки *с* учётом характеристик двигателя,

рабочей среды и параметров воздушного потока. Диаметр заслонки определялся через расчёты объёмного расхода воздуха; скорости потока; диаметра входного патрубка при заданной скорости потока; перепада давления на ДУ; массового расхода воздуха с учётом расчётного давления наддува и минимальных гидравлических потерь.

Рассмотренный метод оптимизации диаметра ДУ позволил остановиться на двух вариантах ДУ для проведения экспериментальных исследований.

4.3.2. Расчётно-экспериментальные исследования по выбору и оптимизации системы турбонаддува.

Основная проблема, возникающая при доводке стехиометрических двигателей с высоким наддувом на природном газе, состоит в высокой теплонапряжённости двигателя на максимальных нагрузках из-за высоких температур ОГ и повышенные требования к выбору ТКР, способных выдерживать температуры более 800С достаточно длительное время. С другой стороны, особенности рабочего процесса двигателя с принудительным воспламенением и количественным регулированием мощности состоят в том, что имеется большой перепад температур отработавших газов даже по внешней скоростной характеристике на разных частотах вращения.

Ситуация усложняется при использовании укороченного такта впуска. Фактически действительный рабочий объём уменьшается, как минимум на величину соотношения геометрической степени сжатия к действительной, определяемой моментом закрытия впускного клапана. Но появляется и положительный момент. При комбинации укороченного такта впуска с укороченным тактом выпуска (относительно штатного распредвала базового дизельного двигателя) реализуется эффект продолженного

расширения, что безусловно способствует, как показали расчёты, приведенные выше, к снижению температур ОГ на выпуске.

При постановке задачи сохранения для надувного газового двигателя с укороченным тактом впуска внешней скоростной характеристики на уровне надувного базового дизельного двигателя, потребуется применять ТКР уже другой размерности и с другими характеристиками. Как показали расчёты, приведенные выше, по крайней мере, по двум параметрам эти отличия будут существенны – по степени повышения давления и количеству рабочего тела, и его температурам на малых частотах вращения.

Для оценки количественной и качественной картины с точки зрения выбора системы турбонаддува были проведены расчёты, приведенные ниже.

Основной целью исследований являлось определение расчетных характеристик и основных геометрических размеров колес компрессора и турбины турбокомпрессора (ТКР) для обеспечения оптимального воздухоснабжения двигателя на режимах внешней скоростной характеристики и на основании этого выбор модели турбокомпрессора.

Расчёты осуществлялись с помощью, разработанной в ФГУП «НАМИ» программы, моделирующей внешнюю скоростную характеристику газового двигателя с турбонаддувом, охлаждением надувочного воздуха и рециркуляцией выпускных газов высокого давления.

Основу программы составляют:

- уравнение баланса мощностей компрессора и турбины;
- зависимость, связывающая повышение плотности воздуха в компрессоре с его режимом работы и характеристиками теплообменника охлаждения наддувочного воздуха;
- уравнение расхода воздуха через двигатель;
- общеизвестные соотношения между параметрами турбины и компрессора.

Предполагаемое применение рециркуляции выпускных газов потребовало доработки алгоритма и программы расчёта. Ниже приведены зависимости, позволяющие учесть изменение температуры смеси воздуха и рециркулирующего газа на входе в цилиндры двигателя и влияние рециркуляции на расход воздуха через двигатель и параметры воздуха за компрессором.

Температура смеси воздуха и рециркулирующего газа на входе в цилиндры двигателя $T_{см}$ определялась из выражения

$$T_{AR}=(c_{pA}*T_{AC}*G_A+c_{pRC}*T_{RC}*G_A*K_{RA})/c_{pAR}/G_A/(1+K_{RA}), \quad (4.33)$$

где: $G_{AR} = G_A + G_R = G_A\ (1+K_{RA})$ - расход смеси воздуха и рециркулирующего газа на входе в двигатель;

G_A - расход воздуха через компрессор ТКР;

G_R- расход рециркулирующего газа;

$K_{RA} = G_R/ G_A$;

c_{pAC} - изобарная теплоемкость воздуха при температуре T_{AC};

c_{pRC} - изобарная теплоемкость рециркулирующего газа при T_{RC};

c_{pAR}- изобарная теплоемкость смеси воздуха и рециркулирующего газа;

T_{RC} - температура рециркулирующего газа, отбираемого из выпускного коллектора до турбины, после теплообменника охлаждения рециркулирующего газа;

$$T_{RC} = T_R - E_{RC}*(T_R - T_{W1}), \quad (4.34)$$

где T_R - температура газа в точке отбора ОГ;

E_{RC} - коэффициент тепловой эффективности теплообменника охлаждения рециркулирующего газа;

T_{W1} - температура жидкости, используемой для охлаждения рециркулирующего газа.

При расчетах было принято: $c_{pAC}= c_{pAR}$, а $c_{pRC}/c_{pAR} = 1{,}05$.

С учетом этого выражение (4.34) примет вид

$$T_{AR} = T_{AC}/(1+K_{RA})+1{,}05\ T_{RC}\ K_{RA}/(1+K_{RA}) \quad (4.35)$$

Расход смеси воздуха и рециркулирующего газа через двигатель подсчитывался по уточненному выражению, учитывающему уменьшение плотности воздуха из-за увеличения его температуры после смешивания с рециркулирующим газом

$$G_{AR} = \gamma_{AC} V_h n_\partial \eta_v \sigma T_{AC}/T_{AR}/12000 \quad (4.36)$$

Степень рециркуляции подсчитывалась по формуле

$$K_R = G_R/(G_{AR}+G_F/3600) \quad (4.37)$$

Основной расчётный цикл начинается после введения частоты вращения коленчатого вала n_i, характеризующей режим, для которого проводится расчёт.

Далее вычисляется расход воздуха через двигатель (первое приближение) и затем в первом приближении находятся основные газодинамические параметры турбины и компрессора. После этого уточняется расход воздуха через двигатель (второе приближение), величина которого сравнивается с первоначальным значением. Если разница превышает заданную величину (0,0001 кг/с), то выполняется расчёт уточнённых значений газодинамических параметров турбины и компрессора.

Расчёт повторяется до тех пор, пока разница в расходе воздуха между соседними приближениями не будет меньше заданной величины. Далее вводится новое значение параметра n_i и расчётный цикл повторяется.

Благодаря применению указанной программы уже на стадии расчетных исследований могут быть с достаточной степенью точности оптимизированы основные характеристики и геометрические размеры проточной части турбокомпрессора, а также определены коэффициент перепуска газа мимо турбины на режимах, близких к номинальному, и допустимая степень рециркуляции выпускных газов.

В качестве исходных в расчётах используются безразмерные характеристики компрессора и турбины и геометрические параметры их колёс, коэффициенты, характеризующие тепловую (Е = 0,84…0,88) и аэродинамическую (σ_o = 0,955…0,99) эффективности теплообменника охлаждения наддувочного воздуха и параметры, характеризующие атмосферные условия (p_B, t_A). Исходные параметры двигателя могут вводиться в виде либо зависимости мощности, либо крутящего момента, либо расхода топлива от частоты вращения коленчатого вала.

В данном расчёте в качестве исходных данных были приняты следующие параметры двигателя Р6: iV_h = 6,65 л, N_{en} = 185 кВт при n = 2300 мин$^{-1}$, $M_{кр max}$ = 850 Нм при n = 1500…1600 мин$^{-1}$, g_{emin} = 200 г/кВтч, g_{emax} = 230 г/кВтч. Коэффициент наполнения с учётом предусмотренной реализации цикла Миллера принимался равным 0,6.

С учётом предполагаемой возможности использования турбокомпрессоров с подшипниками качения в расчётах был принят увеличенный эффективный КПД турбины (η_{emax} = 68%).

В процессе предварительных расчетов двигателя в качестве базовой модели был выбран турбокомпрессор типоразмера ТКР 6 с наружными диаметрами колеса компрессора - 60 мм и турбины - 55 мм. В процессе расчетов определён оптимальный диаметр колеса компрессора на входе $D_{к1}$ = 46 мм.

Размерная характеристика компрессора, близкая к характеристикам компрессора, использовавшимся в расчётах, приведена на рисунке 4.34.

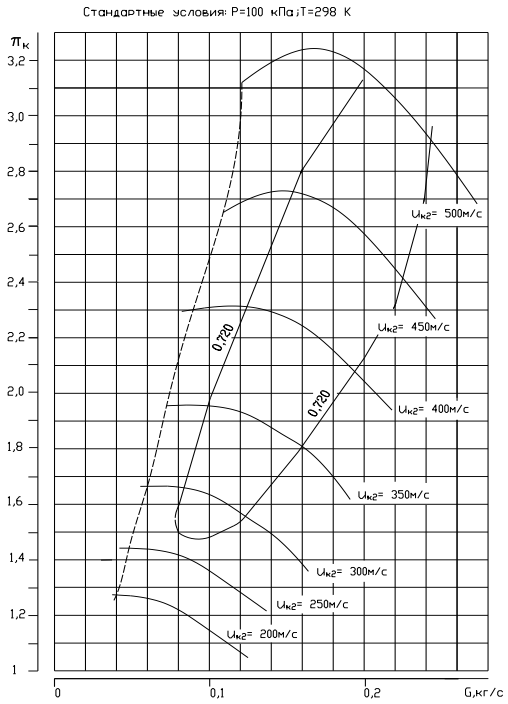


Рисунок 4.34. Характеристика компрессора, использованная в расчётах газового двигателя Р6

Использованная в расчётах характеристика турбины, представляющая зависимость приведенного расхода от степени понижения давления и во многом определяющая настройку турбокомпрессора на режим работы двигателя, приведена на рисунке 4.35.

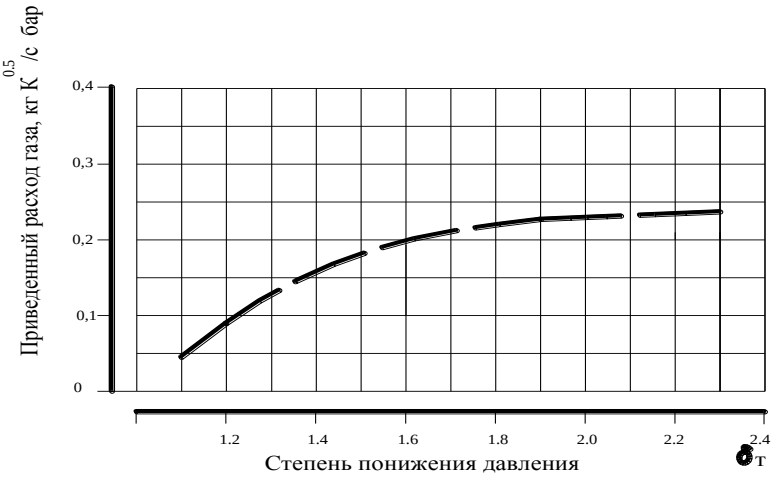


Рисунок 4.35. Характеристика турбины, использованная в расчётах

Расчёты выполнялись для стандартных атмосферных условий: p_B = 100 кПа, t_A = 25 С. Давление за турбиной на номинальном режиме принималось равным 123 кПа. Расчеты выполнялись без учета импульсности потока газа в выпускном трубопроводе.

Для компенсации низкого коэффициента наполнения, обусловленного использованием цикла Миллера, необходимо обеспечить достаточно высокое давление наддува, начиная с частоты вращения n = 1500 мин$^{-1}$, равное 230…240 кПа. Перепуск газа мимо турбины должен начинаться при n = 1650 1700 мин$^{-1}$, а доля перепускаемого газа на номинальном режиме должна составлять 10…11%.

В качестве теплообменника охлаждения надувочного воздуха при предполагалось использовать теплообменник базового дизельного двигателя, так как расход надувочного воздуха в газовом двигателе несколько меньше, чем в базовом варианте, а тепловая эффективность должна быть одинакова. Максимальный расход воздуха через указанный теплообменник должен составлять 700…750 кг/ч.

Расчет производился для двух случаев – температура окружающего воздуха 20 и 40 градусов.

Количество теплоты, передаваемой теплообменником Q`, Вт:

$$Qв1 = G_{B1} (C_{B1}*(t`_{в1} - t``_{в1})) \quad (4.38)$$

Количество теплоты, отдаваемого воздухом в ТОНВ, равно количеству теплоты, полученному охлаждающим воздухом. Тогда:

$$Q=G_2*C_2(T_3-T_4), \quad (4.39)$$

отсюда:

$$T_3-T_4=Q/(Gв_2*Cв_2) \quad (4.40)$$

Перепад температур составит 4,44°С и 3,43°С для двух рассматриваемых температур, и если принять входящую температуру 20°С, то выходящая будет равна 24,44°С, если принять входящую температуру 40°С, то выходящая будет равна 43,43°С

Среднюю скорость воздуха в радиаторе принимаем (с учетом того, что площадь прохода воздуха составляет 0,55 от общей площади радиатора с учетом всех ребер, а значит скорость воздуха внутри радиатора в 1,5 раза больше чем скорость перед ним) =10 м/с (стандартные скорости потока воздуха перед радиатором без учета скорости движения автомобиля составляют 6-15м/с).

Воздух в теплообменнике опускается вниз по одной половине, поднимается вверх по другой. Высота теплообменника 67,5 см, одна половина состоит из 22х каналов сечением 8х64 мм, с внутренним оребрением. Если принять площадь одного канала 8*64=512 мм, то суммарная площадь сечения для прохода воздуха S1= 512мм2*22=0,011264м^2. Что можно округлить (с учетом занимаемой оребрением площади) до 0,01м^2. Тогда скорость воздуха в каналах с высоким давлением по зависимости:

$$V1 = Vв1 / S1 \quad (4.41)$$

составит 7,54м/с.

Скорость охлаждающего воздуха:

$$V2 = Vв2 / S2, \quad (4.42)$$

где S2 – площадь прохода воздуха сквозь радиатор.

Эквивалентный диаметр de, для каналов, соответственно:

$$de=4F/P, \quad (4.43)$$

где F-площадь протока,

P-периметр

Критерий Рейнольдса:

$$Re = (w*de)/v. \quad (4.44)$$

Число Прандтля:

$$Pr = (C•\eta)/\lambda. \quad (4.45)$$

Критерий Нуссельта вычисляется по формуле для плоских поверхностей:

$$Nuво = 0,0723•(Re0,695)•(Pr0,33). \quad (4.46)$$

Коэффициент теплоотдачи α, Вт/(м2•К):

$$\alpha = (Nu \bullet \lambda)/de. \quad (4.47)$$

Коэффициент теплопередачи стенки к, Вт/(м2•К):

$$\kappa = 1 / (1*(\psi p)/\alpha B1 + \delta cm/\lambda cm + 1/\alpha B2) \quad (4.48)$$

где: (ψр) – коэффициент, определяемый соотношением площадей ребер на поверхностях контакта одного теплоносителя с другим.

Тогда:

$$\kappa = 41,5\ Вт/(м2 \bullet К). \quad (4.49)$$

Разница температур на входе теплообменника ΔТвх, °С:

$$\Delta Твх = t`M - t`B. \quad (4.50)$$

Разница температур на выходе теплообменника ΔТвых, °С:

$$\Delta Твых = t``M - t``B. \quad (4.51)$$

Температурный напор ΔТ, °С:

$$\Delta T = (\Delta Твх - \Delta Твых) / ln(\Delta Твх/\Delta Твых). \quad (4.52)$$

Площадь поверхности теплообменника F, м²:

$$F = Q` / (\kappa \bullet \Delta T). \quad (4.53)$$

С учетом загрязнений требуется увеличивать площадь теплообменника на 10-15%, поэтому примем, что площадь поверхности теплообменника требуется увеличить в 1,15 раза.

Тогда площадь теплообменника с учетом загрязнений: F = 6,7*1,15 = 7,8 м².

Сравним необходимую по расчетам площадь теплообменника с имеющейся в реальности. Из расчета при охлаждении водой: площадь поверхностей, соприкасающаяся с наддувным воздухом: 0,392*44*0,675=11,64м^2. Это превышает требуемую площадь.

Необходимо стремиться, чтобы коэффициенты теплоотдачи с обеих сторон теплоносителей с учетом оребрения были одинаковы, т.е. чтобы $(\psi p)/\alpha B1 = 1/\alpha B2$. Поскольку $\alpha B1$ приблизительно постоянен, то $\alpha B1 = \alpha B2 * (\psi p)$. Поскольку (ψр) равен 1,5, то $\alpha B2$ должна быть в 1.5 раза меньше – т.е.

можно уменьшить скорость воздуха, которая обеспечивается вентилятором, что позволит уменьшить затраты энергии и шум.

Таким образом, при заданных параметрах и скорости воздуха сквозь радиатор 6-10м/с рассматриваемый радиатор базового дизельного двигателя обеспечит требуемые параметры с запасом как при температуре окружающего воздуха 29°С , так и 40°С.

Выводы.

Разработан метод расчётной оптимизации фаз газораспределения и создан новый кулачковый вал с изменёнными фазами открытого состояния впускного и выпускного клапанов;

В ходе исследований установлено, что момент закрытия впускного клапана не должен снижать коэффициент наполнения более чем на 35-40%. Для формирования укороченного такта впуска нецелесообразно укорачивать ход клапана с одновременным уменьшением высоты кулачка, как это делалось в рассмотренных исследованиях, поскольку этот способ перепрофилирования кулачка впускного клапана приводит к дополнительному существенному сокращению «время-сечение» открытого состояния клапана.

Принят новый подход к профилированию впускного клапана. Суть этого подхода заключается в том, что был изменён профиль не только на фазе закрытия, но и на фазе подъёма клапана с применением вогнутого профиля. Этот приём позволит на 10-12% увеличить «время-сечение» открытого состояния клапана и повысить наполнение цилиндров свежим зарядом.

Разработан метод расчётной оптимизации системы питания, обеспечивающей фазированный впрыск газа с большими величинами цикловой подачи при укороченном такте впуска.

Установлено, что несмотря на очевидные преимущества распределённого фазированного впрыска топлива при внешнем

смесеобразовании, разработчикам и изготовителям газовых двигателей не удаётся на режимах больших нагрузок осуществить фазированный впрыск газа. Для исключения неуправляемого выброса газового топлива в выпускную систему в момент перекрытия клапанов разработчики газовых двигателей сокращают этот угол. Но это решение не приемлемо случае применения укороченного такта выпуска.

В результате расчётных исследований разработан комплексный метод, позволивший реализовать фазированный впрыск газа в двигателе с укороченным тактом впуска. Суть метода заключается в оптимизации конструктивных и электротехнических параметров газовой форсунки, разработке алгоритма управляющего сигнала, конструкции газопроводов для подвода газа от клапана форсунки с максимально возможным приближением к кромке наиболее удалённого клапана, в алгоритме изменения давления газа перед форсункой в газовой рампе.

Впервые разработан метод расчёта и выбора диаметра ДЗ для надувных газовых двигателей. На основе расчётной модели разработан метод по выбору диаметра дроссельной заслонки с учётом характеристик двигателя, рабочей среды и параметров воздушного потока. Диаметр заслонки определялся через расчёты объёмного расхода воздуха; скорости потока; диаметра входного патрубка при заданной скорости потока; перепада давления на ДУ; массового расхода воздуха с учётом расчётного давления наддува и минимальных гидравлических потерь. Дано теоретическое обоснование метода выбора ДУ для циклов Отто и Миллера применительно к базовому двигателю одной размерности и одинаковыми мощностными показателями.

Рассмотренный метод оптимизации диаметра ДЗ позволил выбрать варианты ДУ для проведения экспериментальных исследований.

Разработана расчётная модель двигателя с укороченным тактом впуска с высоким наддувом. Метод оптимизации системы турбонаддува включает в себя следующие шаги. Предварительный выбор ТКР по

расчётной модели. Экспериментальная оценка для уточнения расчётных параметров. Уточнение выбора моделей ТКР и экспериментальные исследования для окончательного выбора ТКР с оптимизацией алгоритма управления углом опережения зажигания и углом открытия ДЗ.

Полученные результаты расчётной оптимизации позволили перейти к проведению экспериментальных исследований по выбору регулировочных параметров систем газового двигателя.

ГЛАВА 5

Экспериментальные исследования и оптимизация параметров газового двигателя с высокой степенью сжатия и укороченными тактами впуска и выпуска

5.1 Особенности конструкции газового двигателя с геометрической степенью сжатия 17,5 и с укороченными тактами впуска и выпуска, как объекта для исследований

5.1.1 Базовый дизельный двигатель

Новый газовый двигатель с высокой степенью сжатия и укороченными тактами впуска и выпуска изготовлен на базе дизельного двигателя ЯМЗ-5362, основные технические характеристики которого приведены в таблице 5.1. поперечный разрез двигателя показан на рисунке 5.1.

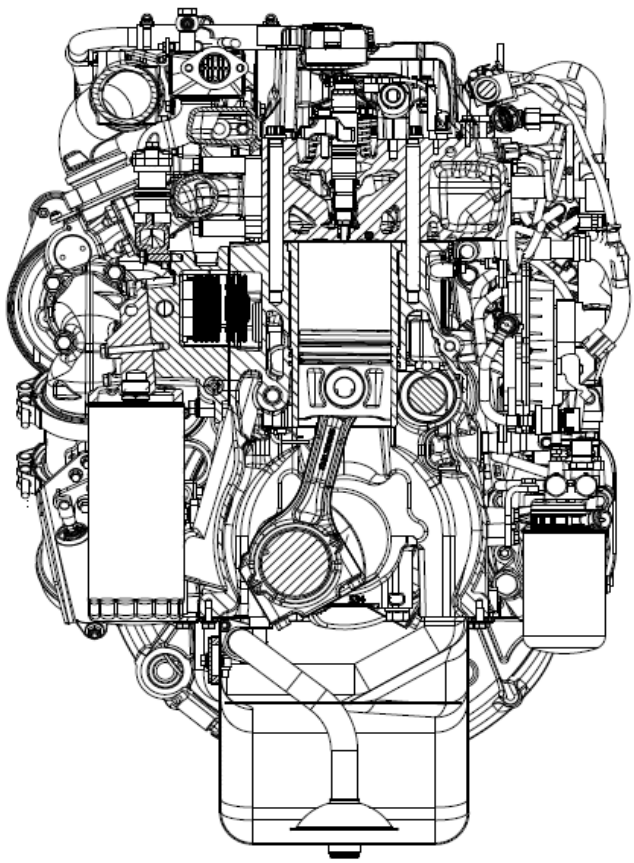


Рисунок 5.1. Поперечный разрез дизельного двигателя ЯМЗ-5362

Таблица 5.1. Основные технические характеристики базового дизельного двигателя.

№№ п/п	Наименование параметра и размерность	Параметры и характеристики
1	2	3
1.	Тип двигателя	Четырехтактный с воспламенением от сжатия, турбонаддувом, жидкостным охлаждением, промежуточным охлаждением наддувочного воздуха в теплообменнике типа «воздух – воздух», установленном на автомобиле, задним шестеренчатым приводов агрегатов.
2.	Число цилиндров	6
3.	Расположение цилиндров	Рядное
4.	Порядок работы цилиндров	1 – 5 – 3 – 6 – 2 – 4
5.	Направление вращения коленчатого вала двигателя	Правое
6.	Диаметр цилиндра, мм	105
7.	Ход поршня, мм	128
8.	Рабочий объем двигателя, л	6,65
9.	Степень сжатия	17,5
10.	Номинальная мощность, кВт (л.с.) не менее при частоте мин$^{-1}$,	180 (245) // 2300±25
11.	Максимальный крутящий момент, Н.м (кгс.м), не менее, при частоте мин$^{-1}$,	900 (92) // 1300...1600
12.	Частота вращения коленчатого вала на режиме холостого хода: - минимальная - максимальная, не более	 700±50 2650
13.	Удельный расход топлива по внешней скоростной характеристике, г/кВт.ч (г/л.с.ч): - минимальный при частоте вращения 1300±100 мин$^{-1}$ - при номинальной мощности	 197 (145) 213,5 (157)
14.	Число клапанов на один цилиндр	Два впускных, два выпускных. Управление клапанами: одно коромысло на два клапана, привод клапанов через траверсы.
15.	Система питания топлива	Аккумуляторного типа, с высокой энергией впрыска и электронным управлением
16.	Турбокомпрессор, и температура надувочного воздуха на выходе из турбокомпрессора на номинальном режиме работы двигателя при	С радиальной центростремительной турбиной и центробежным компрессором, оборудован. перепускным

	температуре окружающего воздуха 25°С	клапаном. Турбокомпрессор модели B2G фирмы «Borg Warner»// 170 – 180°С
17.	Масса не заправленного двигателя в комплектности по ГОСТ – 14846 – 81, кг	640
18.	Габаритные размеры, мм: - длина - ширина - высота	 1298 759 971,7

Внешняя скоростная характеристика базового дизельного двигателя приведена на рисунке 5.2.

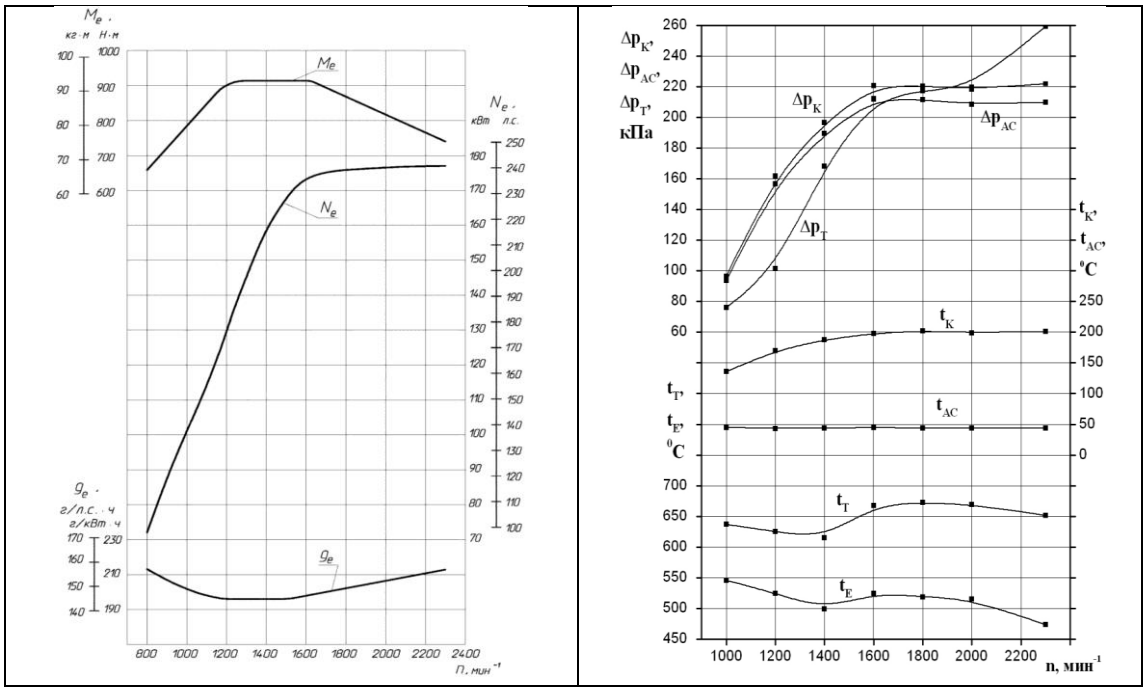


Рисунок 5.2. Скоростная характеристика базового дизельного двигателя ЯМЗ-5362.

M_e - крутящий момент брутто; N_e - номинальная мощность брутто; g_e - удельный расход топлива; n - частота вращения коленчатого вала

На графиках показано изменение по внешней скоростной характеристике кривых давлений и температур воздуха, газа на входе и выходе, соответственно, компрессора и турбины турбокомпрессора (ТКР). В зоне контроля двигателя происходит регулирование ТКР с помощью перепускного клапана на турбине для стабилизации уровня давления наддува $\Delta p_к$. В той же зоне частот вращения, как показывает локальное возрастание температур газов на входе $t_Т$ и выходе $t_Е$ из турбины ТКР,

осуществляются пост-впрыски топлива для повышения эффективности работы системы очистки ОГ.

Испытанный двигатель имеет максимальную полезную мощность 180 кВт при n = 2300 мин$^{-1}$, максимальный полезный крутящий момент 910 Нм, при n = 1200 мин$^{-1}$, удовлетворяет требованиям ТУ.

После испытаний по внешней скоростной характеристике и определения по ней характерных частот А (1440 мин$^{-1}$), В (1807 мин$^{-1}$) и С (2174 мин$^{-1}$) двигатель был испытан по Правилам ЕЭК ООН № 49-04 на установившихся режимах 13-ступенчатого цикла ESC, где указанные выше частоты являются рабочими.

На рисунке 5.3 представлена нагрузочная характеристика где частота вращения В = 1807 мин$^{-1}$ в функции от среднего эффективного давления p_e.

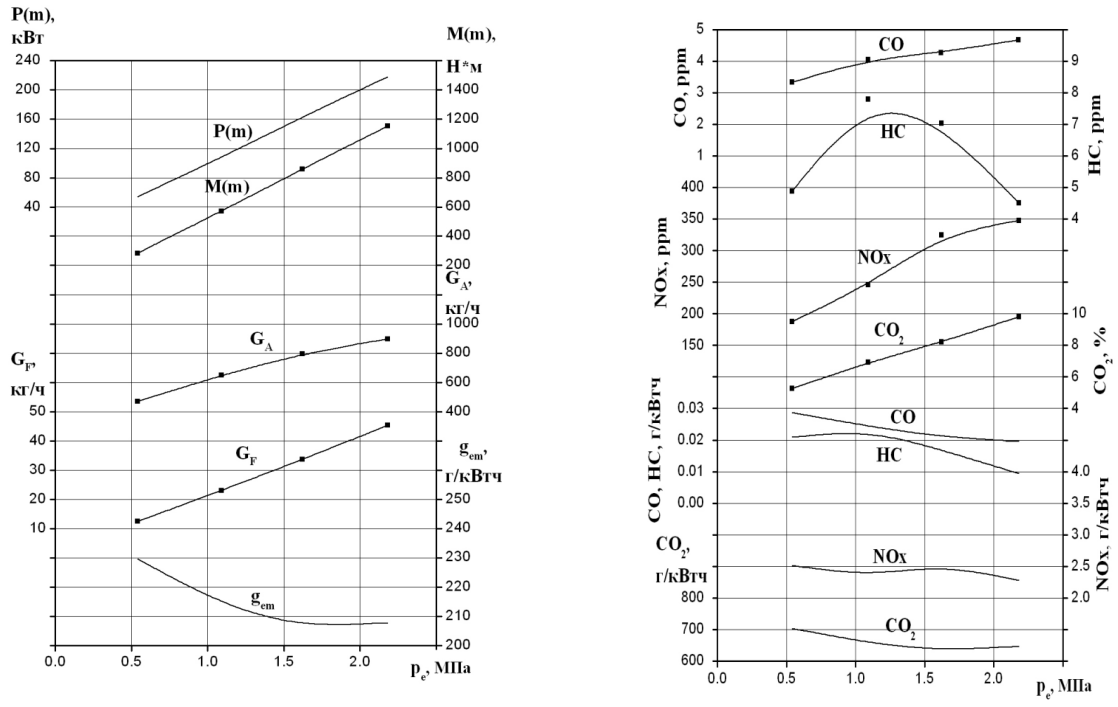


Рисунок 5.3. Нагрузочная характеристика базового дизельного двигателя ЯМЗ-5362 (1807 мин$^{-1}$)

Характер протекания энергетических – P(m), M(m) и расходных – G_F, G_A, g_{em} – показателей однонаправлен и подобен для всех частот вращения.

Что касается выбросов вредных веществ- концентраций и текущих удельных значений CO, HC (THC), NO_x, по нагрузочным характеристикам то характер их изменения различен. Поскольку уровень выбросов CO и HC как минимум на порядок ниже предельных значений, то практический интерес могут представлять лишь кривые NO_x.

Среднее удельное значение CO в цикле ESC – 0,026 г/кВт·ч, что значительно ниже предела, равного 1,5 г/кВт·ч. Аналогичное измеренное значение для HC (THC) составило 0,017 г/кВт·ч при норме 0,46 г/кВт·ч.

Так, при частотах вращения A текущие удельные значения NO_x непрерывно возрастают с 3,1 до 5,6 г/кВт·ч с ростом нагрузки, превышая предельное среднее значение, равное 3,5 г/кВт·ч, в большей части диапазона измеренных нагрузок. При частоте B удельные значения NO_x колеблются около 2,5 г/кВт·ч, а на частоте C эти значения непрерывно уменьшаются с 3-х до 2-х г/кВт·ч. Среднее значение удельных выбросов NO_x за весь цикл ESC составило 3,02 г/кВт·ч, что ниже нормы (3,5 г/кВт·ч).

Удельные выбросы частиц PT в цикле – 0,018 г/кВт·ч при норме 0,02 г/кВт·ч.

Таким образом, испытанный двигатель удовлетворяет требованиям ГОСТ Р 4149-2003 и Правил ООН №49-5 в цикле ESC.

В результате проведенных испытаний получены характеристики базового дизельного двигателя для использования в качестве исходной базы для дальнейшего сравнения с показателями газового двигателя.

5.1.2 Изготовление опытных образцов газовых двигателей

В качестве опытных образцов были изготовлены газовые двигатели, общие технические данные которых приведены в таблице 5.2.

Газовым модификациям присвоено обозначение «мод.821.10»

Таблице 5.2. Технические данные газовых двигателей мод.821.10 (общие для всех модификаций)

№№ п/п	Наименование информационного параметра или характеристики	Величина параметра или характеристики
1.	Назначение двигателя	Двигатель предназначен для работы на грузовых автомобилях и городских автобусах
2.	Предприятие – изготовитель	ФГУП «НАМИ»
4.	Тип двигателя	Газовый
5.	Количество и расположение цилиндров	6, рядное
6.	Диаметр цилиндра, мм	105
7.	Ход поршня, мм	128
8.	Порядок работы цилиндров	1 – 5 – 3 – 6 – 2 – 4
9.	Рабочий объем двигателя, л	6,65
10.	Минимальное поперечное сечение впускных и выпускных каналов, $см^2$	11
11.	Свечи зажигания	Bosch, Калильное число 4
12.	Зазор между электродами, мм	0,4 ± 0,1
13.	Давление в газовой рампе, кПа	минимальное – 250, максимальное – 480
14.	Способ подачи газа	Распределенный фазированный впрыск.
15.	Наличие редукционного клапана	Редукционный клапан имеется в составе системы наддува.
16	Наличие промежуточного охлаждения наддувочного воздуха.	Промежуточное охлаждение имеется в составе системы наддува
17.	Марка кислородного датчика	Bosch 0 258 017 025
18.	Тип кислородного датчика	Циркониевый
19.	Месторасположение кислородного датчика	На расстоянии 350 мм от фланца турбокомпрессора
20	Тепловой зазор клапаном ГРМ впускного / выпускного	0,35 / 0,45

В таблице 5.3. приведены технические данные модификаций газовых двигателей.

Таблица 5.3 - Технические характеристики модификаций газовых двигателей мод.821.10

№№ п/п	Наименование информационного параметра или характеристики	Величина параметра или характеристики			
	Модификация	Мод.821	8212.10-112	8211.10-221 8212.10-221 (вал №1)	8211.10-321 8212.10-321 (вал №2)
21.	Степень сжатия	17,5	11,5	Геометрическая 17,5, действительная 11,5	Геометрическая 17,5, действительная 11,5
22.	Фазовые углы открытия и закрытия, определяемые относительно «мертвых точек», градусы поворота коленчатого вала	Штатный. Впускной клапан – открытие 21,4 до ВМТ, закрытие 36,7 после НМТ, Выпускной клапан – открытие 53,7 до НМТ, закрытие 21,7 после ВМТ	Штатный. Впускной клапан – открытие 21,4 до ВМТ, закрытие 36,7 после НМТ, Выпускной клапан – открытие 53,7 до НМТ, закрытие 21,7 после ВМТ	Цикл Миллера. Впускной клапан – открытие 21,4 до ВМТ, закрытие 58,7 до НМТ, Выпускной клапан – открытие 53,7 до НМТ, закрытие 21,7 после ВМТ	Цикл CTDC. Впускной клапан – открытие 21,4 до ВМТ, закрытие 58,7 до НМТ, Выпускной клапан – открытие 20,2 до НМТ, закрытие 21,7 после ВМТ
23.	Величина максимального хода, мм впускного клапана выпускного	10,28 9,7	10,28 9,7	7,94 9,7	7,94 10,4
24.	Исходные диапазоны значений, градусы поворота коленчатого вала	Впуск – 238,1 Выпуск – 255,4	Впуск – 238,1 Выпуск – 255,4	Впуск - 143,3 Выпуск – 255,4	Впуск - 143,3 Выпуск – 221,9
25.	Турбонагнетатель	нет	«Bork Worner» BWB2G	«Bork Worner» BW B2G CZ C 14, CZ C15, «Bork Worner» BW S200G	«Bork Worner» BW S200G

В общей сложности было построено 8 двигателей мод.821.10 четырёх модификаций.

Конвертация базового дизеля включала в себя следующие мероприятия:

- демонтаж навесного оборудования, не задействованного при работе двигателя на газе, базового дизеля,
- доработка серийных деталей дизеля,
- изготовление оригинальных деталей для газового двигателя,
- сборка двигателя и монтаж дополнительного оборудования.

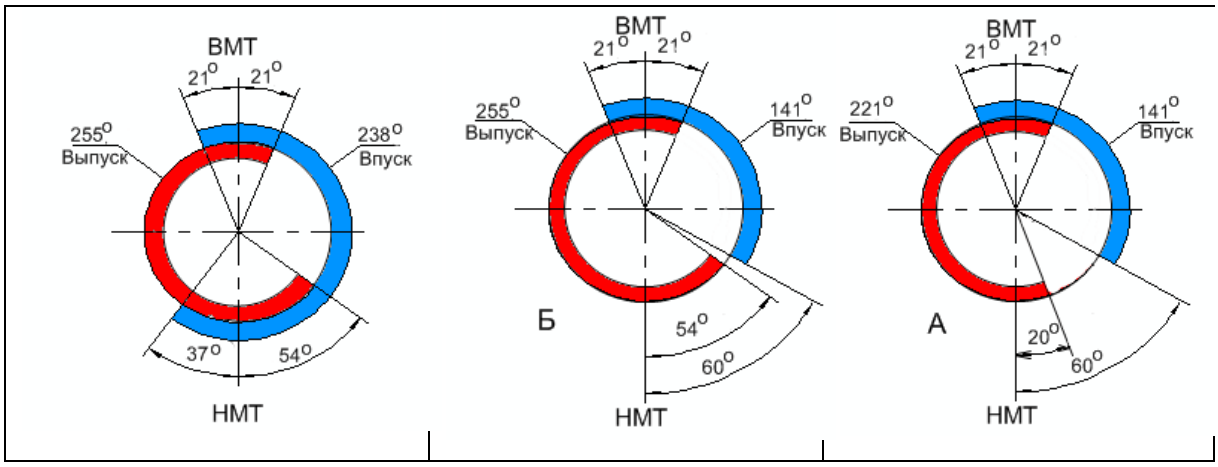
В процессе конвертации, с дизеля ЯМЗ-5364 было демонтировано дизельное оборудование в составе:

- топливного насоса высокого давления (ТНВД),
- трубопроводов низкого давления,
- трубопроводов высокого давления,
- топливной рампы,
- дизельных форсунок с элементами монтажа и крепежа,
- электронного блока управления,
- жгута проводов.

Демонтированное оборудование системы питания дизеля показано на рисунке 5.4.

Рисунок 5.4. Демонтированное оборудование системы питания дизельного двигателя

Для реализации цикла Миллера и цикла с укороченными тактами впуска и выпуска были изготовлены валы с фазами, описанными в главе 4. Валы изготовлены из штатных валов методом наплавки и последующей шлифовки. Фазы газораспределения изготовленных валов показаны на рисунке 5.5



а б в

Рисунок 5.5. Фазы газораспределения распределительных валов, изготовленных для проведения испытаний: а –фазы штатного вала, б – фазы вала для цикла Миллера, в – фазы вала для цикла с укороченными тактами впуска и выпуска (CTDC)

Внешний вид модернизированного распределительного вала показан на рисунке 5.6.

Рисунок 5.6. Модернизированный распределительный вал

Доработке подвергалась головка блока цилиндров с целью установки элементов системы зажигания (свечей зажигания и высоковольтных токопроводов) и элементов системы питания (электронных газовых дозаторов).

Установка свечей зажигания показана на рисунке 5.7. Для подвода токопроводов к свечам зажигания использованы без доработки штатные каналы, используемые в серийном дизельном двигателе для подвода топлива к дизельным форсункам.

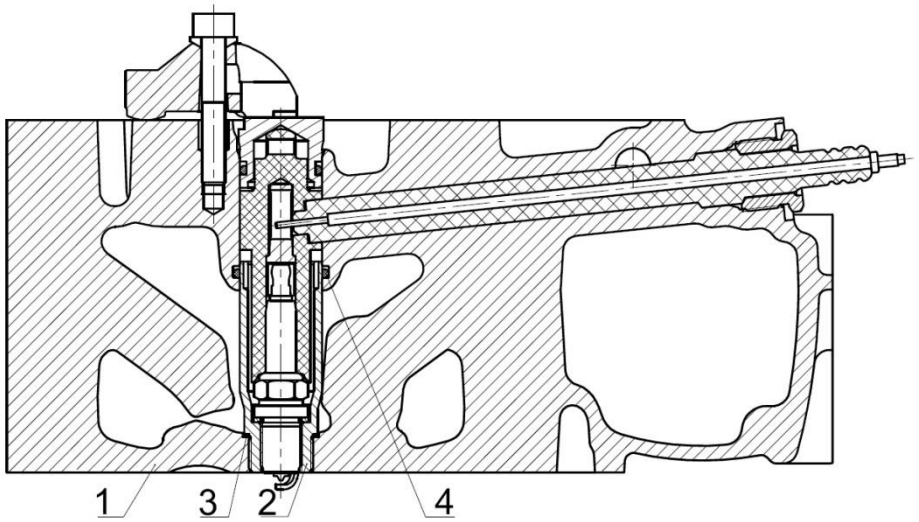


Рисунок 5.7. Головка цилиндров со свечой зажигания:
1– головка цилиндров, 2 – свеча зажигания, 3 - токопровод

Вид установки системы зажигания и газовых форсунок с газовой рампой показан на рисунке 5.8.

Были разработаны несколько вариантов систем зажигания с индивидуальными катушками зажигания с отечественными, наиболее мощными и с импортными.

Разработаны и несколько вариантов газовых рамп – с последовательным и с параллельным подводом газа. На рисунке 5.10 показан опытный образец двигателя с катушками зажигания 40 МДж и газовой рампой с последовательным подводом газа.

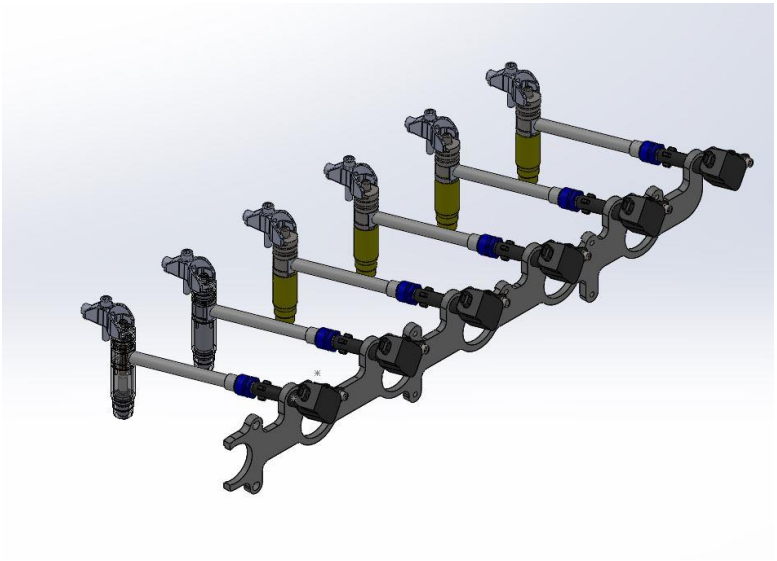
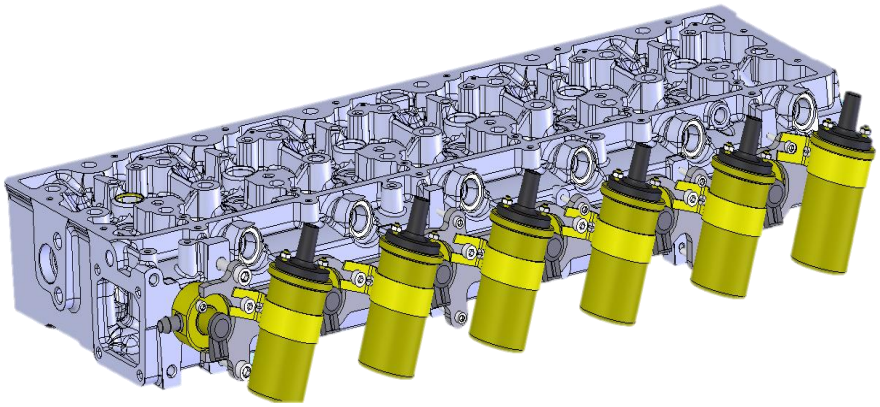
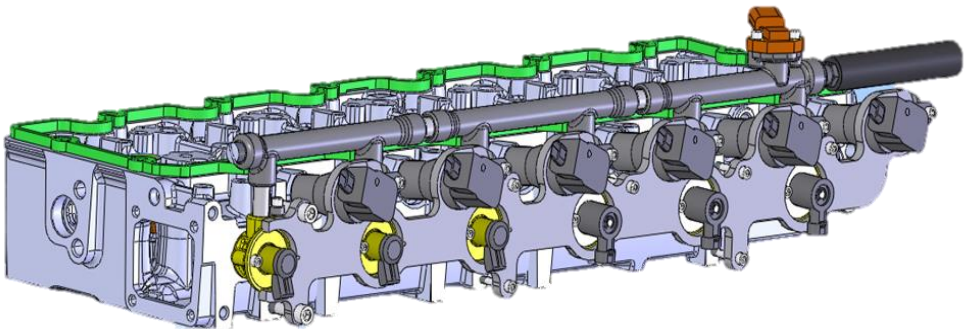


Рисунок 5.8. Элементы системы питания и зажигания двигателя мод. 821.10



а



б

Рисунок 5.9. Варианты исполнения систем зажигания:

а- отечественные катушки зажигания (40 МДж);

б - импортные катушки зажигания (90 МДж)

Рисунок 5.10. Вид двигателя с катушками зажигания 60 МДж и газовой рампой с последовательным подводом газа

Вариант двигателя с катушками зажигания 90 МДж и газовой рампой с параллельным подводом газа показан на рисунке 5.11.

Рисунок 5.11. Вид двигателя с катушками зажигания 90 МДж и газовой рампой с параллельным подводом газа

На рисунке 5.12 показана принципиальная схема систем газового двигателя, подготовленного для проведения испытаний.

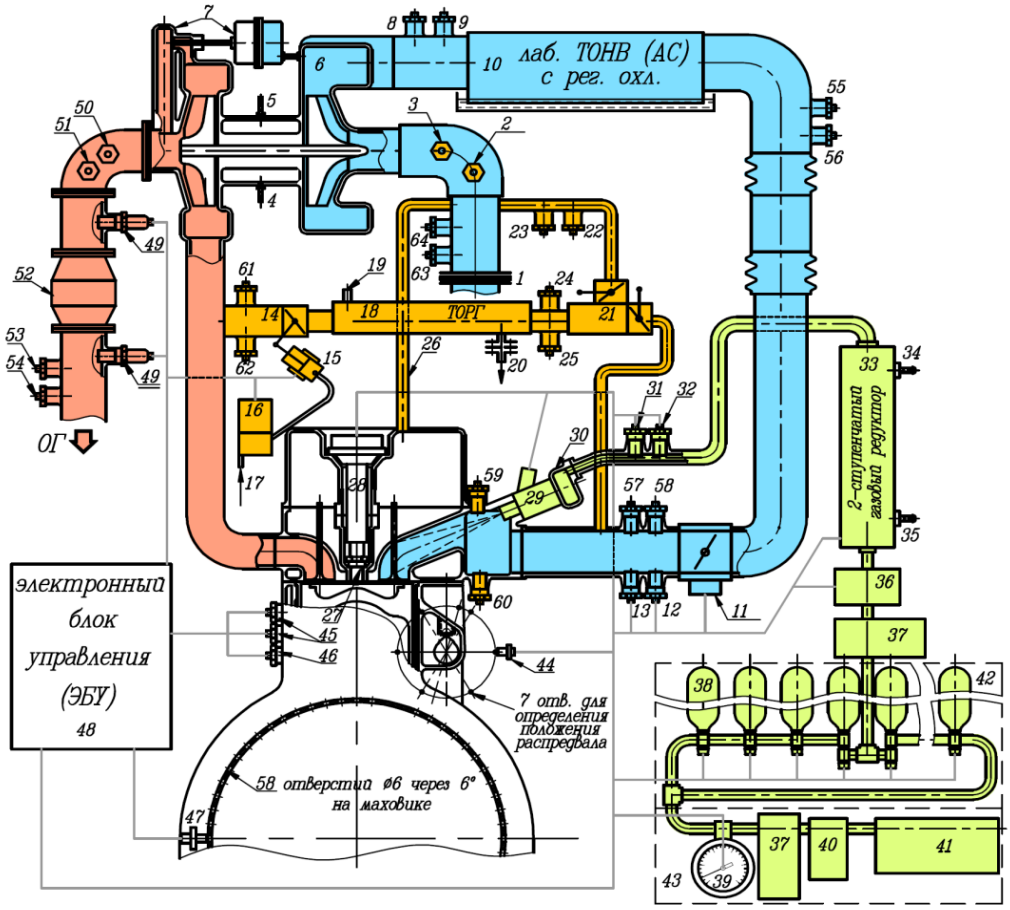


Рисунок 5.12. Принципиальная схема систем газового двигателя мод. 821.10. На рисунке обозначены: 1 – мерное устройство на входе воздуха в двигатель; 2 – датчик давления; 3 – датчик температуры; 4 – слив масла из ТКР; 5 – подача масла в ТКР; 6 – ТКР; 7 – клапан перепуска ОГ с пневмоприводом; 8 – датчик давления; 9 – датчик температуры; 10 – теплообменник охлаждения наддувочного воздуха (ТОНВ); 11 – дроссельный узел; 12 – штатный датчик давления; 13 – штатный датчик температуры; 14 – патрубок с заслонкой рециркуляции ВГ; 15 – пневмопривод заслонки рециркуляции ВГ с датчиком положения; 16 – регулятор давления сжатого воздуха; 17 – подвод сжатого воздуха; 18 – теплообменник охлаждения рециркулирующих газов (ТОРГ); 19 – подвод охлаждающей жидкости в ТОРГ; 20 – отвод охлаждающей жидкости из ТОРГа с регулирующей прокладкой; 21 – заслонка трехходовая ручная; 22 – датчик давления; 23 – датчик температуры; 24 – датчик давления; 25 – датчик температуры; 26 – труба отвода картерных газов; 27 – свеча зажигания; 28 – катушка зажигания; 29 – форсунка подачи газа; 30 – газовая рампа для подачи газа в форсунки; 31 – штатный датчик давления; 32 – штатный датчик температуры; 33 – 2-ступенчатый газовый редуктор; 34 – подвод горячей жидкости для прогрева редуктора; 35 – отвод жидкости из

редуктора; 36 – электро-магнитный клапан; 37 – фильтр; 38 – баллон газовый; 39 – манометр; 40 – обратный клапан; 41 – заправочный узел; 42 – блок баллонов газовых с арматурой; 43 – заправочная панель АТС; 44 – датчик угла положения распределительного вала; 45 – датчик детонации; 46 – датчик температуры; 47 – датчик угла и частоты вращения коленчатого вала; 48 – ЭБУ; 49 – лямбда-зонд; 50 – датчик давления; 51 – датчик температуры; 52 – 3-х компонентный нейтрализатор; 53 – датчик давления; 54 – датчик температуры; 55 – датчик давления; 56 – датчик температуры; 57 – датчик давления; 58 – датчик температуры; 59 – датчик давления; 60 – датчик температуры; 61 – датчик давления; 62 – датчик температуры; 63 – датчик давления; 64 – датчик температуры

5.1.3. Разработка электронной системы управления газового двигателя с укороченным тактом впуска

На основании расчётов, изложенных в главах 3,4 и 5 и по результатам предварительных испытаний с имитатором (эмулятором) сигналов управления двигателем были разработаны технические требования к электронной системе управления двигателем (ЭСУД) и блоку управления. В соответствии с этими требованиями специалистами ФГУП «НАМИ» были разработаны и изготовлены макетные образцы блоков ЭСУД, краткое описание которых приводится ниже.

Разработана структура электронного блока управления (ЭБУ) для системы управления с обратной связью по содержанию кислорода в отработавших газах, а также управляемым зажиганием с обратной связью по детонации для стехиометрического газового двигателя с бифункциональной системой нейтрализации отработавших газов.

Подготовлено базовое программное обеспечение для проведения работ по адаптации блоков управления для газовых двигателей с распределенным впрыском газа и бифункциональной системой нейтрализацией отработавших газов.

Структурная схема ЭСУД представлена на рисунке 5.13.

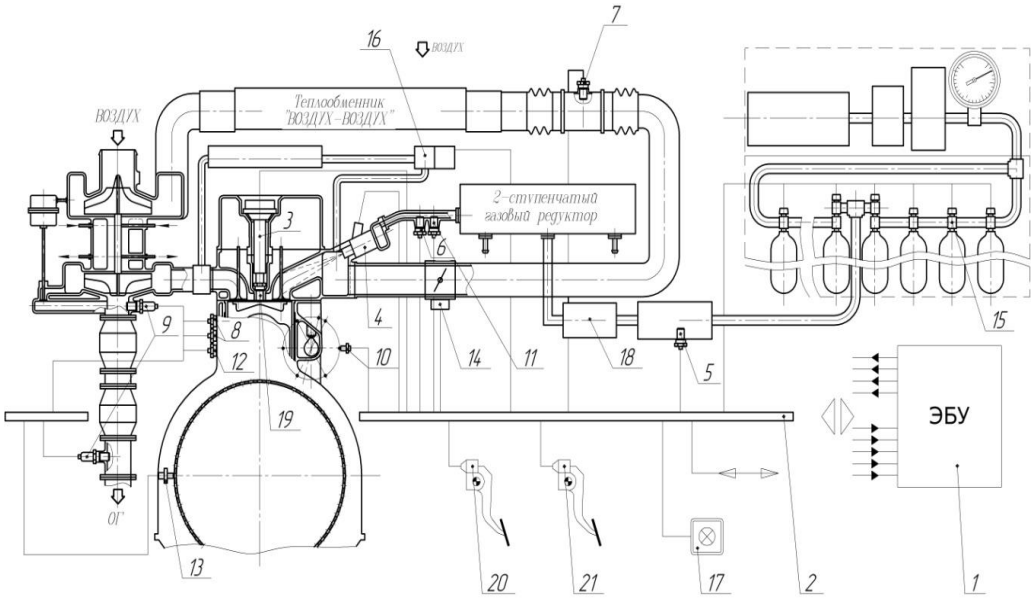


Рисунок 5.13. Структурная схема ЭСУД. На рисунке обозначены:
1- электронный блок управления (ЭБУ); 2 - жгут проводов; 3- катушки зажигания; 4 - электромагнитные дозаторы газового топлива (газовые форсунки); 5 - датчик давления газового топлива в магистрали высокого давления; 6 - датчика давления газа в газовой распределительной магистрали; 7 - датчик давления надувочного воздуха; 8 - датчики детонации; 9 - управляющий и диагностический датчик кислорода; 10 - датчик углового положения распределительного вала; 11 - датчик температуры газового топлива; 12 - датчик температуры охлаждающей жидкости; 13 - датчик углового положения коленчатого вала; 14 - дроссельного патрубка с электроприводом дроссельной заслонки; 15 - запорный клапан отключения подачи газового топлива; 16 - клапана рециркуляции отработавших газов; 17 - сигнальная лампа аварийной ситуации; 18 - магистрального клапана высокого давления; 19 - свечи зажигания; 20 - электронная педаль акселератора; 21 - электронная педаль тормоза;

Разработанный в рамках выполнения настоящей работы, вариант ЭБУ показан на рисунке 5.14 и является центральным устройством системы управления двигателем. ЭБУ принимает информацию от датчиков, преобразовывает ее во входном интерфейсе устройства ввода вывода (УВВ), передает в центрально вычислительное устройство (ЦВУ) микроконтроллера для решения задач управления двигателем, запрограммированных в постоянном запоминающем устройстве (ПЗУ) ЦВУ

по определенным алгоритмам. Контроллер управляет исполнительными устройствами, такими как: газовые форсунки, катушки зажигания, электропривод дроссельной заслонки, нагреватель датчика кислорода, клапан рециркуляции отработавших газов, магистральный клапан высокого давления, запорные клапаны и различными реле. БУ выполняет функцию диагностики системы, определяя наличие неисправностей элементов системы управления и предупреждает о них включением диагностической лампы «CheckEngine» (проверь двигатель) и сохраняет в своей памяти диагностические коды, обозначающие характер неисправности.

Рисунок 5.14. Макетный образец ЭБУ

Схема ЭБУ выполнена на четырехслойной печатной плате из фольгированного стеклотекстолита марки FR-4 толщиной 1,6 мм. Размеры платы 170×110мм. Толщина дорожек составляет 35 мкм. Монтаж компонентов схемы, с целью повышения технологичности, выполнен с

применением поверхностного монтажа SMD (кроме разъемов). Размещение компонентов выполнено на обеих сторонах печатной платы.

Для проведения предварительных калибровок ЭСУД был подготовлен газовый двигатель с распределенным фазированным впрыском газа показанный на рисунке 5.15.

Рисунок 5.15. Газовый двигатель, установленный на моторном стенде и оборудованный ЭСУД с целью проведения калибровочных работ

На рисунке 5.16 представлена базовая матрица топливоподачи, зависимость длительности впрыска топлива T_{AU}, (мс.) от циклового наполнения $G_ц$, (мг/цикл) и частоты вращения коленчатого вала двигателя n, мин$^{-1}$.На рисунке 5.17 представлена базовая матрица угла опережения зажигания (УОЗ), зависимость от циклового наполнения $G_ц$, и частоты вращения коленчатого вала двигателя n, мин$^{-1}$.

В результате предварительных адаптационных работ на моторном стенде выбраны калибровки управления: константы алгоритма управления, одномерные матрицы, а также матрицы коррекции топливоподачи и угла опережения зажигания по положению дроссельной заслонки.

В ходе проведения работ по созданию образцов газовых двигателей с микропроцессорной системой управления была разработана укрупненная

процедура отработки системы с целью выполнения требований Правил ООН №49-0 (Евро-6) по удельным выбросом вредных веществ с ОГ.

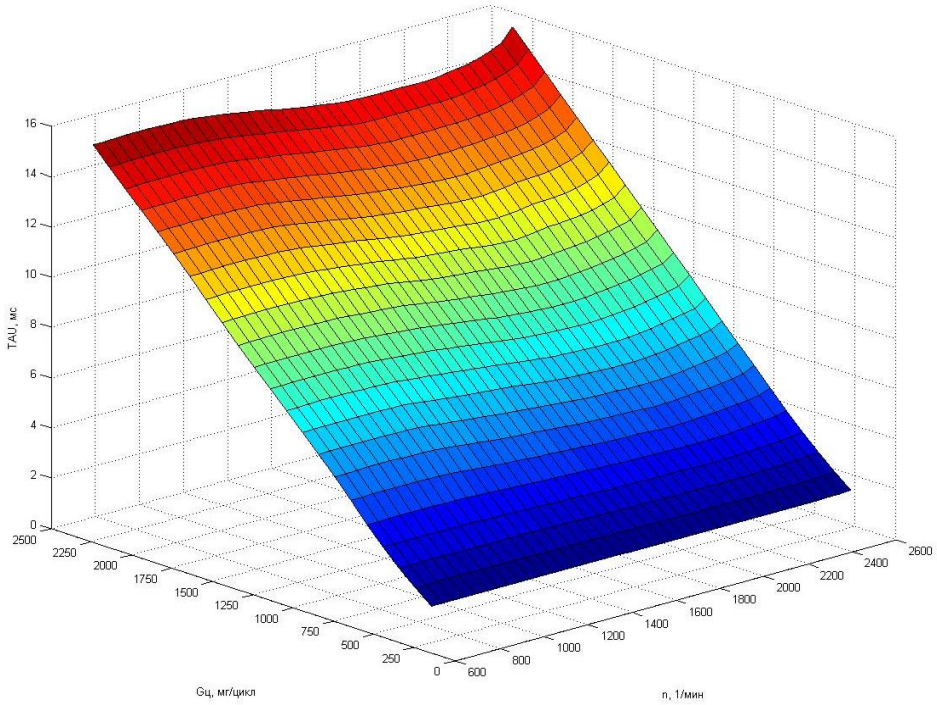


Рисунок. 5.16. Базовая матрица топливоподачи

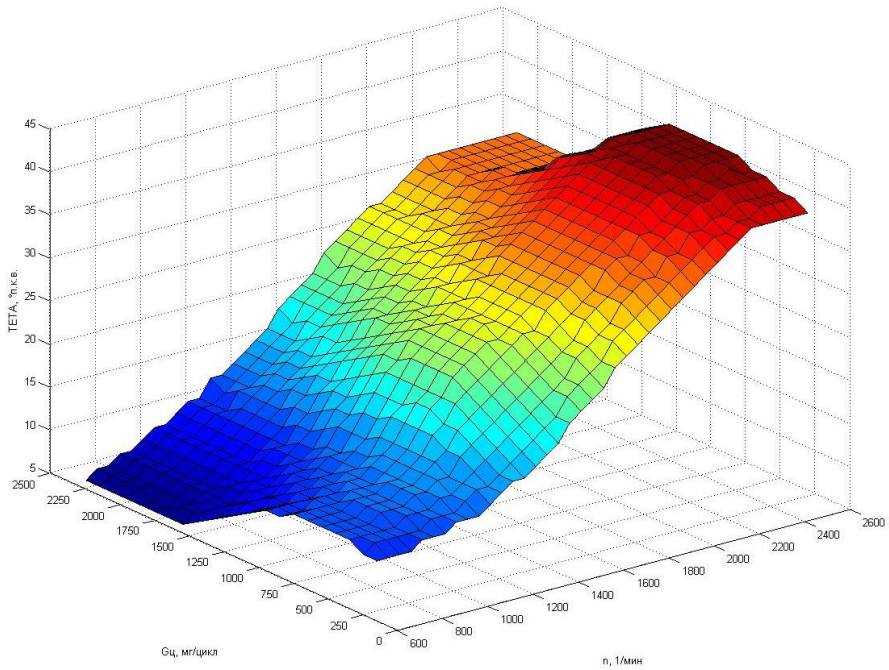


Рисунок. 5.17. Базовая матрица УОЗ

Разработка базового программного обеспечения включала в себя:

- составление технических требований на блок управления с учетом его рабочих и диагностических функций, а также связанных с ними схемотехнических особенностей;
- разработку схемотехники и создание блока управления или его функционального макета для отработки алгоритмов управления;
- создание базового алгоритма управления двигателем;
- создание и отладка базового программного обеспечения для проведения работ на двигателе и автомобиле;
- установку предварительных калибровок для начала работ по адаптации;
- отработку средств адаптации для проведения базовых калибровочных работ на моторном стенде и автомобиле.

Отработка базовых алгоритмов управления двигателем, включала в себя:

- отработку на моторном стенде и автомобиле базового алгоритма управления.
- отработку на моторном стенде и автомобиле базового алгоритма управления двигателем с целью выполнения требований Евро-V при пуске двигателя в диапазоне температур от +20…30 ºС и выше;
- отработку алгоритма пуска и прогрева двигателя при отрицательных температурах.

По результатам подготовительных работ и предварительных испытаний изготовлены и отлажены опытные образцы блоков ЭСУД для стехиометрического газового двигателя с распределенным впрыском газового топлива и системой нейтрализации с обратной связью по кислородным датчикам для проведения испытаний в условиях моторных стендов.

5.2. Результаты испытаний газовых двигателей конвертированных по циклу Отто

Для получения исходных данных для сравнения с целью оценки эффективности газового двигателя с высокой степенью сжатия и укороченными тактами впуска и выпуска, были проведены испытания двух вариантов исполнения газового двигателя, изготовленных на базе того же дизельного двигателя. Вариант с высокой степенью сжатия и штатным распределительным валом и вариант с пониженной степенью сжатия и штатным распределительным валом.

5.2.1 Испытания газового двигателя со степенью сжатия 17,5 со штатным распределительным валом

Для испытаний был подготовлен двигатель мод. 821, (см. таблицу 5.3,). Для оценки условий появления детонации были проведены испытания двигателя со штатным распределительным валом без изменения степени сжатия.

Испытания проводились при частотах вращения коленчатого вала двигателя – 1200 мин$^{-1}$, 1400 мин$^{-1}$ и 1600 мин$^{-1}$. В процессе проведения испытаний по определению регулировочных характеристик по составу т/в смеси на каждом из исследуемых режимов изменение цикловой подачи газа осуществлялось за счет уменьшения или увеличения скважности газовых форсунок при постоянном положении дроссельной заслонки двигателя. Угол опережения зажигания не менялся и поддерживался в диапазоне 15° - 18° ПКВ.

На рисунке 5.18 показана регулировочная характеристика по составу смеси при частоте вращения 1600 мин$^{-1}$.

При испытании двигателя со штатным распредвалом и геометрической степенью сжатия 17,5 в безнаддувном варианте, детонации не было на всех скоростных режимах при нагрузке не более 0,8 МПа (80%

от максимальной, крутящий момент 280-350 Нм). На этом же двигателе с ТКР детонация начиналась на тех-же нагрузках.

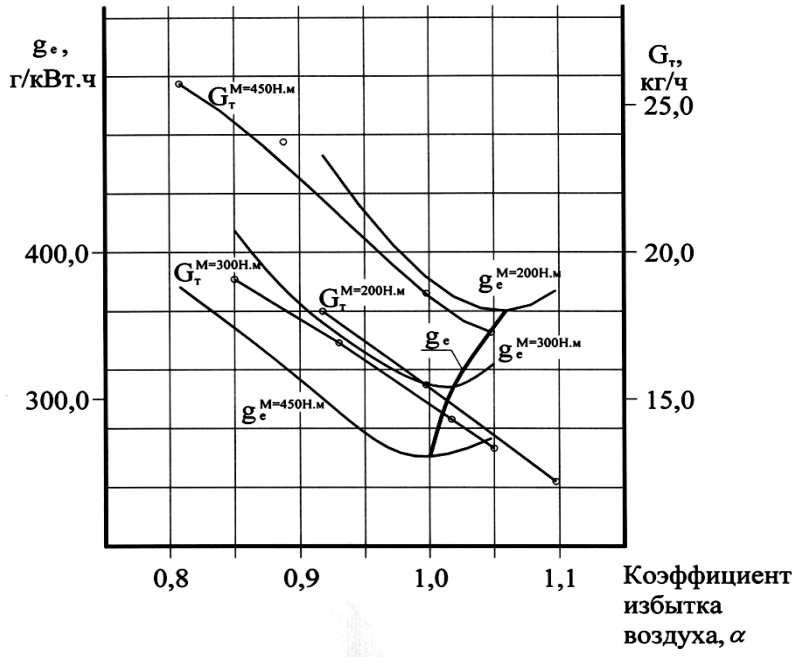


Рисунок 5.18. Регулировочная характеристика газового двигателя мод. 821 по составу смеси при частоте вращения коленчатого вала 1600 мин$^{-1}$

Нагрузочные характеристики показаны на рисунке 5.19.

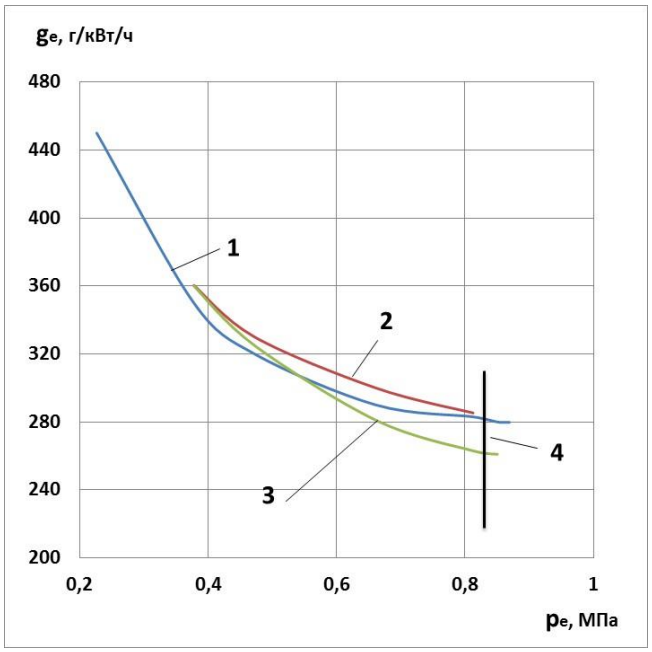


Рисунок 5.19. Нагрузочные характеристики газового двигателя мод.821 со степенью сжатия 17,5 и штатным распредвалом 1 - 1200 мин$^{-1}$; 2 - 1400 мин$^{-1}$; 3 - 1600 мин$^{-1}$; 4 – граница по детонации газового двигателя мод.821.

Совершенно очевидно, что при базовой степени сжатия не могут быть достигнуты сколь-нибудь высокие мощностные показатели газового двигателя даже без наддува.

На следующем этапе рассмотрены характеристики газового двигателя, конвертированного традиционным способом– с уменьшенной геометрической степенью сжатия.

5.2.2 Испытания газового двигателя с геометрической степенью сжатия 11,5 со штатным распределительным валом

Конвертация дизельного двигателя в газовый по циклу Отто (мод. 8212.10-112, см. таблицу 5.3) проводилась по той-же схеме, что и на цикл Миллера за исключением двух моментов:

- распределительный вал оставался штатный;

- между головкой блока цилиндров и блоком цилиндров была установлена дополнительная прокладка, которая обеспечивала снижение геометрической степени сжатия до 11,5 – 11,7 ед.

Двигатель получил обозначение -мод. 8212.10-112 (см. таблицу 5.3).

Внешняя скоростная характеристика показана на рисунке 5.20.

Максимальная мощность двигателя мод. 8212.10-112 составила 140 кВт и максимальный крутящий момент 630 Нм при 120 – 1400 мин$^{-1}$. Мощностные показатели ограничены только высокими температурами ОГ перед турбиной, которые уже в этом варианте превышали на режимах максимальной мощности уровень 750-800С. Кратковременно двигатель мог выдавать и 820 Нм, но при длительной работе (более 15-20 минут) возникала опасность выхода из строя. Но надо отметить, что достигнутая литровая мощность 22 кВт/л является неплохим показателям, и как было отмечено в главе 1 такую литровую мощность имеют большинство современных газовых двигателей, но лучший показатель – 27-30 кВт/л.

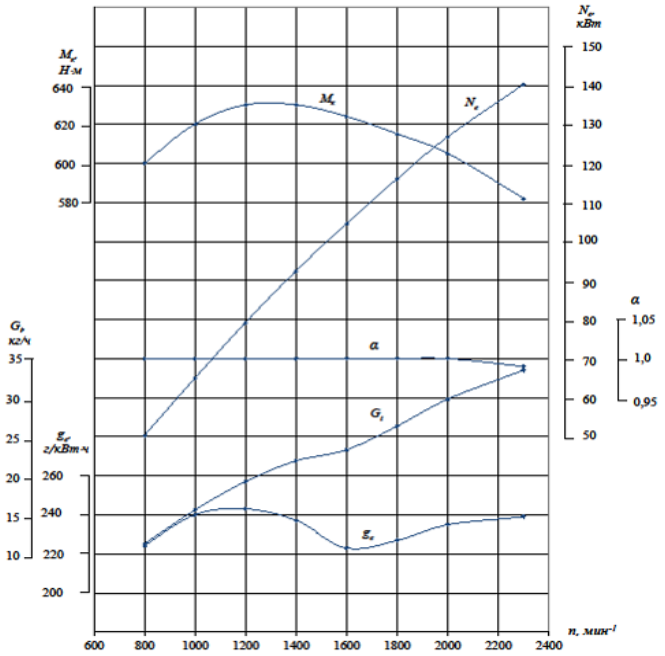


Рисунок 5.20. Внешняя скоростная характеристика газового двигателя мод. 8212.10-112 с геометрической степенью сжатия 11,5

Были получены нагрузочные характеристики в диапазоне частот 1000 – 2300 мин$^{-1}$.

Нагрузочная характеристика на частоте вращения 1800 мин$^{-1}$ показана на рисунке 5.21.

В результате испытаний получены характеристики газового двигателя, конвертированного по циклу Отто для получения исходной базы для дальнейшего сравнения.

На рисунке 5.22 приведены нагрузочные характеристики газовых двигателей с разными степенями сжатия. Для сравнения на этом же графике показана нагрузочная характеристика базового дизельного двигателя.

Если на графике рисунка 5.19 приведены характеристики с постоянными углами опережения зажигания, при которых было возможно достичь хотя-бы среднего уровня p_e, то на рисунке 5.22 приведена характеристика с оптимальными углами опережения зажигания (кривая 1) – настолько, насколько это позволяла возможность работы без детонации. И ухудшение расхода топлива в газовом двигателе с ε=17,5 при

увеличении нагрузки связано с уменьшением угла опережения зажигания для исключения детонации.

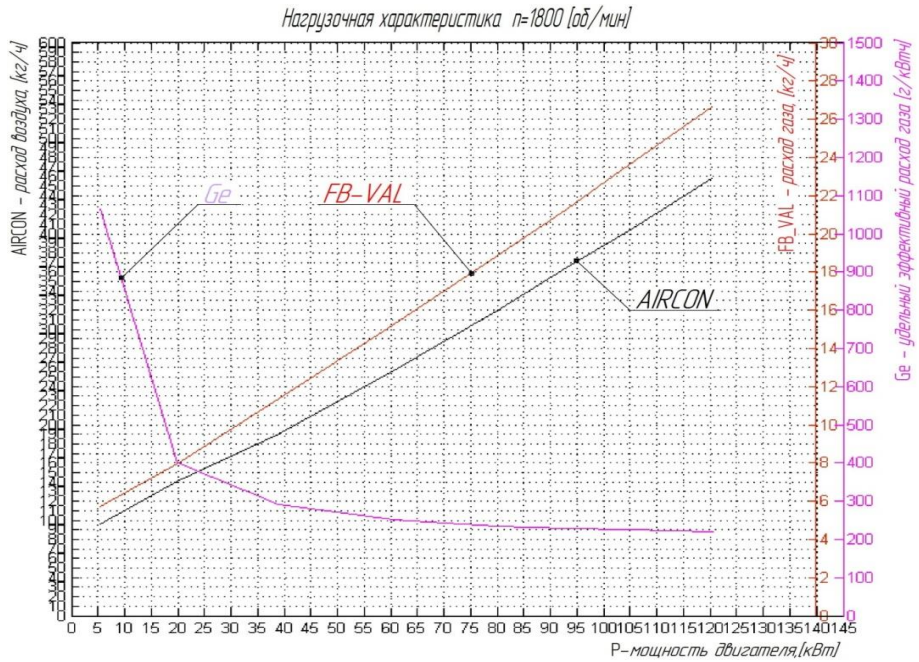


Рисунок 5.21. Нагрузочная характеристика газового двигателя мод. 8212.10-112 с геометрической степенью сжатия 11,5 (1800 мин$^{-1}$) (Данные Центра «Испытания» ФГУП «НАМИ, г. Дмитров)

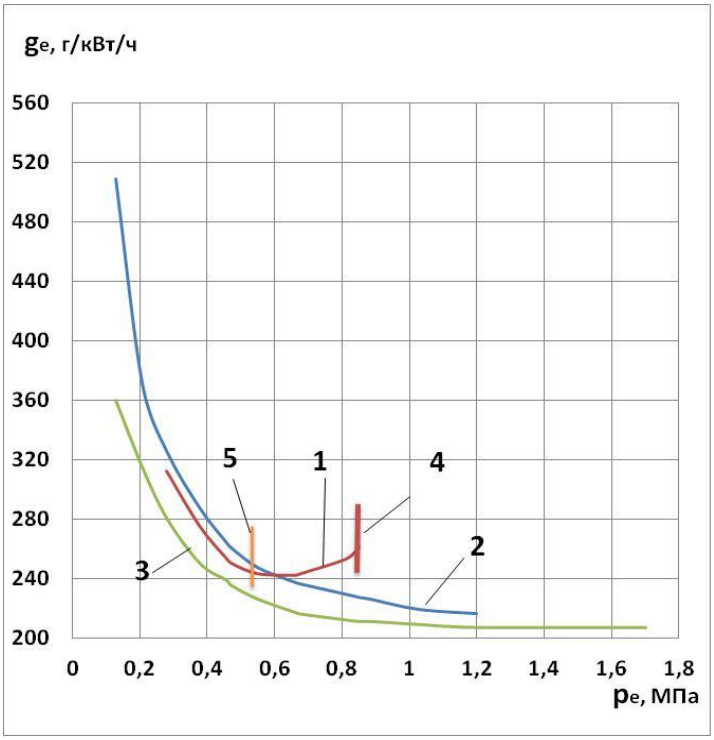


Рисунок 5.22. Нагрузочные характеристики трёх двигателей

1 – цикл Отто, ε =17,5; 2 – цикл Отто, ε=11,5;

3 – дизель , ε=17,5; 4 – граница детонации

Представляет интерес и другой момент – при работе с высокой степенью сжатия и штатным распределительным валом улучшения топливной экономичности по отношению к дизельному двигателю, не наблюдается, по крайней мере на малых нагрузках. Этот факт подтверждает известный постулат о том, что увеличение степени сжатия с целью повышения топливной экономичности не может быть беспредельным. И максимальная степень сжатия, выше которой уже подниматься не следует, лежит на уровне 14-16 ед. Но и этого порога на практике никогда не достигают. По крайней мере, в коммерческих бензиновых двигателях. И основное ограничение – не допустить детонационного сгорания.

5.3 Экспериментальные исследования по оптимизации системы воздухоснабжения с целью достижения наилучших мощностных показателей газового двигателя с укороченным тактом впуска

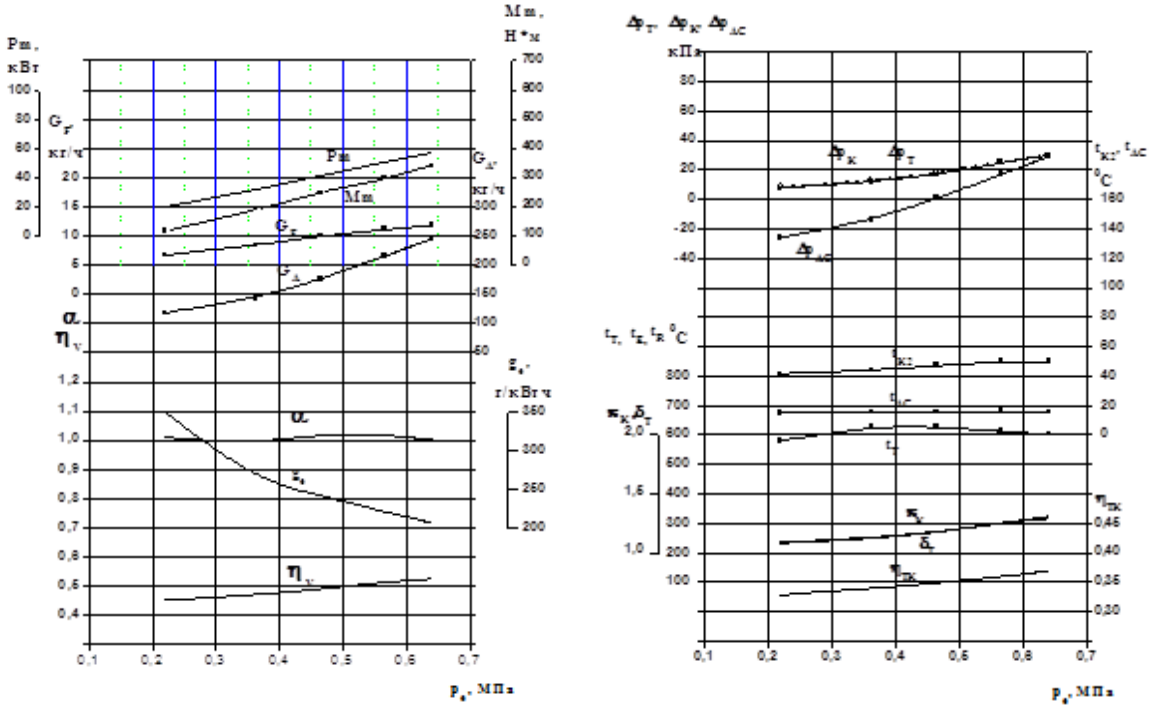
5.3.1 Экспериментальное исследование показателей газового двигателя с турбокомпрессором «BW B2G» с целью получения исходных данных

Для проведения испытаний был подготовлен двигатель мод.8212.10-221 с укороченным тактом впуска (вал №1) с ТКР базового дизельного двигателя модели «BW B2G».

Уже из расчётных исследований было понятно, что штатный ТКР дизельного двигателя не годится для газового двигателя с укороченным тактом впуска. Тем не менее, для получения сравнительных экспериментальных данных были проведены испытания газового двигателя с укороченным тактом впуска (по циклу Миллера) со штатным ТКР “BW-B2G”. Поскольку в отечественной и мировой практике отсутствуют достоверные экспериментальные данные по влиянию укороченного такта впуска на параметры наполнения транспортного газового двигателя, целью этих исследований была и оценка изменения коэффициента наполнения

двигателя, и предварительная отработка системы питания, зажигания и блока управления.

Были определены нагрузочные характеристики двигателя и закономерности изменения параметров системы турбонаддува для трёх частот вращения n = 1200, 1600 и 1800 мин$^{-1}$. На рисунке 5.24 приведена характеристика при n = 1600 мин$^{-1}$.



а б

Рисунок 5.24. Нагрузочная характеристика двигателя 821.10, турбокомпрессор BWB2G, n = 1600 мин$^{-1}$. Изменение экономичности и наполнения(а) и параметров системы турбонаддува (б)

Эти испытания показали значительное снижение коэффициента наполнения η_v двигателя с новым распределительным валом до величин 0,45…0,55 в диапазоне исследованных низких и средних нагрузок (при среднем эффективном давлении p_e = 0,2…1,0 МПа). Из-за снижения действительного рабочего объёма двигателя и неоптимальных условий работы турбокомпрессора B2G при низком коэффициенте наполнения η_v КПД турбокомпрессора понизился до 0,27…0,37. Это привело к снижению

давления наддува и невозможности в связи с этим увеличения нагрузки на этих скоростных режимах выше p_e = 0,8…1,0 МПа.

Полученные результаты позволили более конкретно сформулировать требования к ТКР для газового двигателя с укороченным тактом впуска.

По результатам испытаний двигателя с ТКР BWB2G были проведены уточнённые расчёты для турбины с меньшей пропускной способностью.

Меньшая пропускная способность турбины, как известно, обеспечивает увеличение частоты вращения ротора ТКР и давления наддува на низких скоростных режимах двигателя.

Коэффициент наполнения с учётом результатов первого этапа испытаний был принят равным 0,56. Температура перед турбиной изменялась от 680°С при n = 1000 мин$^{-1}$ до 750°С при n = 2300 мин$^{-1}$ по зависимости, близкой к линейной. Зависимость удельного эффективного расхода газа g_e принималась, как и в предыдущих расчётах, с учётом расчётных исследований (глава 3). Однако, как показали последующие испытания двигателя с ТКР С15, реальный удельный эффективный расход газа g_e может быть снижен на 3…5%.

По результатам уточнённых расчётов выбраны три варианта ТКР с близким характеристиками (см. таблицу 5.4).

Таблица 5.4. Основные технические данные ТКР

Модель ТКР	С 14 6268	С15 6668 WBS3	S200G
Фирма - производитель	CZ «Страконице»	CZ «Страконице»	Borg Warner
Наружный диаметр колеса компрессора, мм	62	66	60
Диаметр колеса компрессора на входе, мм	42	45	42

Наружный диаметр колеса турбины, мм	60	60	57
Площадь начального сечения безлопаточного входного аппарата турбины, см^2	4	5	4
Максимальная температура газа перед турбиной, ^{o}C	700	700	700
Максимальная температура газа перед турбиной в течение 1 ч, ^{o}C	750	750	750

5.3.2 Экспериментальное исследование показателей газового двигателя с турбокомпрессором CZ «Страконице» «С 15»

Характеристики компрессора и турбины турбокомпрессора С15, использовавшиеся в расчётах, приведены на рисунках 5.25, 5.26.

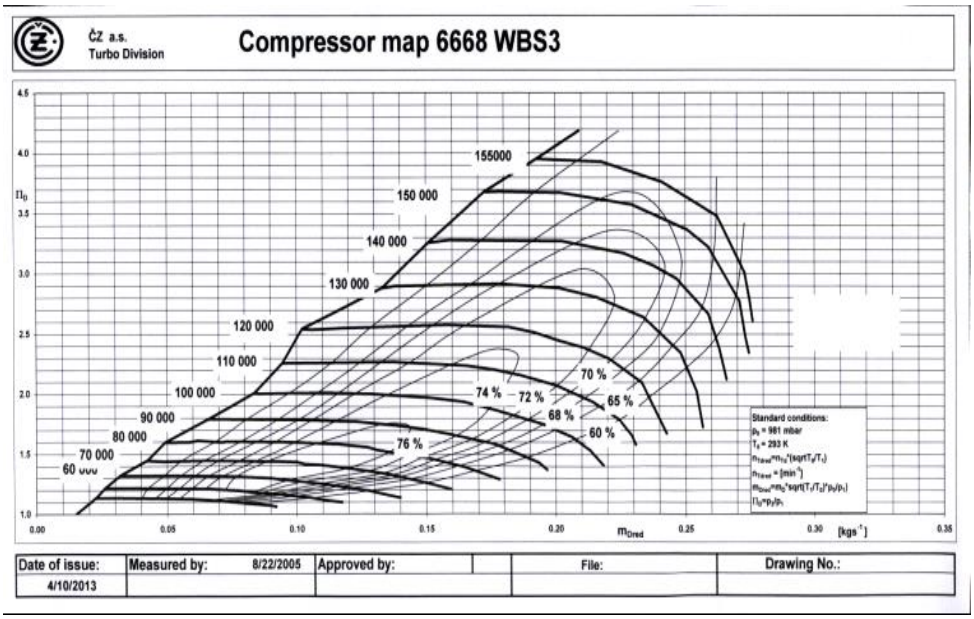


Рисунок 5.25. Характеристика компрессора ТКР С15

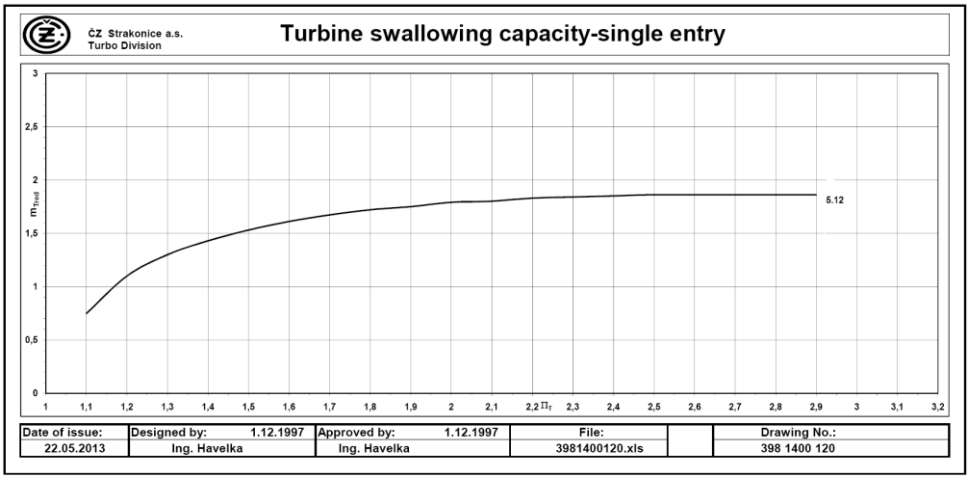


Рисунок 5.26. Зависимость приведенного расхода через турбину ТКР С 15 от степени понижения давления

Степень повышения давления компрессора $\pi_к$ на режиме максимального крутящего момента должна составить ~2,6 при условии обеспечения эффективного охлаждения надувочного воздуха ($E_{ТОНВ}$ = 0,93, $t_{АС}$ = 35° С) и потерях давления в ТОНВ не более 5…6 кПа. На номинальном режиме для достижения мощности 180 кВт величина $\pi_к$ должна составить ~2,7 при обеспечении тепловой эффективности ТОНВ $E_{ТОНВ}$ = 0,875 ($t_{АС}$ = 45° С) и потерях давления в ТОНВ не более 12…13 кПа.

Как следует из расчётов, при применении турбокомпрессора С15 при n = 1800…2000 мин$^{-1}$ может быть получен максимальный крутящий момент $M_{кmax}$, равный 800 Нм и номинальная мощность, равная 180 кВт при n = 2300 мин$^{-1}$.

Для проведения испытаний был подготовлен двигатель мод.8212.10-221 (вал №1) с ТКР базового дизельного двигателя модели «С15 6668 WBS3». После изготовления деталей установки нового турбокомпрессора последний был смонтирован на опытном образце газового двигателя 821.10, как это показано на рисунке 5.27.

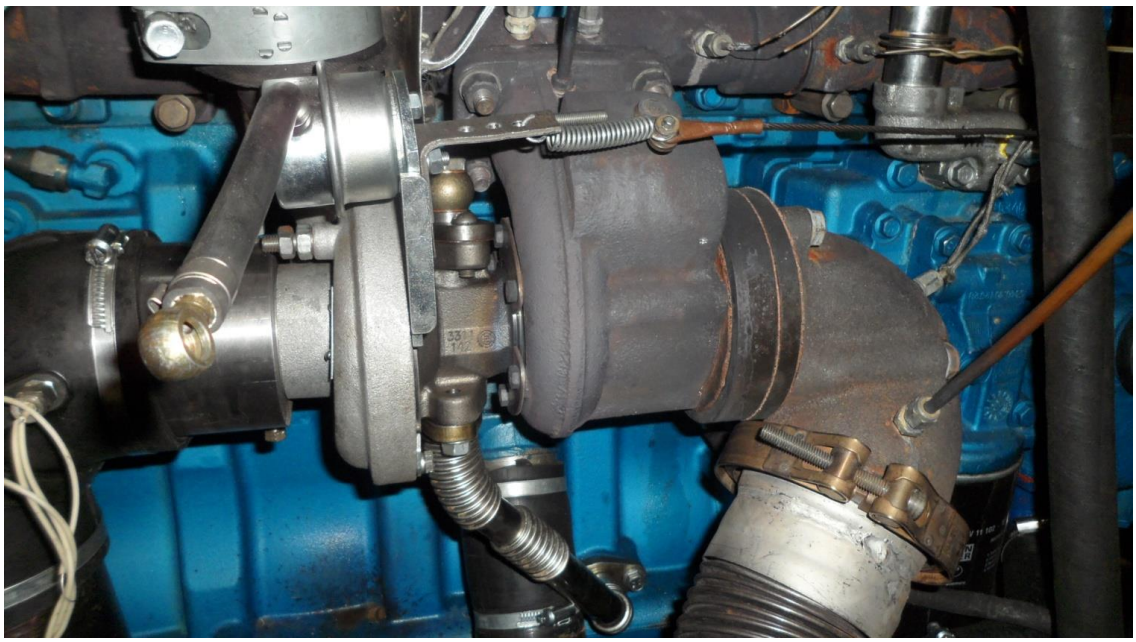


Рисунок 5.27. Турбокомпрессор CZ C15 в составе опытного двигателя модели 821.10.

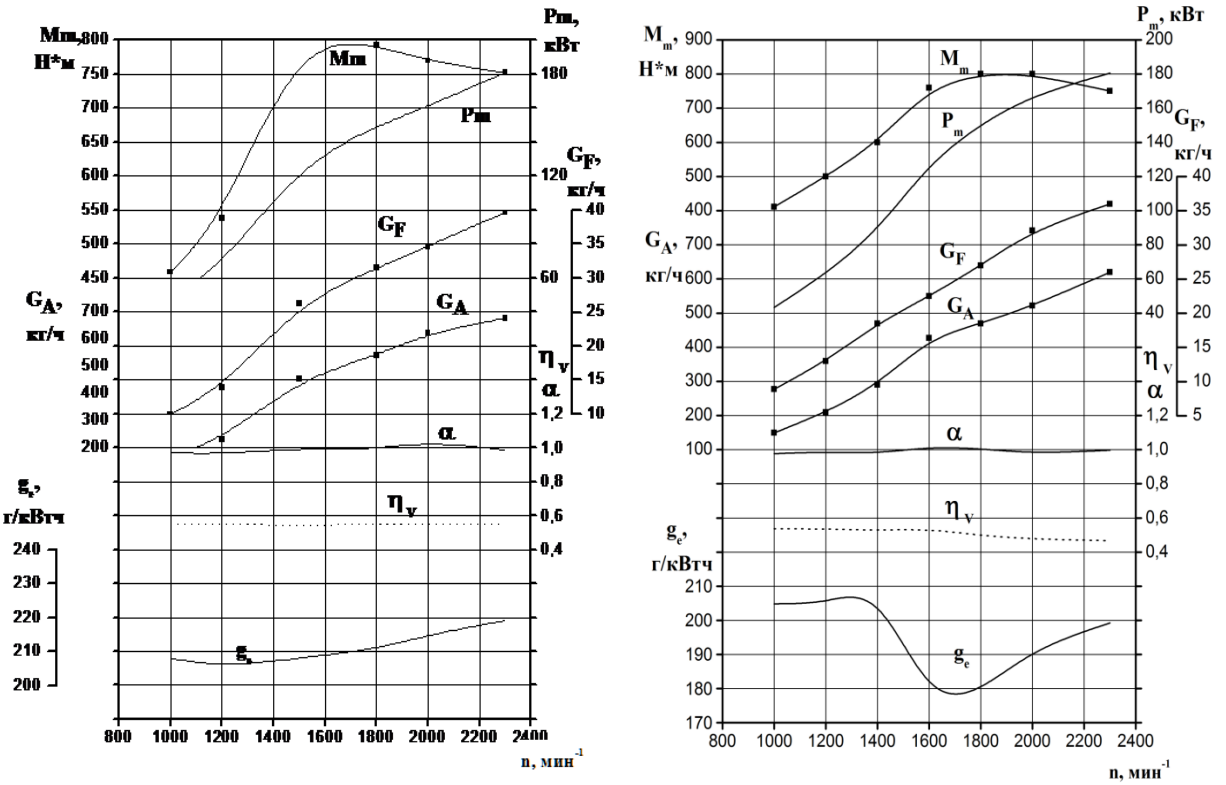
Закономерности изменения параметров системы турбонаддува двигателя с турбокомпрессором C15 по нагрузочным характеристикам были исследованы на частотах вращения n = 1000, 1200, 1400, 1600, 2000, 2300 мин$^{-1}$.

Расчётная (а) и экспериментальная (б) внешняя скоростная характеристика приведена на рисунке 5.28.

Благодаря применению турбокомпрессора C15 избыточное давление наддува возросло с 18 до 40 кПа и среднее эффективное давление p_e с 0.68 до 0.9 МПа при n = 1200 мин$^{-1}$. По мере роста частоты вращения коленчатого вала эффект от применения турбокомпрессора C15 проявляется в ещё большей степени. Так, при n = 1400 мин$^{-1}$ среднее эффективное давление p_e достигло 1,1 МПа, а при n = 1600 мин$^{-1}$ - 1,45 МПа, что соответствует $M_к$ = 760 Нм.

Оптимизация режимов работы турбокомпрессора C15 сопровождается ростом его КПД на 10…12%. Так, максимальный КПД при n = 1400 мин$^{-1}$ составил 0,41 вместо 0,36…0,37 у ТКР B2G. Испытания двигателя 821.10 с турбокомпрессором C15 показали, что по мере роста

частоты вращения коленчатого вала двигателя до n = 2000…2300 мин$^{-1}$ степень повышения давления $\pi_к$ увеличивается до 2,5…2,7, а температура перед турбиной достигает критических значений 780…800º С.



а б

Рисунок 5.28. Расчётная (а) и экспериментальная (б) внешняя скоростная характеристика газового двигателя 821.10 с ТКР С 15

На рисунке 5.29 приведена нагрузочная характеристика на частоте 1600 мин$^{-1}$.

Минимальный удельный расход топлива, достигнутый на этапе испытаний двигателя 821.10 с ТКР С15, по всем нагрузочным характеристикам не превышает 200 г/кВтч.

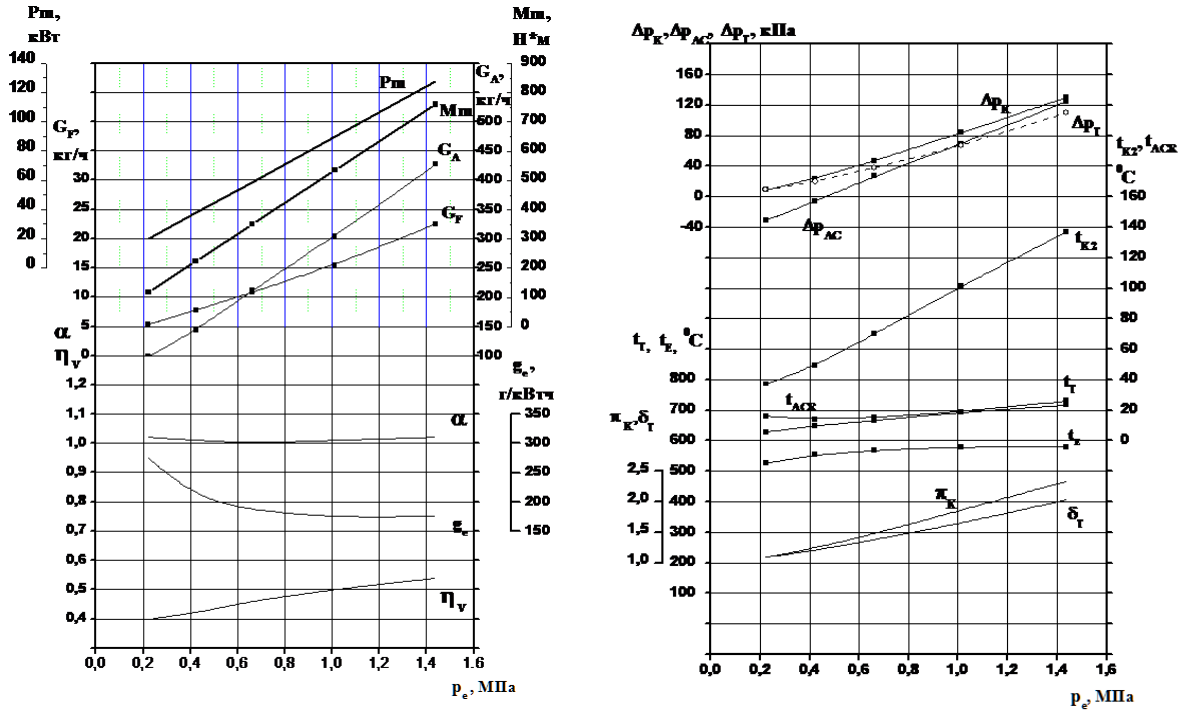


Рисунок 5.29. Нагрузочная характеристика двигателя 821.10, турбокомпрессор С15, n = 1600 мин$^{-1}$

5.3.3 Экспериментальное исследование показателей газового двигателя с турбокомпрессором CZ «Страконице» «С 14» и Borg Warner S200G

Испытания двигателя модели 821.10 с ТКР С15, показали необходимость дальнейшей оптимизации характеристик турбокомпрессора для увеличения крутящего момента в зоне низких частот вращения двигателя. Из числа турбокомпрессоров, имеющих одинаковые с ТКР С15 присоединительные размеры и обеспечивающих дополнительный эффект в этой зоне, наиболее подходящим является турбокомпрессор фирмы CZ «Страконице» модели С14 6268С, имеющий уменьшенный диаметр колеса компрессора, равный 42 мм, и уменьшенное начальное сечение корпуса турбины, равное 4 см^2.

Кроме того, было намечено в качестве ещё одного опытного варианта турбокомпрессора, использовать турбокомпрессор фирмы Borg

Warner S200G/2467NATM/55Vj3-40 A/R (далее BWS200G), применяемый на двигателе ЯМЗ-5340 и имеющий примерно такие же характеристики, как и ТКР модели С14 6268 С, а также турбокомпрессор фирмы CZ «Страконице» модели С 1470 В.

Как следует из расчётов, с турбокомпрессором С14 6268 С при $n = 1400$ мин$^{-1}$ может быть получен максимальный крутящий момент $M_{кmax}$, равный 800 Нм. Степень повышения давления компрессора $\pi_к$ должна на этом режиме составить ~2,6 при условии обеспечения эффективного охлаждения надувочного воздуха ($E_{ТОНВ} = 0{,}93$, $t_{AC} = 35^oC$) и потерях давления в ТОНВ не более 5…6 кПа. На номинальном режиме для достижения мощности 180 кВт величина $\pi_к$ должна составить ~2,9 при обеспечении тепловой эффективности ТОНВ $E_{ТОНВ} = 0{,}875$ ($t_{AC} = 45\ ^oC$) и потерях давления в ТОНВ не более 12…13 кПа.

Нагрузочные характеристики двигателя с турбокомпрессором С14 6268 С и двигателя с турбокомпрессором С15-5.12 на частотах вращения n = 1000, 1400, 1600, 1800 мин$^{-1}$, практически совпадают.

По внешней скоростной характеристике различия очевидны (см. рисунок 5.30).

С турбокомпрессором С14 6268С 5 существенно выросло избыточное давление наддува. Так, при $n = 1400$ мин$^{-1}$ оно выросло с 78 до 140 кПа и среднее эффективное давление p_e с 1.14 до 1.405 МПа. По мере роста частоты вращения коленчатого вала эффект от применения турбокомпрессора С14 6268 С уже не так заметен. Так, при $n = 1600$ мин$^{-1}$ и с одним и с другим ТКР среднее эффективное давление p_e достигло 1,52 МПа, что соответствует $M_к = 800$ Нм.

Ещё более заметное улучшение характеристики крутящего момента при низких частотах вращения коленчатого вала двигателя 821.10 было достигнуто с турбокомпрессором S200G.

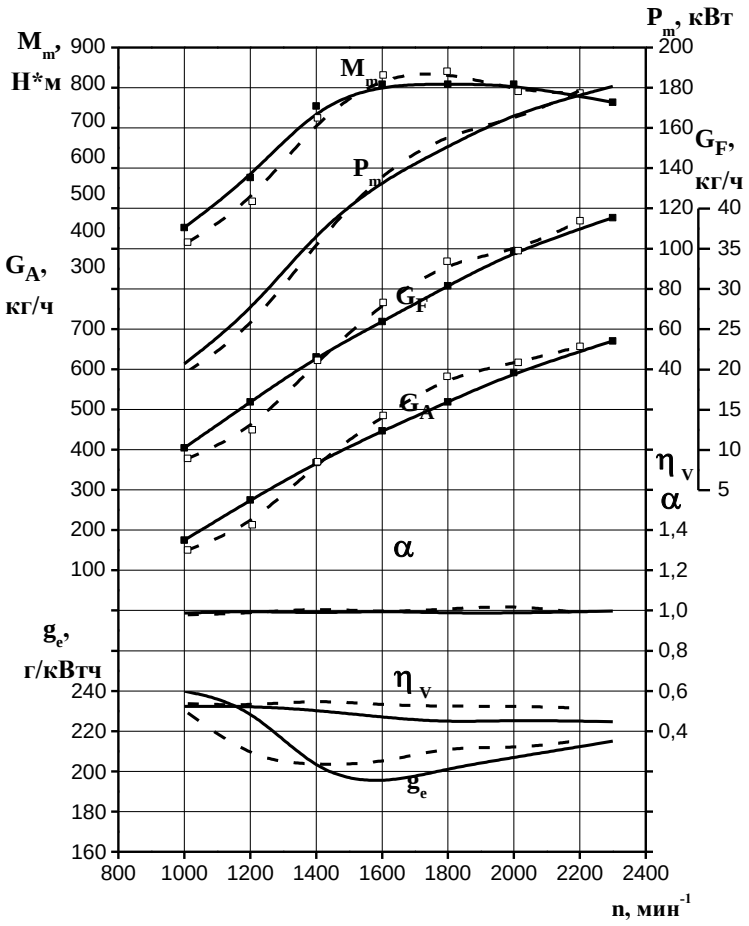


Рисунок 5.30. Внешние скоростные характеристики двигателя с ТКР С14 6268 (сплошные линии) и двигателя с ТКР С15-5.12 (штрихпунктирные линии)

Так, при n = 1200 мин$^{-1}$ (рисунок 5.31) благодаря росту избыточного давления наддува до 130 кПа среднее эффективное давление p_e выросло до 1.4 МПа, и получен $M_к$ более 600 Нм.

В диапазоне частот n = 1400…2000 мин$^{-1}$ может быть обеспечен крутящий момент, равный 800 Нм, что соответствует техническому заданию.

Следует отметить, что ограничения по максимальному крутящему моменту были определены температурами отработавших газов перед турбиной. Было принято, что максимальные температуры не должны превышать 750-770° С. Этот предел устанавливается изготовителями ТКР как максимально допустимый для кратковременной работы (не более 1 часа).

Минимальный удельный расход топлива по внешней скоростной характеристике, достигнутый с турбокомпрессором S200G, не превышает 200 г/кВтч, практически, во всём диапазоне рабочих частот.

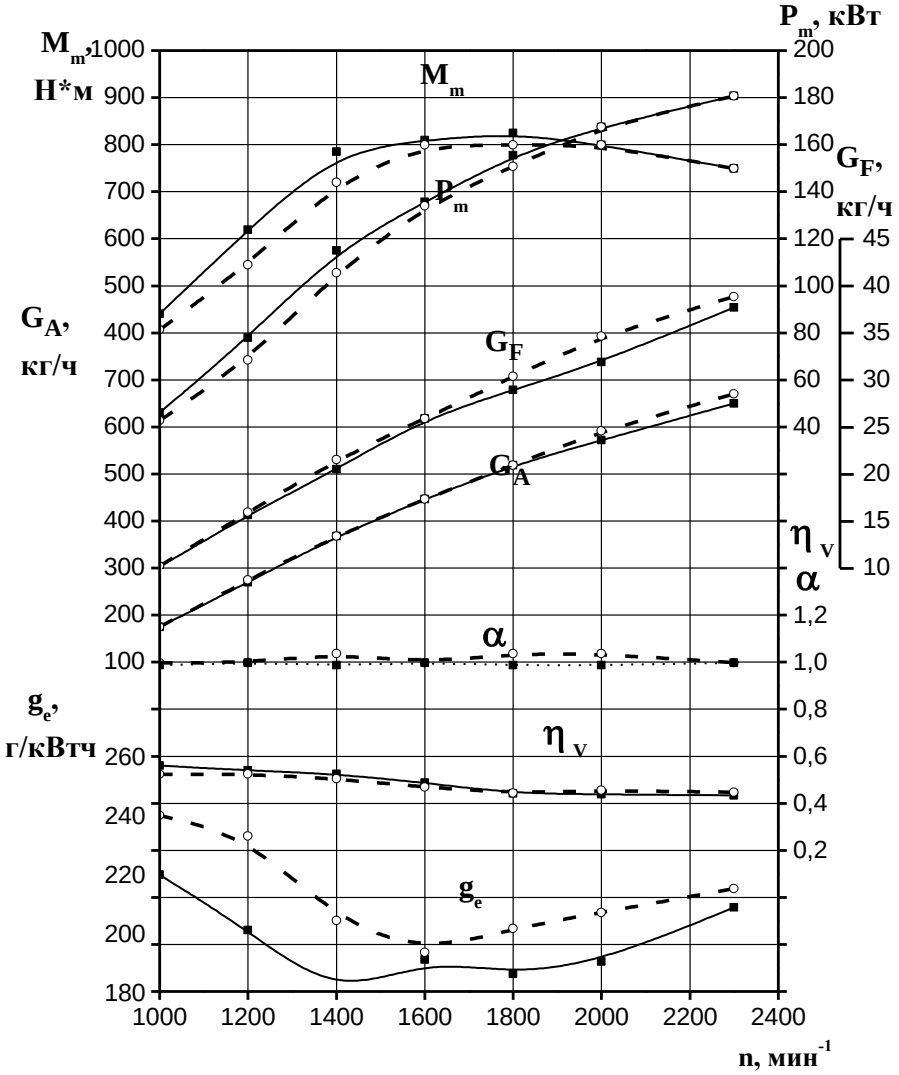


Рисунок 5.31. Внешние скоростные характеристики двигателя с ТКР С14 6268 (штрихпунктирные линии) и двигателя с ТКР BWS200G (сплошные линии)

Нагрузочная характеристика двигателя с турбокомпрессором S200G на частоте 1600 мин-1, приведена на рисунке 5.32.

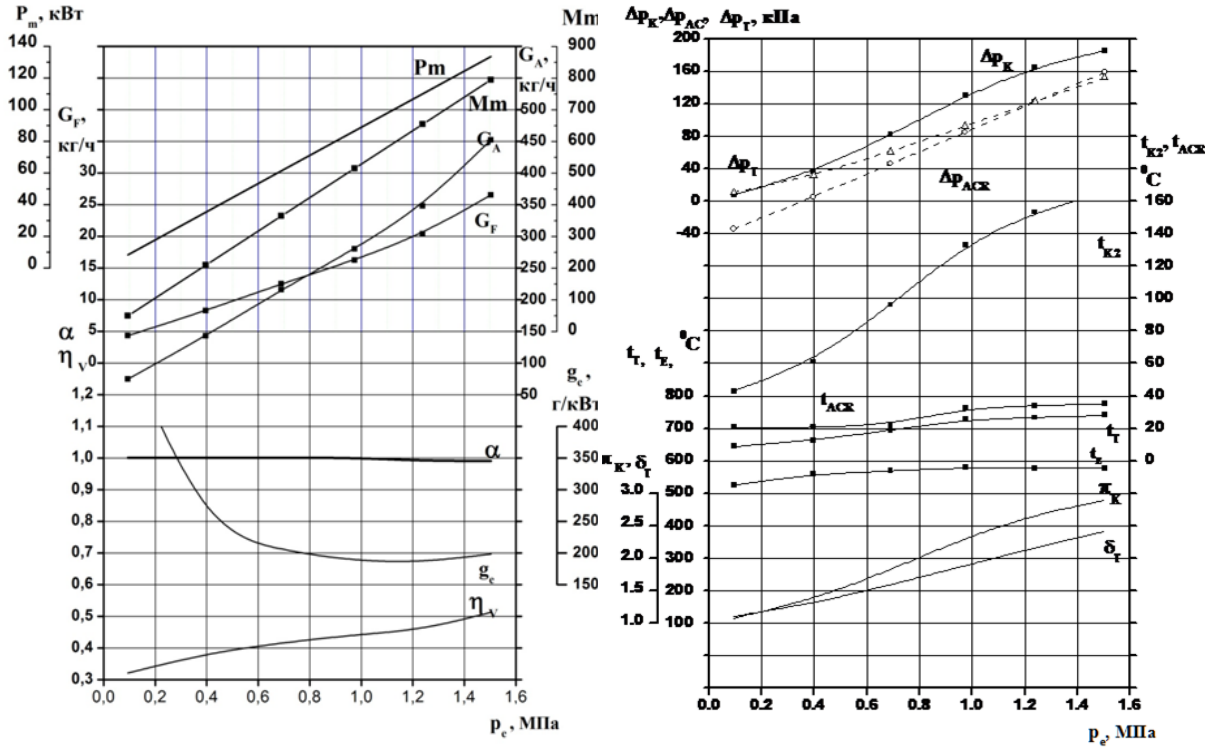


Рисунок 5.32. Нагрузочная характеристика газового двигателя 821.10, турбокомпрессор S200G, (n = 1600 мин$^{-1}$)

Таким образом, в результаты исследования газового двигателя с укороченным тактом впуска установлено, что дальнейшие работы по двигателям мод. 821.10 следует проводить с ТКР BWS200G.

Следующий этап связан с исследованием показателй двигателя с укороченным тактом впуска и укороченным тактом выпуска.

5.4 Оптимизация мощностных и экономический показателей газового двигателя модели 821.10 за счёт применения укороченного такта впуска в сочетании с укороченным тактом выпуска

Как показал анализ характеристик базовых модификаций дизелей серии ЯМЗ-536 и результатов испытаний газовых модификаций, проведенных в ходе выполнения настоящей работы, штатный распределительный вал имеет чрезмерно увеличенную длительность открытия выпускного клапана - 255,4^{o} по углу ПКВ (открытие 53,7 до НМТ,

закрытие 21,7 после ВМТ). Столь широкая фаза открытия выпускного клапана в базовом дизельном двигателе призвана обеспечить возможность создания модификаций дизельных двигателей с высоким уровнем форсировки. Для газового двигателя с выбранными мощностными показателями такие широкие фазы, как показали расчёты, приведенные в главах 2 и 3, являются чрезмерными.

По результатам расчётов, описание которых было дано в главе 4 настоящей работы, был изготовлен распределительный вал, у которого помимо укороченного такта впуска был реализован и укороченный такт выпуска. Такой вал обеспечивает более высокую эффективную степень расширения по сравнению со штатным валом и соответственно большее соотношение эффективной степени расширения и эффективной степени сжатия. Увеличение степени расширения должно дать положительный эффект по снижению расхода топлива на малых нагрузках и по снижению температуры ОГ перед ТКР. Применённое в базовом дизельном двигателе раннее открытие выпускного клапана способствует увеличению эффективности турбины. Но для газового двигателя и без того температуры ОГ достаточно высокие. И, как показали исследования, результаты которых приведены в разделе 5.3, именно высокие температуры ОГ не дают возможности увеличить среднее эффективное давлении на средних и больших нагрузках.

На двигателе мод. 8212.10.312 (см. таблицу 5.3) был установлен распределительный вал №2.

Серия испытаний двигателя с распределительным валом по варианту №2 включала в себя определение серии нагрузочных характеристик на частотах вращения 1000 - 2300 мин$^{-1}$ с интервалом 200 мин$^{-1}$. Характеристики определялись при оптимальных УОЗ (по крутящему моменту).

Внешняя скоростная характеристика двигателя с распредвалом №2 показана на рисунке 5.33 в сравнении с характеристикой двигателя, полученной при испытании двигателя с валом №1 и ТКР BWS200G.

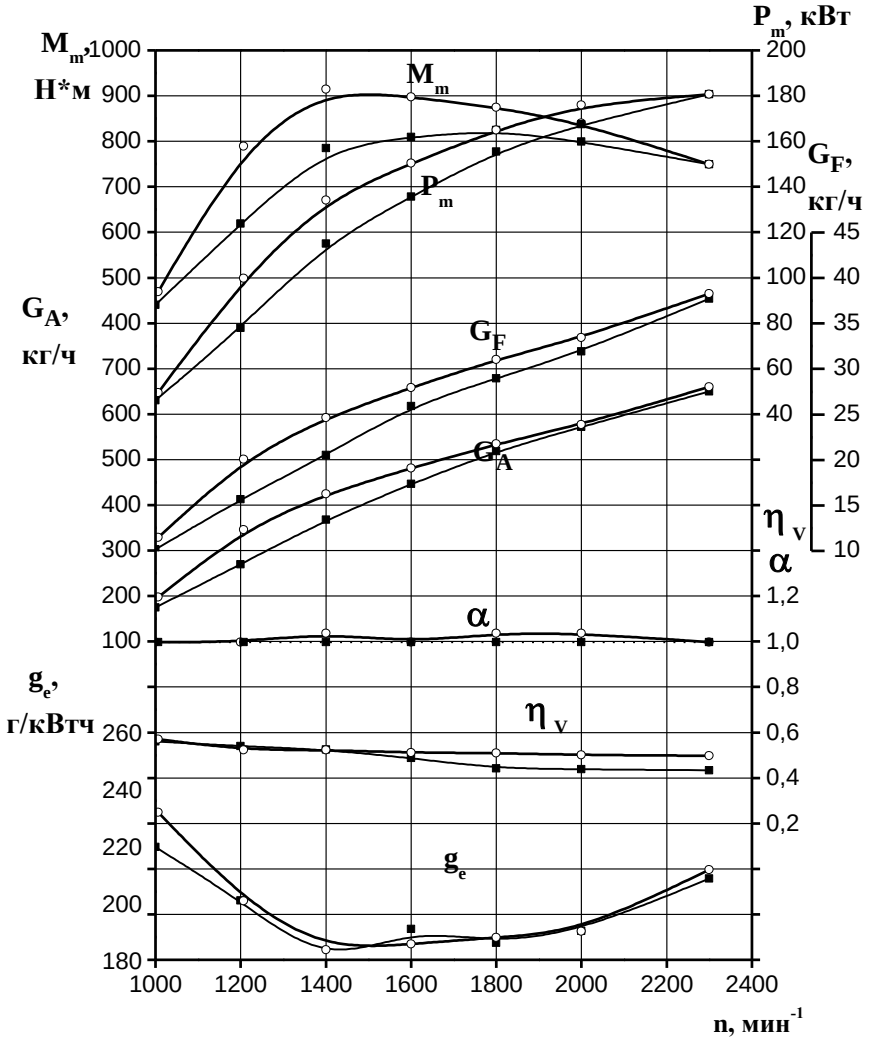


Рисунок 5.33. Внешняя скоростная характеристика двигателя мод.8221.10 с распредвалом №2 (толстые линии) в сравнении с вариантом двигателя с валом №1 (тонкие линии)

Можно отметить, что двигатель с распредвалом №2 с укороченным тактом выпуска обеспечил наилучшее протекание внешней скоростной характеристики в первую очередь по причине увеличения эффективной степени расширения и существенным снижения максимальных температур отработавших газов перед турбиной. Во всём диапазоне частот вращения с полной нагрузкой температура не превышала 750^0 С.

Нагрузочная характеристика при частоте вращения 1600 мин-1

показана на рисунке 5.34.

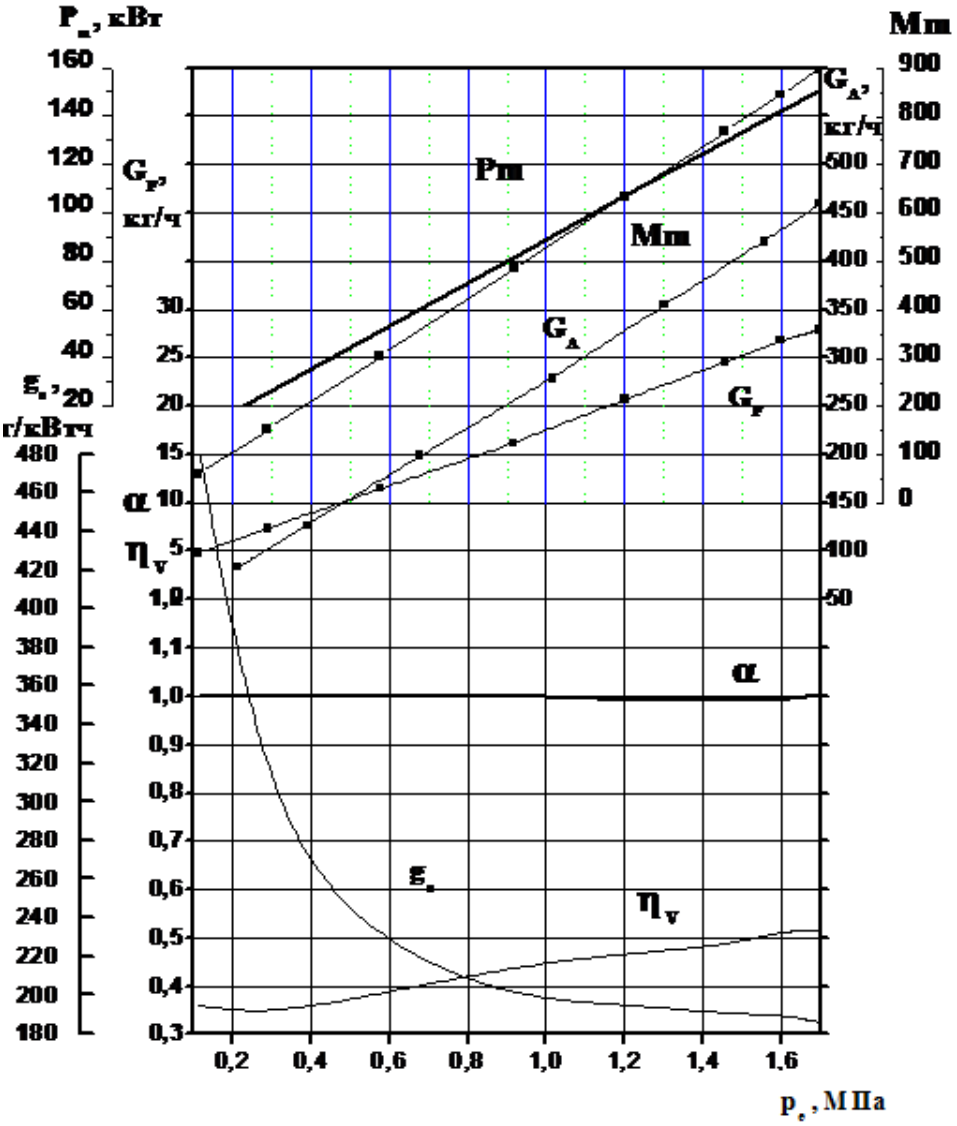


Рисунок 5.34. Нагрузочные характеристики газового двигателя 821.10 с валом №2, турбокомпрессор S200G, (n = 1600 мин$^{-1}$, расход газа подсчитан по λ – зонду)

В качестве иллюстрации последовательных шагов по оптимизации систем воздухоснабжения на рисунке 5.35 показаны внешние скоростные характеристики газового двигателя мод 821.10 с различными моделями ТКР и способами их управления.

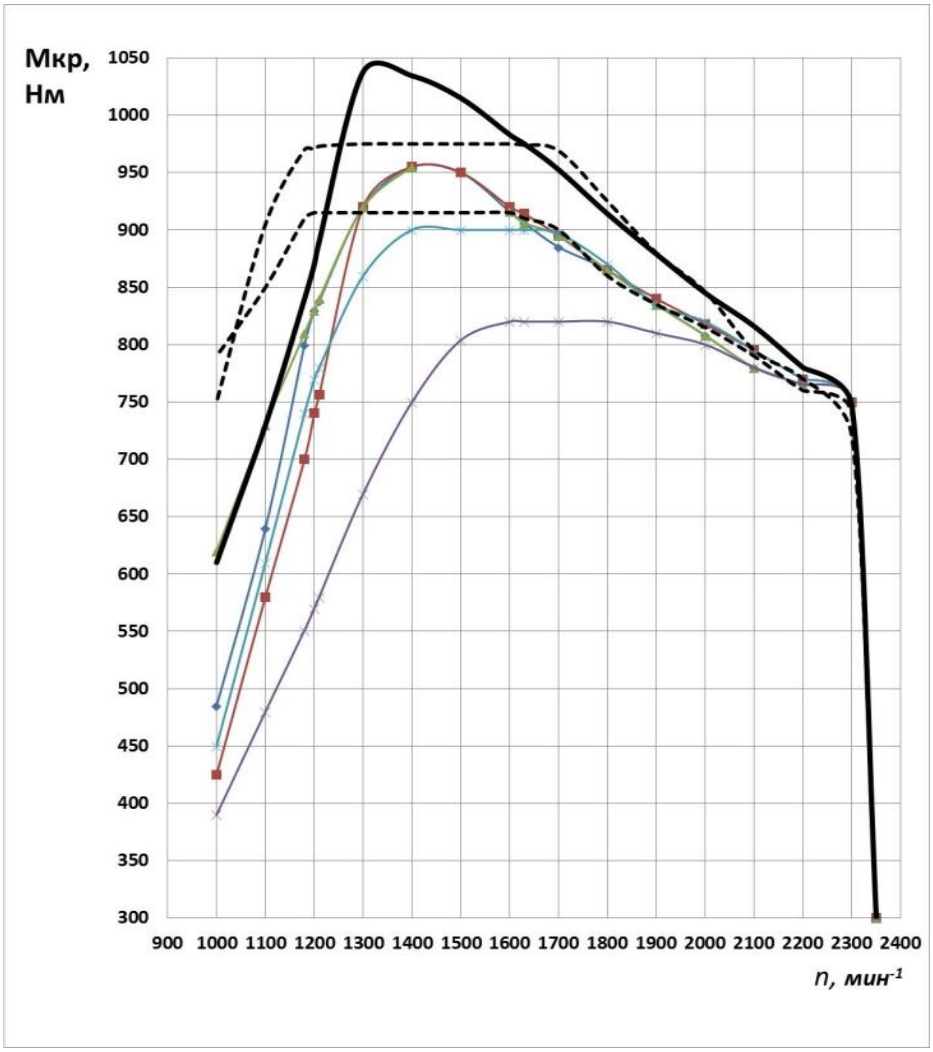


Рисунок 5.35. Внешние скоростные характеристики газового двигателя с различными вариантами ТКР

Дальнейшие работы по доводке рабочих процессов с точки зрения выполнения экологических требования по выбросам вредных веществ проводились на двигателе с распредвалом № 2 и с ТКР BWS200G.

Но прежде чем приступить к рассмотрению этого направления отметим один момент. Все рассмотренные выше исследования проводились при температурах впускаемого воздуха не превышающих 25^0С. Это было сделано с той целью, чтобы иметь возможность без корректировок на детонацию выставить регулировки по топливоподаче и углам опережения зажигания для достижения максимально возможных показателей по мощности и по крутящему момнту. В реальной эксплуатации температуры

воздуха во впускном коллекторе после ТОНВ могут достигать температуры 800^0С и выше. Безусловно, столь высокие температуры существенно увеличат вероятность появления детонации.

В связи с этим рассмотрим вопросы оптимизации системы зажигания с точки зрения формированием оптимальных зхарактеристик по углам опережения зажигания с коррекцией по детонации и по температуре впускаемого воздуха.

5.5 Оптимизация системы зажигания с целью предотвращения отклонений от нормального сгорания в газовых двигателях

5.5.1 О детонационной стойкости газовых топлив

Из-за ограничений по профилированию кулачков и другим соображениям, изложенным выше, расчётная эффективная степень сжатия нового газового двигателя с укороченным тактом впуска составила 13,5 - 14 ед. И, хотя при проведении предварительных испытаний не было отмечено появления детонации, тем не менее, проведены исследования по оценке склонности разрабатываемого газового двигателя к детонации.

Стремление установить максимально возможную степень сжатия в двигателях с искровым зажиганием закономерный и понятный способ повысить его топливную экономичность. За последние 20 лет степень сжатия в рядовых двигателях выросла 7...8 до 11...12 ед. Но существует и предел. Как показано в ряде работ [138,141] максимальный эффективный КПД достигается при степенях сжатия 14 - 16. Хотя термический КПД и продолжает расти.

В работе [142] исследовано влияние степени сжатия на эффективный КПД газового двигателя, работающего по циклу Миллера.

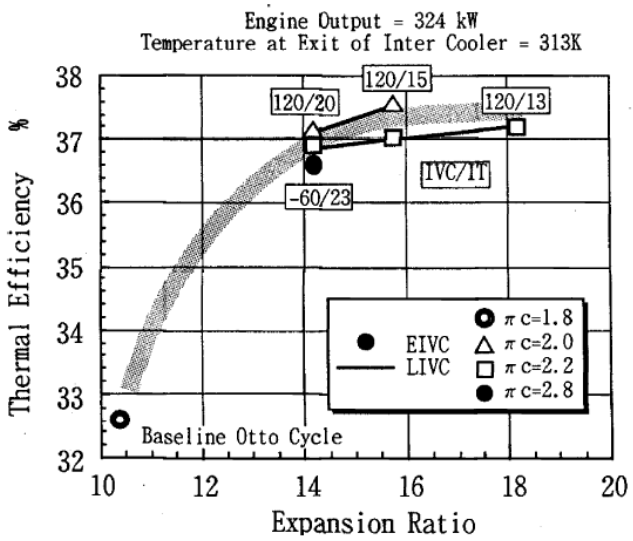


Рисунок 5.36. Изменение эффективного КПД от степени сжатия в двигателе, работающего по циклу Миллера [142]

Снижение роста эффективного КПД с увеличением степени сжатия связано с относительным ростом тепловых потерь (изменение отношения объём КС к площади КС, ухудшение процесса сгорания и т.д.) и практически мало поддаётся улучшению.

Но высокая степень сжатия – это вероятность появления детонационного сгорания и высокие требования к детонационной стойкости топлива.

Напомним, что понимается под детонацией в двигателях с искровым зажиганием [3, 4, 9]. Детонационным сгоранием принято называть сгорание со скоростью, выше 2000 м/с, то есть со скоростью превышающей скорость звука и на два порядка превышающей скорость нормального сгорания в камере сгорания двигателя. Причиной детонации являются условия, при которых в последней части заряда появляется волна сжатия, распространяющаяся в рабочей смеси со сверхзвуковой скоростью, и сгорание происходит в ударной волне. Механизм сгорания, вызывающего ударную волну включает многостадийное низкотемпературное воспламенение в последней части заряда перед фронтом пламени, образование перед пламенем в некоторых частях объёма камеры сгорания

перекисей. Если объём с критической концентрацией перекисей достигает некоторой, критической величины, то его воспламенение и приводит к образованию ударной волны и детонационному сгоранию.

При сгорании метано-воздушных смесей детонационное сгорание носит несколько иной, чем при сгорании бензина, характер. Детонация в двигателях при работе на метане возникает при более высоких температурах начала процесса сгорания. И определяется условиями расщепления молекул метана на активные радикалы, в которых возникает т.н. «голубое» пламя (первая стадия высокотемпературного воспламенения), вслед за которым следует тепловой взрыв.

Отметим ещё один момент. На сегодняшний день ни один стандарт в мире на виды газового топлива не отражает уровня его детонационной стойкости. С бензином проблем меньше, поскольку разброс ОЧ для одного сорта очень небольшой. Если бензины маркируются по величине октанового числа, то газовые топлива – по происхождению и составу, а детонационная стойкость – параметр для газов расчётный.

Как известно, в мировой практике применяются два метода определения ОЧ топлив – исследовательский и моторный.

Исследовательское октановое число (ОЧИ) определяется по ГОСТ Р 52947-2008 (ЕН ИСО 5164:2005) на одноцилиндровой установке с переменной степенью сжатия при частоте вращения коленчатого вала 600 об/мин, температуре всасываемого воздуха от 15,6 до 59,4°С (в зависимости от барометрического давления и при постоянном угле опережения зажигания 13 град.

Моторное октановое число (ОЧМ) определяется по ГОСТ Р 52946-2008 (ЕН ИСО 5163:2005) так же на одноцилиндровой установке, при частоте вращения коленчатого вала 900 об/мин, температуре всасываемой смеси 149°С и переменном угле опережения зажигания.

ОЧИ характеризует поведение бензина на режимах малых и средних нагрузок, а ОЧМ - на режимах больших нагрузок. Разность между ОЧИ и ОЧМ характеризует чувствительность топлива к режиму работы двигателя.

В конце 60-ых годов XX века в связи возрастающим интересом к сжиженному нефтяному газу и другим газовым топливам для ДВС, в США появилась идея разработать метод оценки детонационных качеств различных видов газов. Необходимость создания такого метода была вызвана тем, что ни один из существующих для бензинов методов определения октанового числа не позволяет определить детонационную стойкость топлива с октановым числом выше 120. А газовые топлива и их смеси могут иметь октановое число больше 120. По крайней мере, так предполагалось в конце 60-х годов, когда этот метод разрабатывался.

В работе [144] проведена не только всесторонняя оценка газовых топлив, но и разработан метод стандартизации детонационных качеств газового топлива, учитывая специфику этих топлив. Для расширения диапазона определения величины детонационной стойкости газовых топлив и обеспечения высокой чувствительности метода, авторами был предложено использовать смесь водорода и метана в качестве стандартизованной смеси. Этот метод позволил решить поставленную на тот период времени задачу и был назван методом определения детонационной стойкости по «метановому числу» (МЧ).

МЧ было предложено определять, как процент по объему от метана, смешанного с водородом в смеси, детонационная стойкость которой соответствует интенсивности детонации неизвестной газообразной смеси при одинаковых рабочих условиях в испытательной установке. Установка по определению МЧ близка по конструкции и режимам работы к установке для определения ОЧМ.

Тогда, например, смесь, состоящая из 20% водорода и 80% метана, будет имеет МЧ равное 80. Для определения антидетонационных свойств

газовых топлив с МЧ более 100 за эталон принималась смесь метана и углекислого газа (CO), из расчёта, что смесь 80% метана и 20% углекислого газа будет иметь метановое число 120.

Исследованию детонационной стойкости газовых топлив посвящено достаточно много работ (см., например, [138-148]. Были разработаны методы корреляции для определения МЧ газовых смесей различного состава. Эти корреляции описали топлива, составленные из C_1-C_5 углеводородов и двуокиси углерода с концентрациями метана от 60 до 100 %. Исследовано и влияние состава топливно-воздушной смеси МЧ.

В работах, посвященных изучению этой проблемы показано, что детонацию можно исключить в широком диапазоне режимов для практически всех видов газовых топлив за счет турбулизации заряда, обеднения топливно-воздушной смеси и уменьшения угла опережения зажигания.

В таблице 5.5. приведены значения детонационной стойкости некоторых топлив.

Таблица 5.5. Значения октановых и метановых чисел различных газов

Углеводород	ОЧМ	ОЧИ	МЧ
Метан (CH_4)	110,0	117,0	100
Этан (C_2H_6)			44
Пропан (C_3H_8)	100,0	105,7	
Бутан (C_3H_6)	91,0	93,6	
Водород	45-90		0
Пропан-бутан автомобильный (ПБА)		92-98	
Природный газ	105	110	96
Бензин АИ-92	83,5	92	

Ещё более важным моментом является оценка детонационной стойкости смесевых газовых топлив (см. рисунок 5.37). Интерес к газовым

смесям понятен, поскольку метано-содержащие газовые топлива, в том числе сжатый (компримированный) или сжиженный природные газы, применяемые в качестве моторного топлива состоят из метана в лучшем случае на 94-98%.

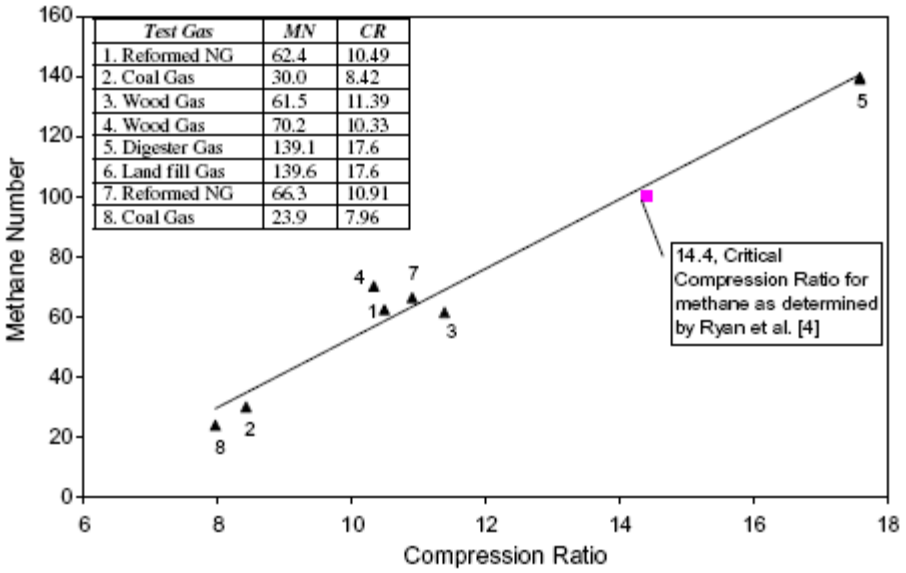


Рисунок 5.37. Значения МЧ газовых топлив для бездетонационной работы в зависимости от степени сжатия [146].

Смешанные топлива могут иметь повышенную склонность к детонации. Бóльшую, чем для любого из компонентов топлива в отдельности (см. рисунок 3.38). Это очень важный момент, который надо учитывать, имея дело с реальными многокомпонентными газовыми топливами.

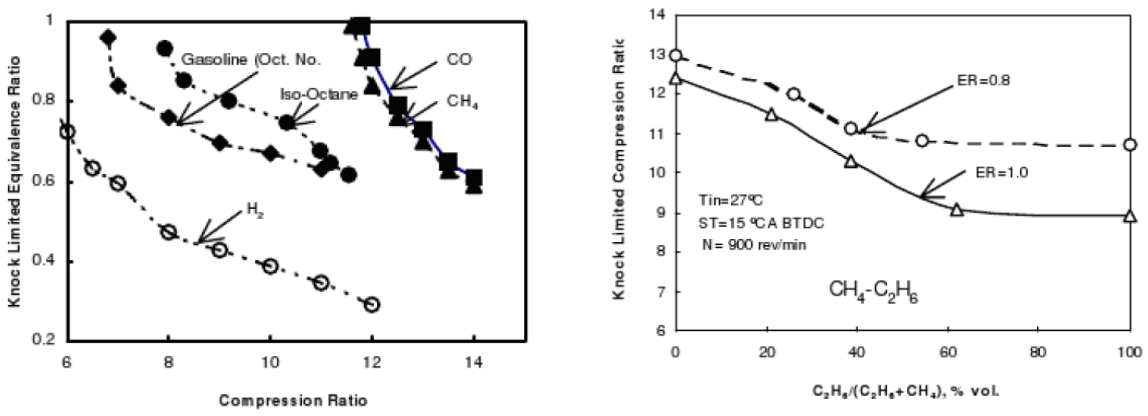


Рисунок 5.38. Детонационная стойкость топливных смесей [146]

Присутствие небольших количеств других топлив топлива, таких как этан, пропан, бутан в метане снижает предел его детонации в весьма значительной степени. Это будет означать, что детонационная стойкость природного газа будет очень зависеть от концентрации и типа даже незначительных количеств углеводородных составляющих, которые могут присутствовать в газе.

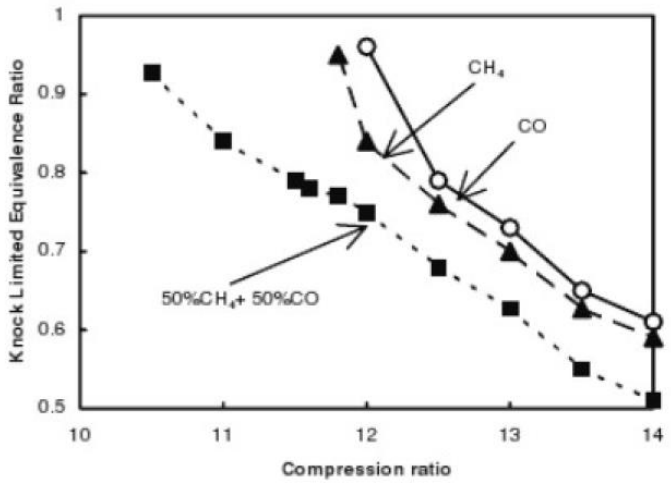


Рисунок 5.39. Детонационная стойкость метана, окиси углерода и их смеси [146]

Чистая окись углерода имеет высокую стойкость к детонации, которая выше чем у метана. Присутствие некоторых водородосодержащих компонентов существенно повышают склонность к детонации.

Зависимости на рисунок 5.39 иллюстрирует тот факт, что смесевые топлива могут иметь меньшую склонность к детонации, чем каждое вещество в отдельности.

Исследователи пока не пришли к единому мнению о влиянии различных компонентов в газовом топливе на его детонационную стойкость. Имеются работы, в которых отмечается, что смешанные топлива могут иметь повышенную склонность к детонации. В других утверждается, что смесевые топлива могут иметь меньшую склонность к детонации, чем каждое вещество в отдельности. Вообще говоря, такая ситуация, в том числе

проиллюстрированная на графике рисунка 5.6 «убивает» саму идею введения понятия «метановое число».

В последние годы исследования газовых двигателей, особенно при оценке выбросов вредных веществ с отработавшими газами проводятся на эталонных топливах, состав которых дан, например, в Правилах ООН №49. Этими же стандартами допускается применять для испытаний и исследований газ, присутствующий на рынке страны потребителя этих газовых двигателей с учётом разброса его состава, предписываемого национальными стандартами на газовое топливо.

Поэтому в дальнейшем будем использовать понятие ОЧИ для оценки детонационной стойкости природного газа как моторного топлива, тем более что именно на этот метод ссылаются отечественные стандарты описывая детонационную стойкость газового топлива.

На рисунке 5.40 показаны зависимости, полученные по результатам испытаний, проведенных в НАМИ, в том числе, с участием автора.

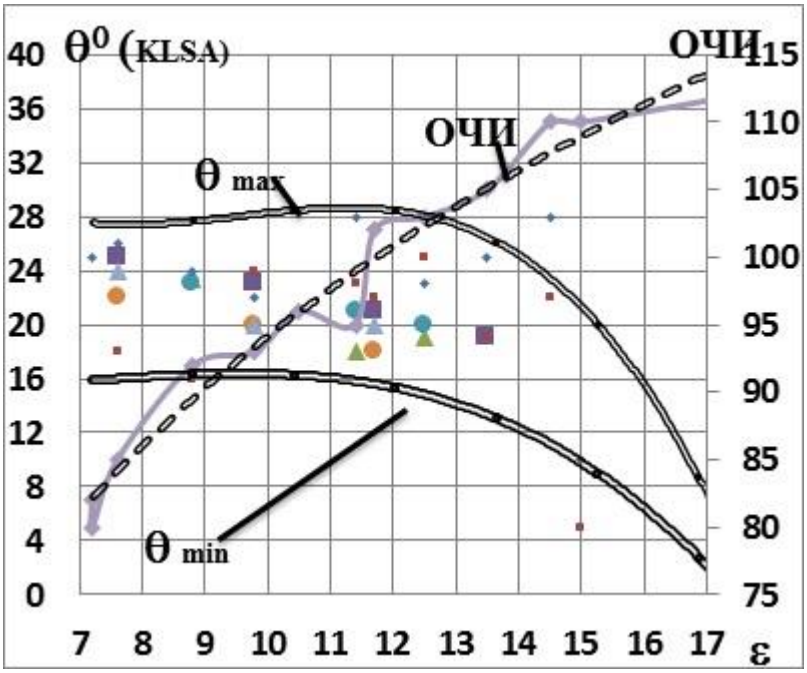


Рисунок 5.40. Зависимость степени сжатия от октанового числа топлива и предельные углы начала детонации (KLSA) в бензиновых и газовых двигателях

Детонационные испытания проводились в разное время на бензиновых двигателях, переведенных на КПГ (рабочий объём двигателей от 1,4 до 6,0 литров, степень сжатия от 7,5 до 9,5) и на газовых двигателях, конвертированных из дизельных (рабочий объём от 4,5 до 12 литров, степень сжатия от 10,5 до 17,5).

Таким образом, можно рассчитывать на возможность бездетонационной работы в газовом двигателе с действительной степенью сжатия 14 ед. при работе на рыночном природном газе. Далее рассмотрим методы предупреждения детонационного сгорания в газовых двигателях.

5.5.2 Методы предупреждения вероятности детонации в газовых двигателях

Момент начала детонации при испытаниях и в рядовой работе двигателей может быть определён одним из нескольких способов, рассматриваемых в технической литературе:

1. По прямому измерению давления в цилиндре. Самый старый, но наиболее надёжный метод. Это метод остается основным инструментом при исследованиях. Прямой замер давления в цилиндре используется главным образом на больших стационарных двигателях.

2. По определению вибрации и колебаний двигателя. Определяется посредством различного типа акселерометров (датчиков детонации), устанавливаемых на внешнюю поверхность блока или головки цилиндра [147].

Благодаря простоте, акселерометры с успехом используется в промышленности. Однако, паразитный шум, связанный с работой двигателя часто снижает надёжность обнаружения детонации таким способом. Высокий уровень шумов – главный недостаток этой техники. Этот метод сегодня применяется в автомобильных двигателях.

Определение начала детонации остается трудной задачей для многих разработчиков двигателей. Особенно важно это для газовых двигателей, в том числе автомобильных, работающих на природном газе.

Чтобы сохранить постоянный запас по детонации, определяемый как разность между текущим углом опережением зажигания (УОЗ) и УОЗ, при котором начинается детонация, важно иметь возможность точно определить этот момент начала детонации.

При испытаниях по оценке детонации, её начало и интенсивность определялись с помощью аппаратуры, включающей в себя датчик детонации, датчик интенсивности детонации в комплекте с измерительной аппаратурой.

Паразитные шумы, связанные с работой двигателя и снижающие надёжность обнаружения детонации таким способом выделялись как собственная частота двигателя при проведении предварительных испытаний, на режимах, где заведомо детонации не бывает.

Полученные значения хорошо коррелируются с известными зависимостями для определения собственной частоты двигателя:

$$f\ \min = C_0 \frac{\beta_{\min}}{d} \sqrt{\frac{\vartheta}{273K}} \qquad (5.1)$$

где C_o – скорость звука при температуре 273К = 330 м/с;

Θ – максимальная температура сгорания = 2500 – 2900 К;

$\beta_{\min}$ – функция Бесселя (амплитуда и частота колебаний в замкнутом пространстве);

d – диаметр цилиндра в метрах.

Для большинства исследуемых газовых двигателей собственная частота колебаний находилась в пределах 7-9 кГц.

В современных двигателях применяются методы определения детонации, связанные в основном с прямым или косвенным замером давления и последующей обработкой сигналов датчиков в блоке управления двигателем. Для этой цели выработан достаточно большой ряд параметров.

Обычно используются в литературе два основных параметра для оценки начала детонации – *IMPO* и *MAPO*. Определение этих параметров основано на измерениях высокочастотного сигнала датчика.

Первый параметр, определяется как интегральный модуль колебаний давления *(IMPO),* представляющий собой энергию, вырабатываемую высокочастотными колебаниями, вызванными детонацией. Второй параметр, определяется как максимальная амплитуда колебаний давления *(MAPO)* при детонации. Таким образом, оба этих параметра основаны на измерении колебания давления в процессе детонации. В последние годы эти параметры используют многие исследователи для определения интенсивности детонации в двигателях внутреннего сгорания.

Для практической работы важен параметр, определяемый как предельный угол опережения зажигания *KLSA*, то есть максимальный угол опережения зажигания, при котором ещё не наступает детонация. Для определения этого параметра применялся метод, основанный на определении угла опережения зажигания при котором величина *IMPO* или *MAPO* превышают определенный пороговый уровень.

Многие исследователи отмечают особо важное влияние температуры окружающего воздуха и температуры топливно-воздушной смеси на впуске на предельные значения угла опережения зажигания по детонации (KLSA). Для газового двигателя, работающего с укороченным тактом впуска и геометрической степенью сжатия 17,5 были получены зависимости предельных УОЗ от температуры воздуха на впуске при различных составах топливо-воздушной смеси. (рисунок 5.41).

Увеличение окружающей температуры приводит к уменьшению KLSA. Окружающая температура имеет двойной эффект:

- непосредственно изменяет температуру смеси воздуха/топлива;
- имеет влияние на теплопередачу в стенки цилиндра.

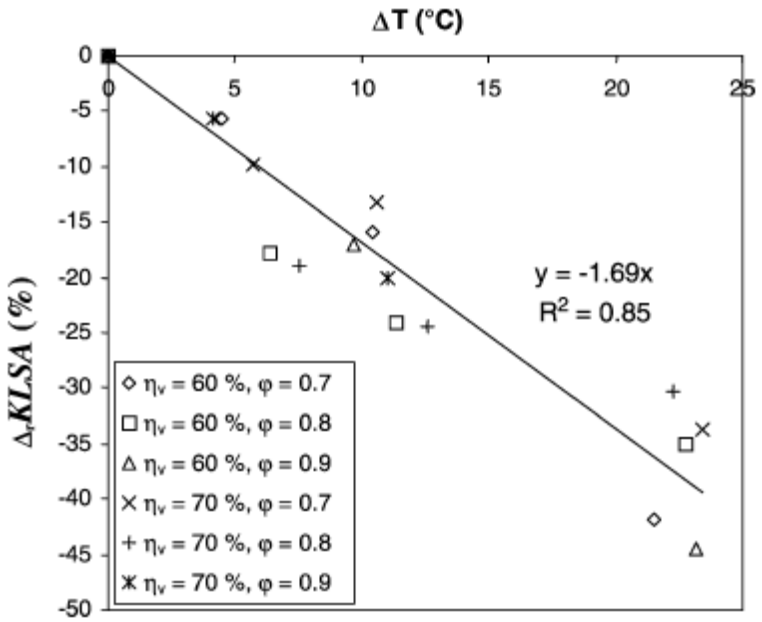
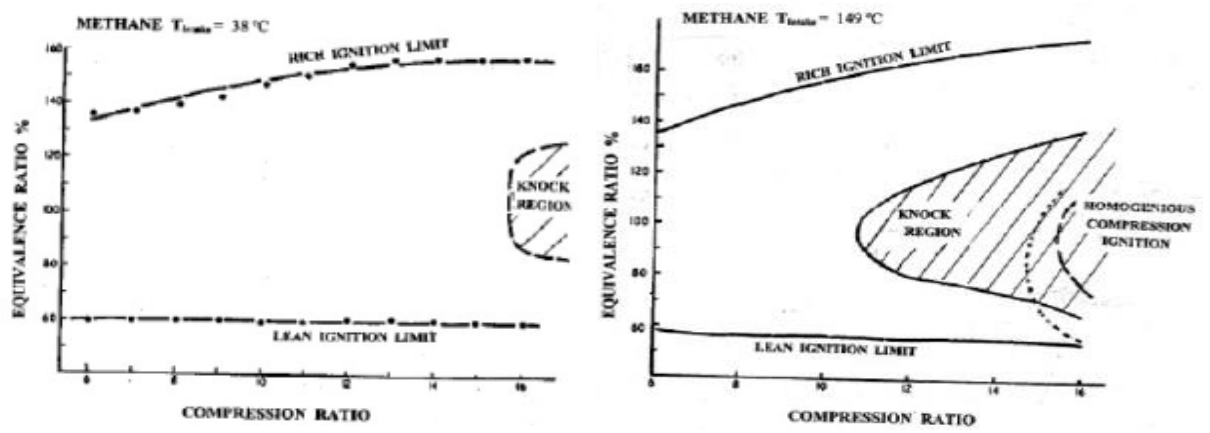


Рисунок 5.41. Эффект температуры воздуха во впускном трубопроводе на критический УОЗ (*KLSA*) [147].

Как уже было отмечено выше, разрабатываемый двигатель будет работать на стехиометрических смесях в комплекте с бифункциональным, (трехкомпонентным) нейтрализатором. Однако, при возникновении детонации для её устранения, может быть использован метод обеднения состава т/в смеси. Рассмотрим влияние состава смеси на возможность снижения интенсивности детонации.

В работах, посвященных изучению этой проблемы показано, что детонацию можно исключить в широком диапазоне режимов для практически всех видов газовых топлив за счет обеднения топливно-воздушной смеси и уменьшения угла опережения зажигания.

На рисунке 5.42 [141] показано, что область недетонирующей рабочей смеси значительно сужается с увеличением степени сжатия двигателя. При достаточно высокой степени сжатия и при гомогенном заряде детонация может возникать и на бедных смесях.



A B

Рисунок 5.42. Области работы двигателя с детонацией при работе на метане [141]

А) температура топливно-воздушной смеси в конце такта впуска 38° С;
В) температура топливно-воздушной смеси в конце такта впуска 149° С

5.5.3 Результаты экспериментального исследования склонности газового двигателя с укороченным тактом впуска к детонации

Были проведены исследования по оценке двигателя мод.821.10 к детонации.

Оптимальный угол опережения зажигания (УОЗ) на каждой нагрузке по нагрузочной характеристике выбирались следующим образом. Значение оптимального УОЗ принимались на 1 - 2 град. п.к.в. меньше значения, при котором достигается максимальный крутящий момент.

В ходе определения оптимального угла опережения зажигания, при появлении детонации (определяемой датчиком детонации), дальнейшее увеличение угла опережения зажигания прекращается, угол уменьшается на 3 - 6 град. п.к.в. и фиксируется как оптимальный по границе детонации, с указанием в первичном протоколе испытаний температуры и давления во впускном трубопроводе (после дроссельной заслонки).

В ходе определения оптимального угла опережения зажигания, при росте температуры отработавших газов (ОГ) до значения, превышающего

750ºС, дальнейшее изменение угла опережения зажигания прекращается, угол увеличивается на 3…6 град. п.к.в. и фиксируется как оптимальный по температуре ОГ перед турбиной. При этом контролируется наличие детонации.

Проверка исходной равномерности состава смеси на работающем двигателе по отдельным цилиндрам (путем газового анализа из выпускных патрубков отдельных цилиндров) при стехиометрическом составе смеси (α=1) на трех скоростных (1200, 1600, 2000 мин$^{-1}$), а также трех нагрузочных режимах (100, 400 и 700 Н·м) в пределах каждого из вышеуказанных скоростных режимов работы двигателя.

Регулировочные характеристики по углу опережения зажигания показаны на рисунках 5.43 - 5.44.

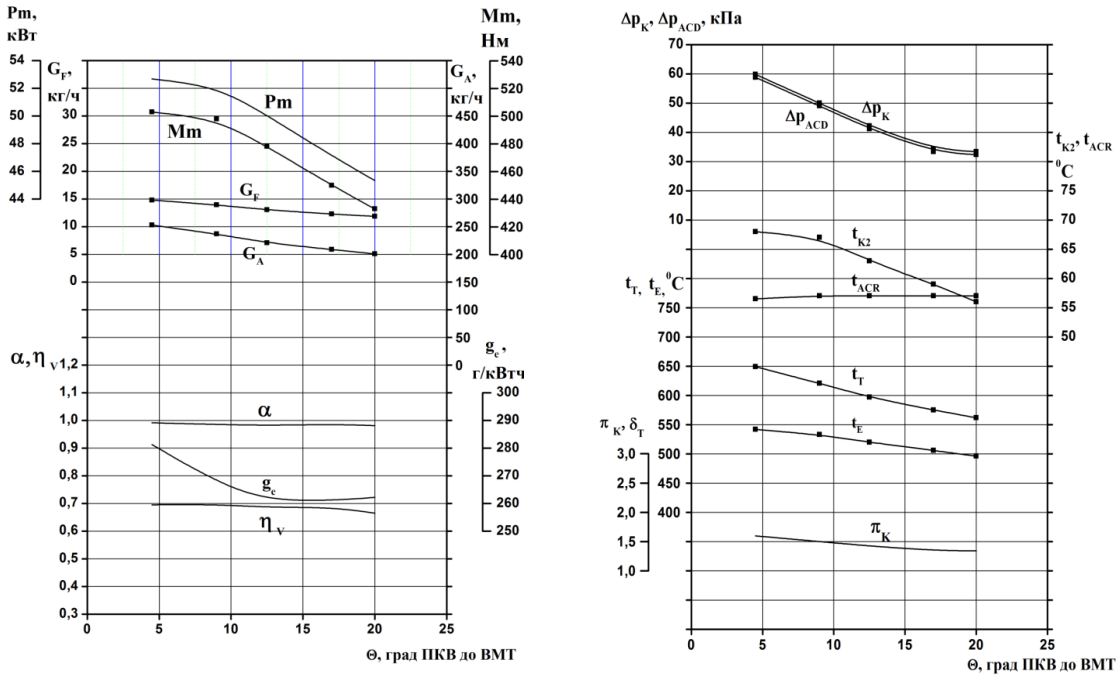


Рисунок 5.43. Регулировочные по УОЗ характеристики газового двигателя 821.10, турбокомпрессор S200G, (n = 1000 мин$^{-1}$)

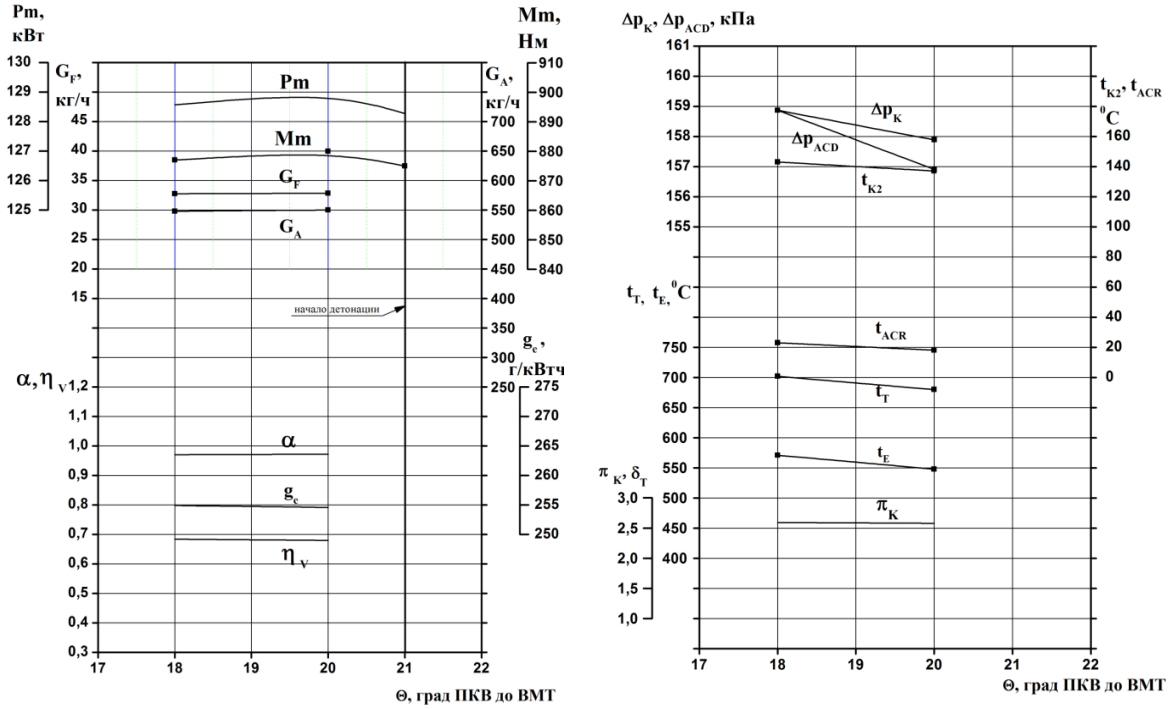


Рисунок 5.44. Регулировочные по УОЗ характеристики газового двигателя 821.10, турбокомпрессор S200G (n = 1400 мин$^{-1}$)

Результаты экспериментальных исследований показали, что в двигателе, конвертированному в газовый по циклу Миллера, без изменения геометрической степени сжатия и с сохранением поршня с «камерой в поршне» удалось добиться бездетонационной работы во всём диапазоне нагрузочных и скоростных режимов.

Определены максимальные значения температур конца сжатия и давлений конца сжатия, при которых детонация не возникает.

Как показали исследования, проведенные на различных газовых двигателях, снижению вероятности детонации способствует два конструктивных фактора – расположение свечи зажигания в центре камеры сгорания и наличие вытеснителей в поршне. В двигателе конвертированному в газовый по циклу Миллера, эти факторы учитывались. Сохранение поршня и камеры сгорания от базового дизельного двигателя с «камерой в поршне» способствовало повышению турбулизации заряда в конце такта сжатия и снижению требований к октановому числу топлива.

Что касается влияния увеличенной площади камеры сгорания с «камерой сгорания в поршне» на увеличение теплопотерь и ухудшение топливной экономичности, то можно отметить следующее.

В рамках совместной работы ФГУП «НАМИ» и ОАО «КамАЗ» были исследованы несколько вариантов поршней камер сгорания, показанных на рисунке 5.45.

Было установлено, что форма камеры сгорания не оказывает практического влияния на топливную экономичность и содержание СН в отработавших газах при работе на газовом топливе. Различия не превышали 2-3%, что не превышает ошибку опыта.

В связи с этим, с целью обеспечения высокой турбулизации заряда в камере сгорания при наличии вытеснителей в поршне, для нового газового двигателя было решено сохранить поршень и форму камеры сгорания базового дизельного двигателя.

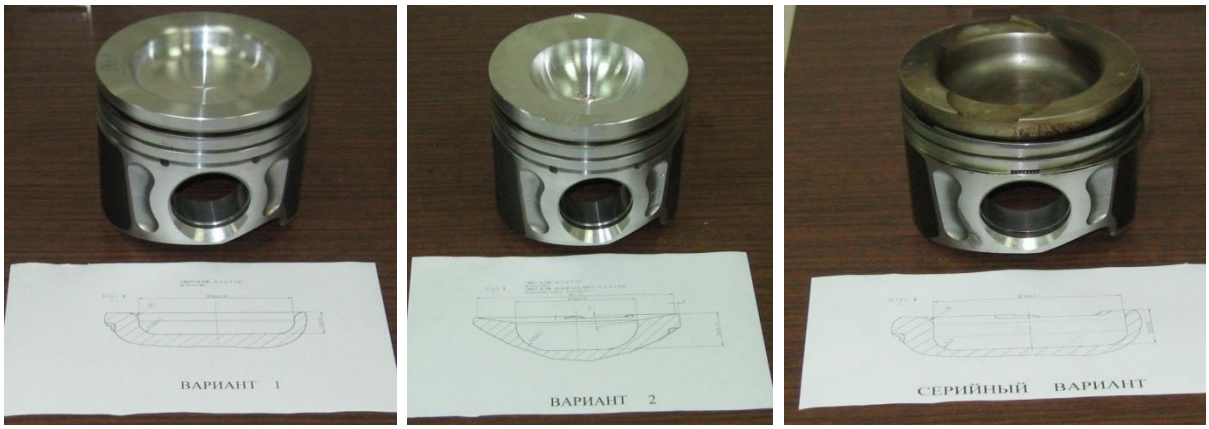


Рисунок 5.45 - Варианты поршней для газового двигателя (данные ОАО «КАМАЗ»)

На рисунке 5.46 показана регулировочная характеристика по УОЗ (полный дроссель, 1600 мин$^{-1}$, температура воздуха после ТОНВ – 40-50°С).

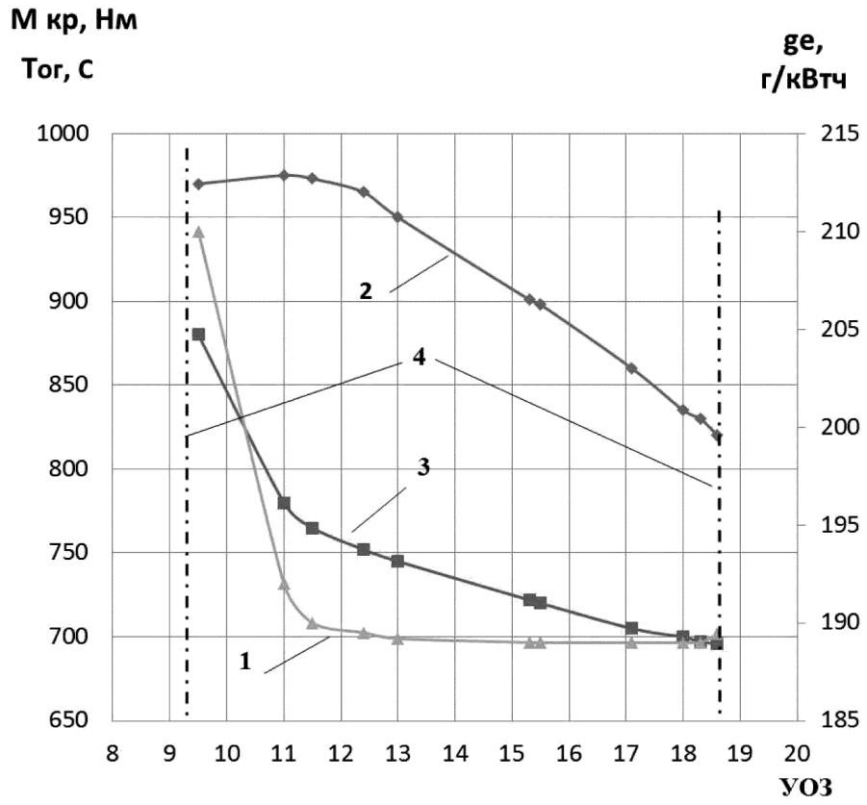


Рисунок 5.46. Регулировочная характеристика по углу опережения зажигания (n = 1600 мин$^{-1}$, $t_в$=45°С); 1 – удельный эффективный расход топлива; 2 – крутящий момент; 3 – температура ОГ; 4 – границы детонации

Отметим два момента. Первый – оптимальные УОЗ для достижения максимального крутящего момента и наименьших расходов топлива отличаются. Изменять УОЗ можно в достаточно широком диапазоне без ущерба для топливной экономичности.

Второй – существуют две границы по детонации. Верхняя (по максимальному углу) не требует пояснений, а нижняя граница связана со следующим эффектом. При уменьшении УОЗ значительно возрастает температура ОГ, что приводит к увеличению эффективности ТКР, и как следствие, к возрастанию давления наддува и давления в конце такта сжатия. В связи с этим, на части режимов (на частотах вращения в диапазоне 1800 - 2200 мин$^{-1}$) и при температурах впускаемого воздуха более 80°С, возникают условия, при которых эти две границы отличаются мало. И при этом традиционный способ снижения детонации – уменьшение УОЗ может

дать обратный эффект – лавинообразное увеличение интенсивности детонации.

Высказано предположение, что детонация для газового двигателя определяется не столько степенью сжатия, сколько давлением и температурой в конце такта сжатия в момент подачи искры, скоростью нарастания давления и степенью турбулизации заряда, длительностью и расположением относительно ВМТ интервала времени от момента подачи искры до достижения максимального давления сгорания и косвенно – частотой вращения к/в двигателя.

Для каждой размерности двигателя, формы камеры сгорания и скоростного режима – важна требуемая величина октанового числа топлива, которая зависит только от давления и температуры в конце такта сжатия.

Форма камеры сгорания и скоростной режим определяют скорость распространения ламинарного и турбулентного пламени, а размерность определяет время, ограничивающее момент наступления детонационного сгорания,

По результатам экспериментальных исследований определены максимальные значения температур конца сжатия и давлений конца сжатия, при которых не будет детонации. Они соответствуют тем значениям, которые создаются при степени сжатия 12-13 в зависимости от диаметра цилиндра, скоростного режима и температуры смеси в начале такта сжатия.

Вероятность появления детонация зависит от октанового числа топлива, состава т/в смеси, УОЗ, температуры конца сжатия, давления конца сжатия, отношения диаметра цилиндра к максимальному расстоянию от свечи до стенки цилиндра, степени турбулизации рабочей смеси перед подачей искры, теплового состояния двигателя.

С учётом этого эффекта разработан алгоритм управления двигателем по защите его от детонации, заключающийся в согласованном управлении углом опережения зажиганием и дроссельной заслонкой на аварийных режимах. При первых признаках детонации, определяемых датчиком

детонации и специальной программой в блоке управления ЭСУД начинается уменьшение УОЗ. Если уменьшение угла более чем на 5° ПКВ не приводит к снижению интенсивности детонации – начинается пошаговое прикрытие дроссельной заслонки.

При испытании двигателя с двумя разными распределительными валами удалось выставить оптимальные УОЗ и получать заданные показатели по мощности и по топливной экономичности без признаков детонации. Углы, при которых отмечались признаки детонации, показаны на рисунке 5.47 кривой «2Д».

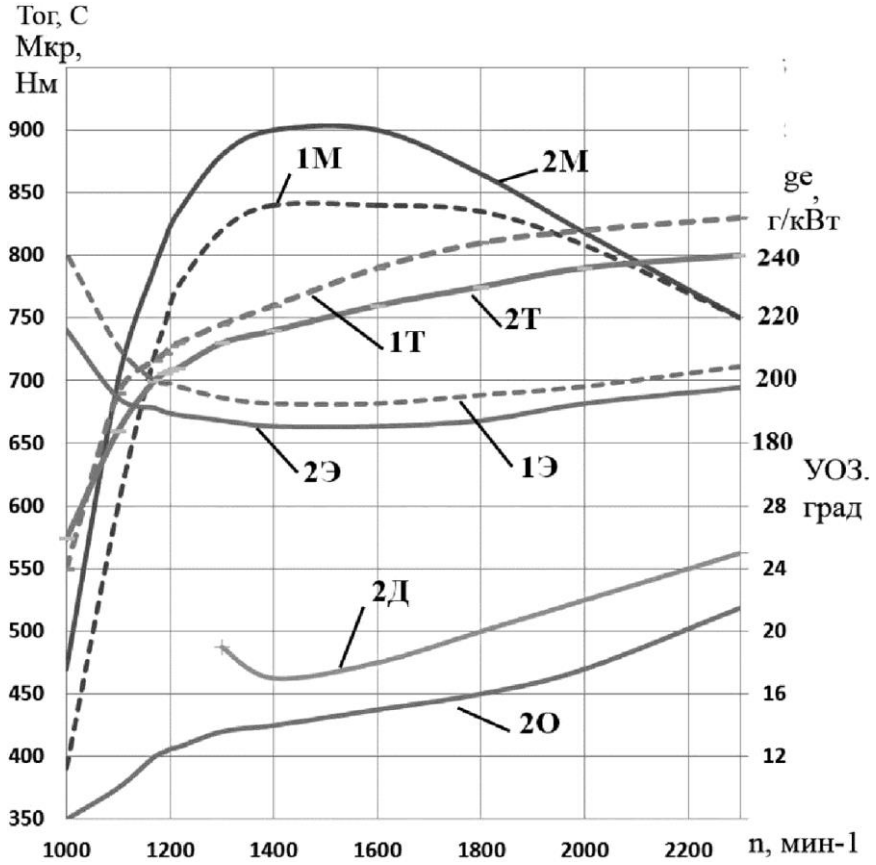


Рисунок 5.47. Внешняя скоростная характеристика газового двигателя (по результатам детонационных испытаний)

1М – крутящий момент с валом №1; 2М – крутящий момент с валом №2

1Т – температуры отработавших газов перед турбиной с валом № 1;

2Т – температуры отработавших газов перед турбиной с валом № 2;

1Э – удельный эффективный расход газа с валом № 1;

2Э – удельный эффективный расход газа с валом № 2;

2О – оптимальные углы опережения зажигания (УОЗ);

2Д – угол опережения зажигания, при котором появляется детонация

Датчики детонации были закреплены на блоке цилиндров в области 2-го и 4-го цилиндров. Внешние скоростные характеристики определялись при температурах впускаемого воздуха 40-50° С (после теплообменника промохлаждения). При частотах вращения менее 1300 мин$^{-1}$ детонации не было даже при температурах впускаемого воздуха в диапазоне 80-85° С.

Наименьший риск возникновения детонации отмечен при температурах впускаемого воздуха не выше 40°С – 50°С.

Природный газ предъявляет повышенные требования к калильному числу свечей зажигания, к величине искрового зазора и к мощности искрового разряда.

При условии оптимального, с точки зрения теплоотвода, проектирование места установки, конструкции токопроводов, расположения свечей зажигания в КС и выбора типа свечей, калильного зажигания можно избежать. Калильное число свечей зажигания должно быть не менее 225 ед. (по ГОСТ).

Таблица 5.6. Таблица взаимозаменяемости холодных свечей

РОССИЯ	А23-2	А23В	А23ДМ	А23ДВМ
AUTOLITE	4092	273	403	52
BERU	14-5A	14-5B	14-5CU	14-5DU
BOSCH	W5A	W5B	W5CC	W5DC
BRISK	N12	N12Y	L82C	L12YC
CHAMPION	L82	L82Y	N3C	N6YC
EYQUEM	-	755	75LB	C82LS
MAGNETI MARELLI	FL8N	FL8NP	CW8L	F8LC
NGK	B8H	BP8H	B8ES	BP8ES
NIPPON DENSO	W24FS	W24FP	W24ES-U	W24EP-U

Величина искрового зазора тоже требует оптимизации.

Немецким физиком Ф. Пашеном (F. Paschen) в 1889 сформулирован закон, который устанавливает, что наименьшее напряжение зажигания газового разряда между двумя плоскими электродами есть величина постоянная (характерная для данного газа) при одинаковых значениях произведения давления газа и расстояния между электродами. На практике это означает то, что для высоконаддувных двигателей требуется устанавливать зазор в свечах 0,37-0,45 мм при мощности катушки зажигания 60-70 МДж, и зазор 0,5-0,6 мм при мощности катушки более 90 МДж. Однако, как показала практика, мощная катушка выдвигает особые требования к конструкции высоковольтных токопроводов и существенно снижает их надежность. В связи с этим выбрана катушка 90 МДж при зазорах в свечах 0,4 мм.

5.6 Экспериментальные исследования по достижению современного уровня по выбросам вредных веществ с отработавшими газами

При конвертировании дизельного двигателя в газовый с искровым зажиганием в работах НАМИ и других исследователей отмечается весьма высокий уровень выбросов метана, в разы превосходящий нормативы действующих стандартов. Проведенный анализ научно-технической литературы и экспериментальные исследования технических возможностей обеспечения экологических характеристик газовых двигателей показывают, что если требования Евро-3 еще можно достичь за счет совершенствования конструкции газового ДВС и рабочего процесса (например, за счет использования присадок, рециркуляции, системы HCCI , регулирования соотношения воздух/топливо и пр.), то уже при переходе к стандартам выше Евро-4 обойтись без глубокой очистки отработавших газов, обеспечивающей снижение всех нормируемых выбросов, невозможно.

В ходе анализа используемых в мировой практике технологий очистки ОГ ДВС, работающих на природном газе, установлено, что, в зависимости от концентрации токсичных компонентов и кислорода в «сырых» выбросах, а также температуры ОГ перед нейтрализатором используются окислительные, восстановительные, окислительно-восстановительные и комплексные системы нейтрализации. [151-164]. Если для достижения требований экологического класса 4 возможно применение окислительных систем, то для достижения требований экологических классов 5 и 6 необходимо применение двух типов систем нейтрализации. При работе двигателя на стехиометрических смесях – бифункциональной (трёхкомпонентной) системы (ТКН), а при работе на обеднённых смесях – системы, объединяющие окислительные, ТКН и процессы селективного каталитического восстановления (SCR-технологии) с использованием мочевины.

И в том и другом варианте систем нейтрализации основной задачей является окисление несгоревшего метана. Метан является наиболее трудно окисляемым соединением среди легких парафинов

$$CH_4 + 2O_2 \rightarrow CO_2 + 2H_2O, \qquad \Delta H^o_{298} = 805{,}0 \text{ кДж/моль}.$$

Инертность метана обусловлена высокой прочностью, малой полярностью связи С-Н и жесткостью тетраэдрической структуры, создающей препятствия активации молекулы CH_4. Более высокая прочность связи С-Н в метане осложняет процесс его окисления и служит основной причиной повышенной эмиссии углеводородов, как правило, существенно превышающий допустимый уровень. Энергия разрыва связи С-Н в CH_4 составляет $423{,}2 \times 10^3$, в пропане $398{,}0 \times 10^3$, а в пропилене $322{,}0 \times 10^3$ кДж/моль. Более высокая прочность связи С-Н в метане осложняет процесс его сгорания и служит основной причиной повышенной эмиссии углеводородов, как правило, существенно превышающий допустимый уровень.

Поэтому для обеспечения требований современных стандартов на

выбросы CO и углеводородов необходим каталитический нейтрализатор, обеспечивающий эффективное дожигание метана и прочих углеводородов в среднем на 80-90% при наиболее характерных температурах ОГ газового двигателя (350-500°C).

На основе опыта ФГУП «НАМИ» по созданию комплексных систем нейтрализации для широкого спектра двигателей с рабочим объемом от 0,3 до 17,4 л и мощностью от 5 до 800 кВт, были разработаны требования к системе нейтрализации газового двигателя, работающего на стехиометрических смесях. В качестве первичного носителя использовались металлические блоки с плотностью каналов 20÷60 ячеек/см^2, на которые для реализации нескольких экспериментальных вариантов в зависимости от типа нейтрализатора наносились Pt-, Pd-, Pt-Pd, Pd-Rh, Pt-Pd-Rh, V-Ti и пр. катализаторы с различными стабилизирующими добавками, например, оксиды церия, циркония, титана и др. В качестве теплоизоляции в рассматриваемых конструкциях использовались тепловые воздушные зазоры, имеющие теплопроводность на уровне 0,041Вт/мК, или заполненные высокотемпературным и теплоизоляционным волокном (например, муллитокремнеземистым волокном), тканью или другими изоляционными материалами, например, вермикулитом, коэффициент теплопроводности которого равен 0,050-0,085Вт/м К.

Другой важный параметр - объемная скорость или газовая нагрузка на единицу объема катализатора. Поскольку на режимах холостого хода и малых нагрузок температура отработавших газов не превышает 300-350°C, то при проектировании нейтрализатора необходимо использовать катализатор увеличенного объема (до ≈ 12,45 дм^3). По расчётам специалистов ФГУП «НАМИ» объем нейтрализатора может быть определен соотношением: объем катализатора/объем двигателя ≈ 1,86.

Для достижения требований на выбросы вредных веществ с отработавшими газами ЕВРО-5 и ЕВРО-6 при λ=1 целесообразно использование специального полифункционального нейтрализатора,

разработанного для комплексной очистки отработавших газов ДВС, работающих на природном газе. ТКН-нейтрализатор должен быть оптимизирован для каждого типоряда двигателей как по составу, так и по объему, в соответствии с их мощностью.

5.6.1 Общая характеристика нейтрализатора, предназначенного для установки на газовый двигатель мод.821.10

Для исследовательских работ по оптимизации регулировочных параметров систем питания и зажигания с целью выполнения современных требований по экологии был использован трехкомпонентный каталитический нейтрализатор, производства ООО НТЦ МСП (Россия), с каталитическим блоком партии 2220, производства ООО «Экоальянс» (Россия) окислительно-восстановительного типа. Носитель – керамика или окись алюминия. Плотность ячеек 400 на кв. дюйм. Цилиндрической формы. Габаритные размеры 1000 х 244 мм. Общий вид нейтрализатора и блоки каталитических модулей показан на рисунках 5.48 - 549.

Рисунок 5.48. Общий вид нейтрализатора

Изготовленный нейтрализатор был установлен в систему выпуска отработавших газов газового двигателя 821.10 для проведения предварительных испытаний.

Рисунок 5.49. Каталитические модули нейтрализатора

На рисунке 5.50 показан общий вид моторного стенда с установленным нейтрализатором

Рисунок 5.50. Общий вид испытательного стенда с двигателем, оснащенным системой нейтрализации

Регулировочная характеристика двигателя (на режиме 1400 мин$^{-1}$, полный дроссель) показана на рисунке 5.51.

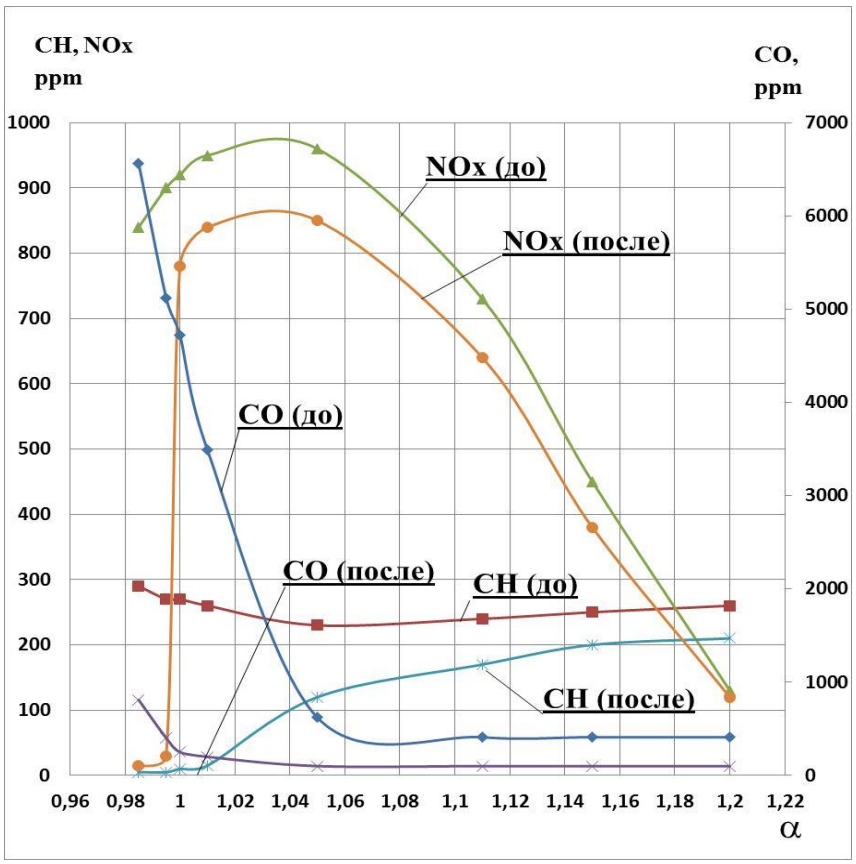


Рисунок 5.51. Регулировочная характеристика по составу смеси

В результате проведенных испытаний была определена зона эффективной работы используемого нейтрализатора (см. рисунок 5.52) и отработаны алгоритмы управления элементами системы питания, позволяющие обеспечить комплексное снижение выбросов вредных веществ с ОГ, особенно окислов азота. Зона 90%-ной бифункциональности испытанного нейтрализатора находится в достаточно узком диапазоне составов смеси – 0,99 - 1,01, т.е. требуемая точность поддержания составов смеси не превышает 2%.

По результатам предварительных испытаний была проведена корректировка программного обеспечения для достижения требуемого диапазона регулирования по составу смеси с нейтрализатором данной конструкции.

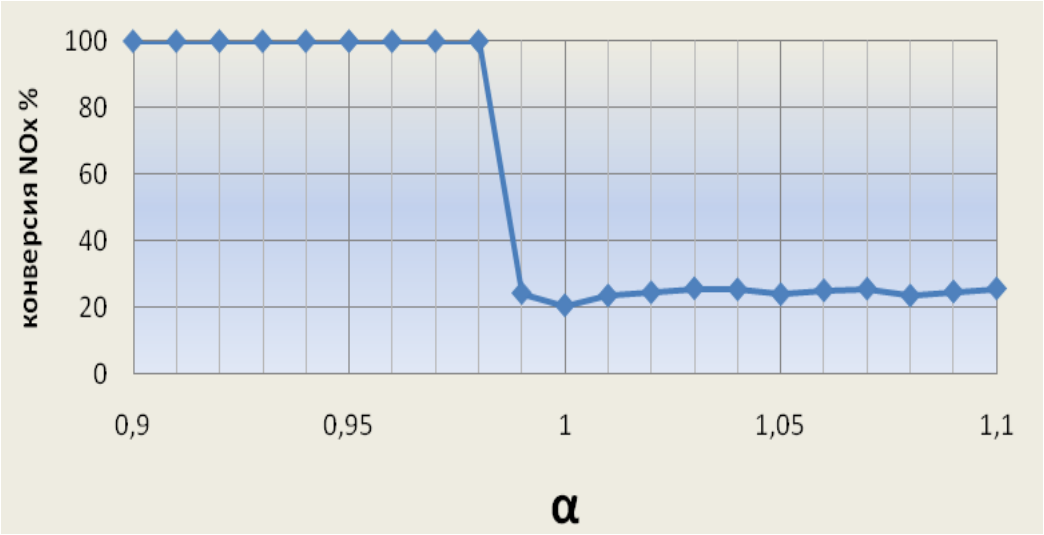


Рисунок 5.52. Зона лямбда регулирования для достижения эффективности по снижению NOx..

5.6.2 Результаты испытаний газового двигателя мод.821.10 в отношении выбросов загрязняющих веществ на соответствие нормативным требованиям (Правил ООН № 96-03)

Испытания по определению экологической составляющей работы газового двигателя 8211.10 - 321 согласно Правилам ООН №96 проводились на моторном стенде №16 ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ».

В процессе проведения испытаний по определению нагрузочных характеристик газового двигателя 8211.10-321температуры охлаждающей жидкости и масла поддерживались в диапазоне 80...95°С, давление масла в масляной магистрали двигателя, в зависимости от режима работы газового двигателя 8211.10 – 321, располагалось в диапазоне 200...400 (2,0...4,1) кПа (кгс/см^2), что корреспондируется с требованиями ГОСТ 14846-81 «Двигатели автомобильные. Методы стендовых испытаний».

Результаты испытания показаны в таблице 5.7.

Таблица 5.7. Выбросы вредных веществ с отработавшими газами двигателя 8211.10 - 321 по циклу Правил ООН № 96-03

Наименование показателя	Выбросы вредных веществ с ОГ двигателя, г/кВт.ч		
	Оксид углерода, (CO)	Оксид азота, (NO_x)	Углеводороды, (CH_4)
Замеренные значения выбросов	2,24	0,13	0,11
Нормативные значения ВВ	3,5	4,0	0,2

Экологические параметры работы газового двигателя 8211.10-321 соответствует требованиям Правил ООН № 96-03. При этом показатели экологичной работы газового двигателя 8211.10 - 321 лучше нормативного значения тех же показателей по Правилам ООН №96 по оксиду углерода на 36%, по оксидам азота на 97,3%, по углеводородам на 87%.

Степень очистки по всем загрязняющим компонентам не менее 80%.

5.6.3 Результаты испытаний двигателя модели 821.10 на соответствие требованиям ГОСТ Р 41.49-2003 стадия В2 в испытаниях ESC (нормы Евро 5)

Оговоримся сразу, что ни ГОСТ Р 41.49-2003, ни Правила ООН № 49-05 не предусматривают для газовых двигателей оценку выбросов ВВ по циклу ESC. Газовые двигателя испытываются только по циклу с переменными режимами ETC. Тем не менее, испытания по циклу ESC были проведены исключительно с целью проверки эффективности работы нейтрализатора, а не с целью дать характеристику двигателя в части выбросов ВВ.

Результаты испытания двигателя представлены в таблице 5.8.

Таблица 5.8 Выбросы загрязняющих веществ (концентрации) при испытаниях по циклу ESC

Протоколы	Выбросы вредных веществ		
	CO	THC+CH4	NOx
	(мг/кВтч)		
	Газовый двигатель мод.821.10		
Замеренные значения показателей	1,23	0,16	0,095
Значения показателей с учетом коэффициента ухудшения DF	1,35	0,17	0,1
Коэффициенты ухудшения DF	1,1	1,05	1,05
Нормативные значения B2	1,50	0,46	2.0

На основании результатов проведенных испытаний в соответствии с требованиями ГОСТ Р 41.49-2003 стадия В2 в испытаниях ESC (нормы Евро 5) определено: газовый двигатель 8212.10 - 312 в совокупности с трехкомпонентным каталитическим нейтрализатором СНОГМЕТ Б обеспечивает соответствие экологическим параметрам.

5.6.4 Результаты испытаний двигателя мод. 821.10 на соответствие требованиям ГОСТ Р 41.49-2003 стадия В2 в испытаниях ETC (нормы Евро 5)

Определены выбросы загрязняющих веществ с отработавшими газами двигателя в цикле ETC. Результаты испытаний представлены в таблице 5.9.

Удельные выбросы загрязняющих веществ с отработавшими газами двигателя НАМИ 821.10 определенные в цикле переменных режимов ETC ниже предельных значений, установленных в строке В2 таблицы 2 Правил № 49-05 ООН.

Таблица 5.9. Удельные выбросы загрязняющих веществ, определенные в цикле ЕТС, г/(кВт-ч).

Протоколы	Выбросы вредных веществ (г/кВт)		
	CO	NMHC+CH_4	NOx
	Газовый двигатель мод.821.10		
Замеренные значения показателей	0,0	1,3	0,38
Значения показателей с учетом коэффициента ухудшения *DF*	0,0	1,36	0,399
Коэффициенты ухудшения DF	1,10	1,05	1,05
Нормативные значения В2	4,0	1,65	2.0

Степень очистки по всем загрязняющим компонентам не менее 81,6%

В результате проведенных исследования и произведенных корректировок системы управления установлено, что разработанный газовый двигатель с укороченными тактами впуска и выпуска соответствует требованиям Правил № 49-05 ООН (экологический класс 5).

5.7 Результаты комплексной оптимизации систем двигателя

В ходе экспериментальных исследований оптимизированы регулировочные параметры систем топливоподачи, зажигания и параметров наддува и отработаны алгоритмы управления.

Методы оптимизации систем питания, зажигания и воздухоснабжения высокофорсированного газового двигателя на основе взаимосогласованной работы этих систем путём расчёта, проведения многофакторного эксперимента включали в себя следующие этапы.

Оптимизация фаз газораспределения.

- экспериментальное исследование расчётных вариантов фаз газораспределения с укороченными тактами впуска и выпуска.

Оптимизация системы питания:

- выбор геометрических параметров, электротехнических характеристик, газодинамических характеристик, производительности газовых форсунок;
- выбор конструкции газовой рампы;
- выбор способа подвода газа от форсунок к впускным клапанам;
- выбор диапазона давления в газовой рампе и регулирование давления в газовой рампе в зависимости от нагрузки;
- отработка алгоритмов формирования управляющих сигналов;.
- оптимизация элементов обратной связи по составу отработавших газов.

Достигнутый результат – обеспечена фазированная подача газа в цилиндры во всём диапазоне нагрузочных режимов, снижена неравномерности распределения смеси по цилиндрам (до 5%), сокращено временя до 1,5-2 мс на неуправляемые процессы газовых форсунок (время открытия и закрытия), устранены «подскоки» клапана в процессе закрытия, повышена стабильность удержания клапана газовой форсунки в открытом состоянии, снижен разброс между отдельными газовыми форсунками по производительности при малых и больших подачах (до 4-6%).

Оптимизация системы зажигания:

- выбор конструктивных параметров компонентов системы зажигания (тип катушки зажигания, тип свечей зажигания, конструкция токопроводов высокого напряжения, тип и характеристики управляющих драйверов блока управления);
- выставление нерегулируемых параметров (зазоры в свечах зажигания)
- формирование импульса, длительности искрового разряда, формирование базовых матриц углов опережения зажигания и алгоритмов формирования управляющих сигналов, включая защиту от детонации и от высоких температур ОГ.

Обеспечено стабильное поджигание рабочей смеси в цилиндре во всём диапазоне внешней скоростной характеристики без пропусков вспышек. Оптимизированы углы опережения зажигания при запуске и

прогреве, сформирована внешняя скоростная характеристика, обеспечивающая достижение максимального крутящего момента, в том числе и на низких частотах вращения без детонационного сгорания при температурах впускаемого воздуха до 45-55 С. Выбранные углы опережения зажигания обеспечивают запас по детонации в пределах $5\text{-}7^0$ ПКВ. Разработан и реализован алгоритм управления углом опережения зажиганием и дроссельной заслонкой при появлении детонации при температурах впускаемого воздуха выше 55°С по датчику детонации.

Оптимизация системы воздухоснабжения:

- выбор типа и производительности компрессора;
- выбор теплообменника охлаждения наддувочного воздуха (ТОНВ);
- выбор типа дроссельного устройства и диаметра дроссельной заслонки;
- выбор законов управления открытием дроссельной заслонки с учётом работы на аварийных режимах.

Путём последовательного чередования расчётов и контрольных экспериментов с целью уточнения расчётных параметров, выбран ТКР, обеспечивающий оптимальное формирование внешней скоростной характеристики. По внешней скоростной характеристике в диапазоне частот вращения 1300 - 2000 $мин^{-1}$ обеспечено превышение давления во впускном коллекторе над давлением в выпускном коллекторе перед ТКР, что дало улучшение топливной экономичности. на полных нагрузках. Выбранный ТКР обеспечил низкие гидравлические потери на выпуске на малых нагрузках. Этот факт подтверждён экспериментальной проверкой путём принудительного открытия перепускного клапана на холостом ходу и малых нагрузках.

Сформирована матрица углов открытия дроссельной заслонки по перемещению педали акселератора с коэффициент передачи по зависимостям, учитывающим низкую чувствительность двигателя к перемещениям дроссельной заслонки при углах открытия более 60%. Задача решена программным способом.

По окончании исследований с проведением экспериментов по комплексной оптимизации систем газового двигателя с высокой степенью сжатия и с укороченными тактами впуска и выпуска были определены его итоговые характеристики.

На рисунке 5.53 показаны нагрузочные характеристики газового двигателя с укороченными тактами впуска и выпуска. Обращает на себя внимание то, что для этого двигателя величины удельных эффективных расходов топлива в диапазоне от максимальной нагрузки до средних значений изменяются мало.

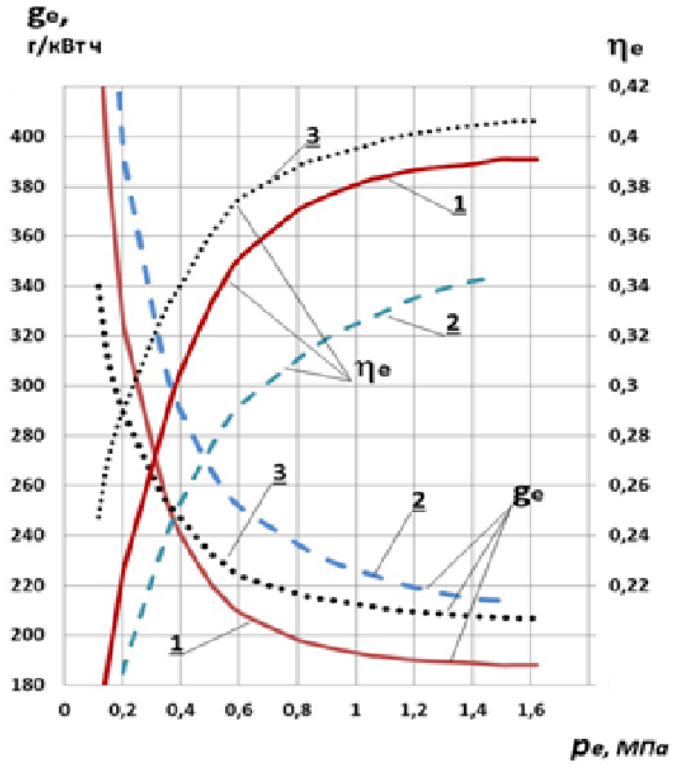


Рисунок 5.53 – Сравнение нагрузочных характеристик (n = 1800 мин$^{-1}$): 1 - газовый двигатель по циклу Миллера; 2 - газовый двигатель по циклу Отто; 3 - базовый дизельный двигатель

Одна из причин этого явления заключается в том, что при значениях p_e выше 0,8 – 1,2 мПа давление во впускной трубе после дроссельной заслонки (Δp_{ac}) становится выше, чем в выпускной трубе перед турбиной($\Delta p_т$). И на этих нагрузках потери на дросселирование не просто отсутствуют, а напротив, имеется прирост работы цикла за счёт

положительный разницы между величинами p_{ac} и $p_т$ (p_{ac} превышает давление $p_т$). Такое соотношение давлений на выпуске и впуске отмечено практически во всём диапазоне частот вращения на полных нагрузках. Эффект был ожидаем и его подтверждение в эксперименте свидетельствует о правильном выборе конструктивных параметров систем газораспределения и воздухоснабжения.

Некоторое увеличение насосных потерь при дросселировании проявляется только при нагрузках менее 30% от максимальной.

На рисунке 5.54 показаны многопараметровые характеристики нового газового двигателя мод. 8212.10.312.

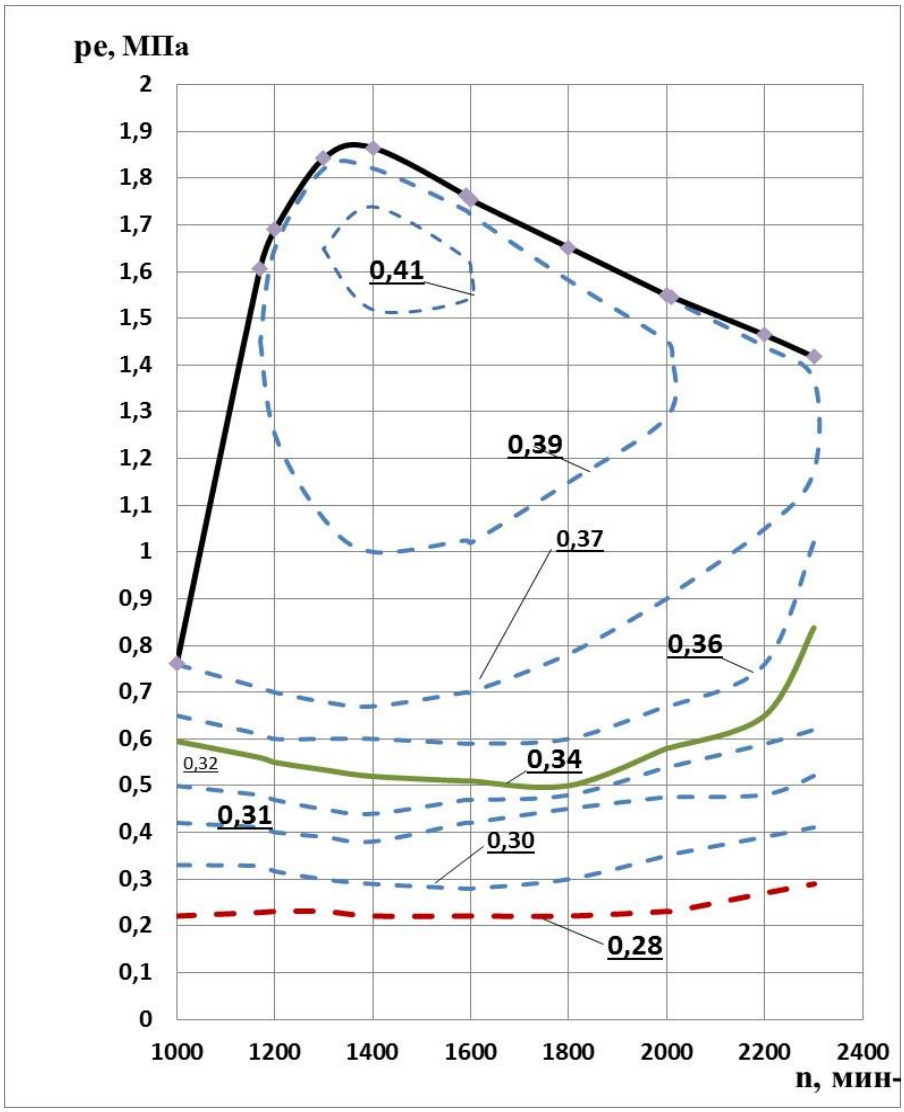


Рисунок 5.54. Многопараметровая характеристика газового двигателя мод 8212.10.312 (Цикл CTDC) по эффективному КПД с геометрической степенью сжатия 17,5 и с укороченными тактами впуска и выпуска

Для сравнения на рисунках 5.55 показана многопараметровая характеристика газового двигателя, конвертированного по циклу Отто с геометрической степенью сжатия 11,5, на рисунке 5.56 – многопараметровая характеристика базового дизельного двигателя.

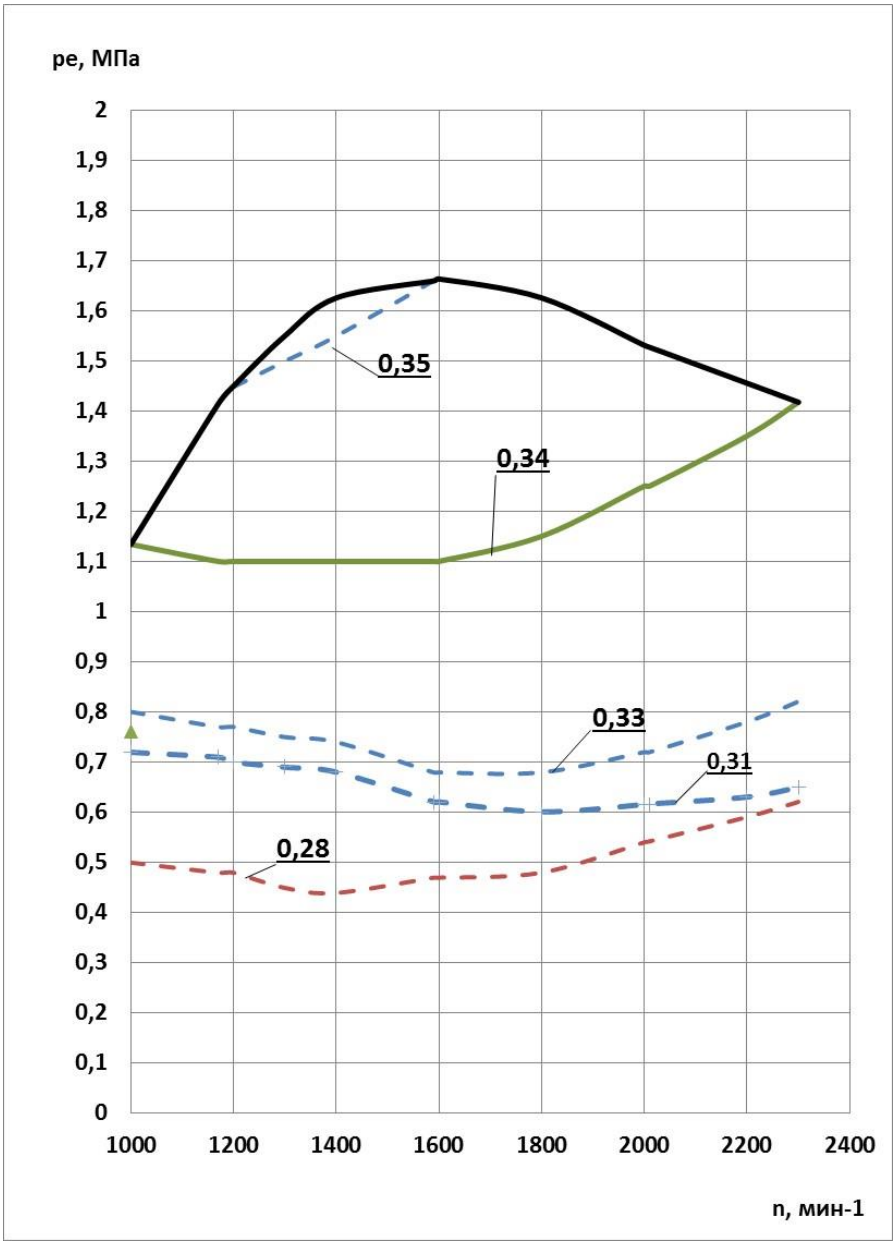


Рисунок 5.55. Многопараметровая характеристика газового двигателя мод 8212.10.112 (Цикл Отто) по эффективному КПД с геометрической степенью сжатия 11,5 и штатным распредвалом.

Отметим, что при определении нагрузочных характеристик газового двигателя по циклу Отто производились замеры на точках с максимальной нагрузкой, несмотря на достаточно высокие температуры ОГ, доходившие

до 850-870°С. Время замеров параметров двигателя на каждой точке не превышал 1-2 мин, что было достаточно для фиксации результатов с записью параметров на оборудовании испытательного стенда. После замера, нагрузка снижалась и затем, после снижения температур выходили на новую точку.

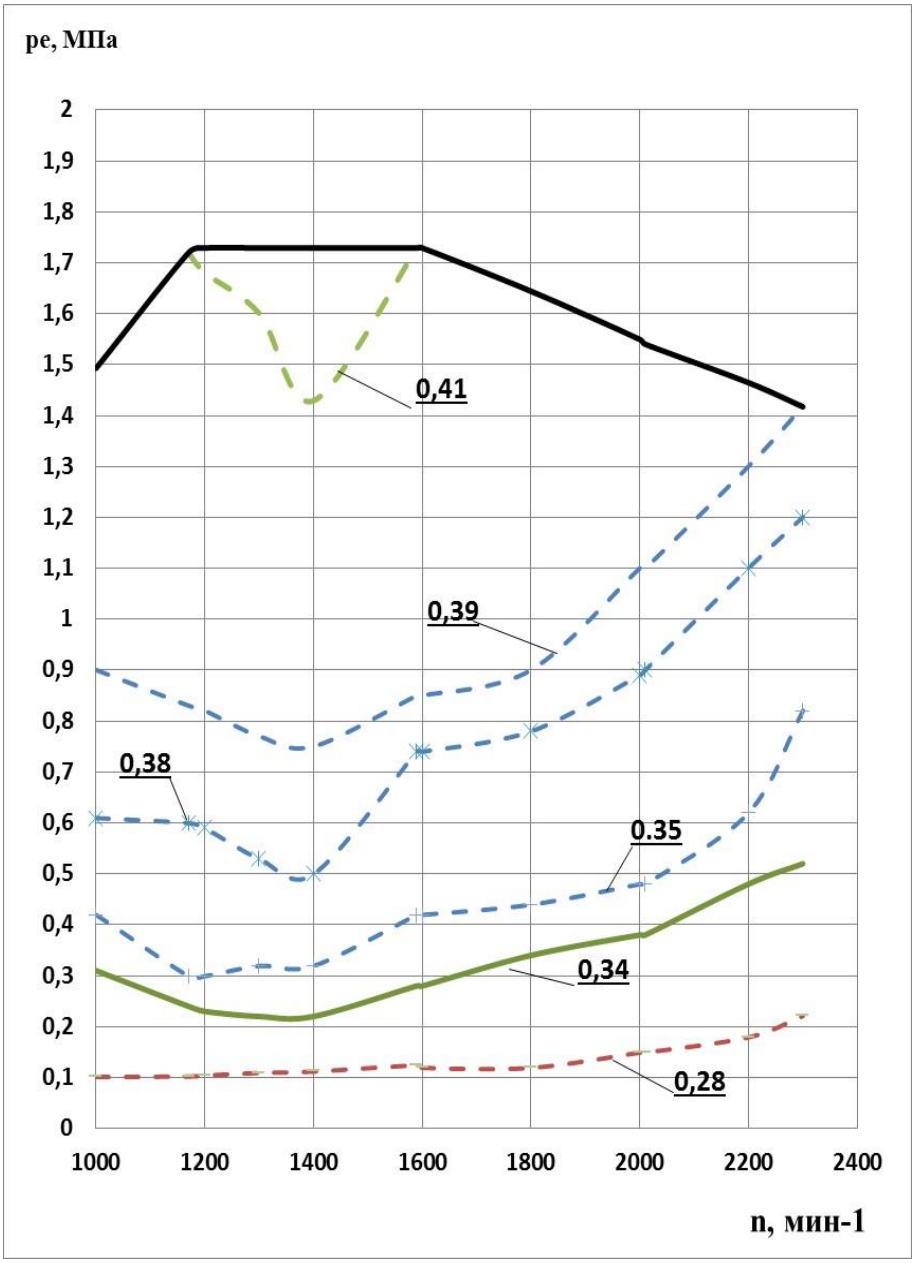


Рисунок 5.56. Многопараметровая характеристика базового дизельного двигателя по эффективному КПД.

Этот приём позволил зафиксировать максимально возможные по мощностным показателям результаты газового двигателя по циклу Отто.

Длительно работать на таких нагрузках попыток не было, учитывая опыт работы с другими газовыми двигателями по циклу Отто.

При сравнительном анализе многопараметровых характеристик обращает на себя внимание, что зона нагрузочных режимов с η_e в диапазоне 0.37 – 0,41 у нового газового двигателя по циклу CTDC лежит примерно в той же области, что и для базового дизельного двигателя – при p_e более 0,6 МПа. Тогда как для газового двигателя, конвертированного по циклу Отто со степенью сжатия 11,5 эта область отсутствует.

Область нагрузок с η_e более 0,28 у газового двигателя по циклу CTDC занимает 87%, у дизельного двигателя 93%, а у газового двигателя по циклу Отто -64%

Разрабатываемый газовый двигатель предназначен для установки на большие и средние городские автобусы и грузовые автомобили массой более 3,5 т. В условиях рядовой эксплуатации эксплуатационный расход топлива таких транспортных средств определяется топливной экономичностью двигателя в области нагрузочных режимов со средним эффективным давлением 0,3 – 0, 5 МПа. и 0,9-1,2 МПа. Для разрабатываемого газового двигателя эти области будут уточнены в ходе расчётных и экспериментальных исследований, рассмотренных в главе 6.

Результаты экспериментальной проверки топливной экономичности в составе АТС изложены в главе 6.

Выводы

1. В результате выполненных расчётных и экспериментальных исследований, реализации методов оптимизации систем двигателя и параметров компонентов его систем показана возможность существенного улучшения (на 10-20%, в зависимости от нагрузки) улучшения

эффективного расхода газового топлива по сравнению с газовым двигателем, конвертированным по классическому способу по циклу Отто.

2. Показана возможность достижения эффективного КПД η_e=0,37 - 0,41 в широком диапазоне нагрузок (от 60 до 100 % от полной).

3. Доказана возможность форсировки газового двигателя с высокой геометрической степенью сжатия и с укороченными тактами впуска и выпуска до уровня 27-30 кВт/литр, и до среднего эффективного давления 1,8 МПа за счет оптимизации систем питания и зажигания, фаз газораспределения и системы турбонаддува.

4. Разработаны методы устранения детонации. Разработан алгоритм управления двигателем по защите его от детонации, заключающийся в согласованном управлении углом опережения зажиганием и дроссельной заслонкой на аварийных режимах.

5. Разработанный двигатель с бифункциональной системой нейтрализации по выбросам вредных веществ соответствует требованиям экологического класса 5 Правил ООН №49-05.

Глава 6
Технико-экономические показатели автотранспортных средств с газовыми двигателями

6.1. Расчётные исследования режимов работы газового двигателя в условиях работы на транспортных средствах в различных ездовых циклах

Создание новых перспективных конструкций двигателей внутреннего сгорания (ДВС) является сложной научно-технической задачей. Одними из основных требований, которые выдвигаются к таким разработкам, являются повышение топливной экономичности и снижение выбросов вредных веществ для удовлетворения международных нормативных требований ООН.

Как правило, оптимизация показателей двигателя производится на режимах, соответствующих режимам испытательного цикла Правил №49 ООН для транспортных двигателей или Правил №96 для двигателей промышленного и сельскохозяйственного назначения. Однако, в реальных условиях эксплуатации рабочие режимы двигателя могут существенно отличаться от заложенных в нормативных актах. В этой связи при разработке нового газового ДВС представляет научный и практический интерес исследование рабочих режимов двигателя в различных условиях работы и на различных транспортных средствах.

Целью выполняемой работы являлось определение режимов работы силовой установки автобуса ЛиАЗ-5292 и автомобиля-самосвала КамАЗ 820.60-260 в различных ездовых циклах.

В качестве объекта исследования был взят газовый двигатель мод.821.10.

Для проведения расчетных исследований было создано две имитационных модели: автобуса (на базе ЛиАЗ-5292) и автомобиля-

самосвала (на базе КамАЗ 65115-863-30) с помощью программного комплекса AVL Cruise v2011.3. Имитационная модель автобуса, представлена на рисунке 6.1, модель автомобиля-самосвала на рисунке 6.2. При проведении расчетных исследований также использовалось программное обеспечение, разработанное в ГНЦ ФГУП «НАМИ».

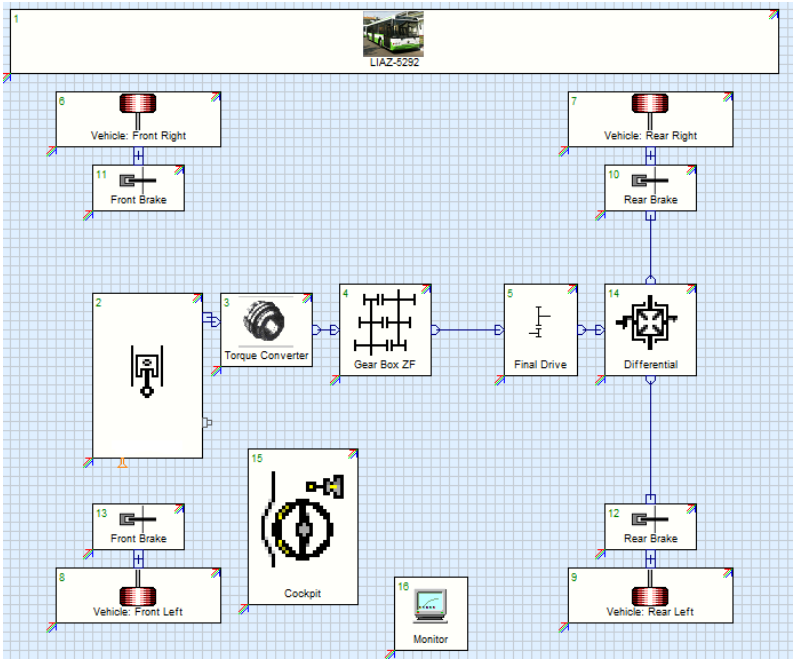


Рисунок 6.1. Имитационная модель автобуса ЛиАЗ-5292 с двигателем мод. 821.10.

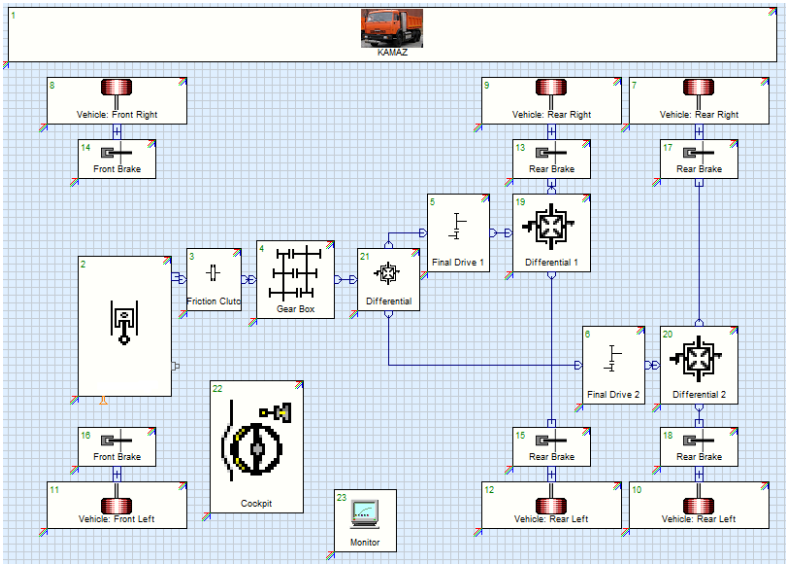


Рисунок 6.2. Имитационная модель автобуса автомобиля-самосвала КамАЗ 65115-863-30 с двигателем мод.821.10.

Исследование рабочих режимов силовой установки производилось в ездовых циклах, характерных для условий движения городского автобуса: по ГОСТ Р 54810-2011, ETC (городская часть), FUDS, New York city bus. Для автомобиля-самосвала расчетные исследований проводились в циклах по ГОСТ Р 54810-2011, ETC (пригородная часть), FUDS. Графики зависимости скорости движения от времени для данных циклов представлен на рисунках 6.3 - 6.7.

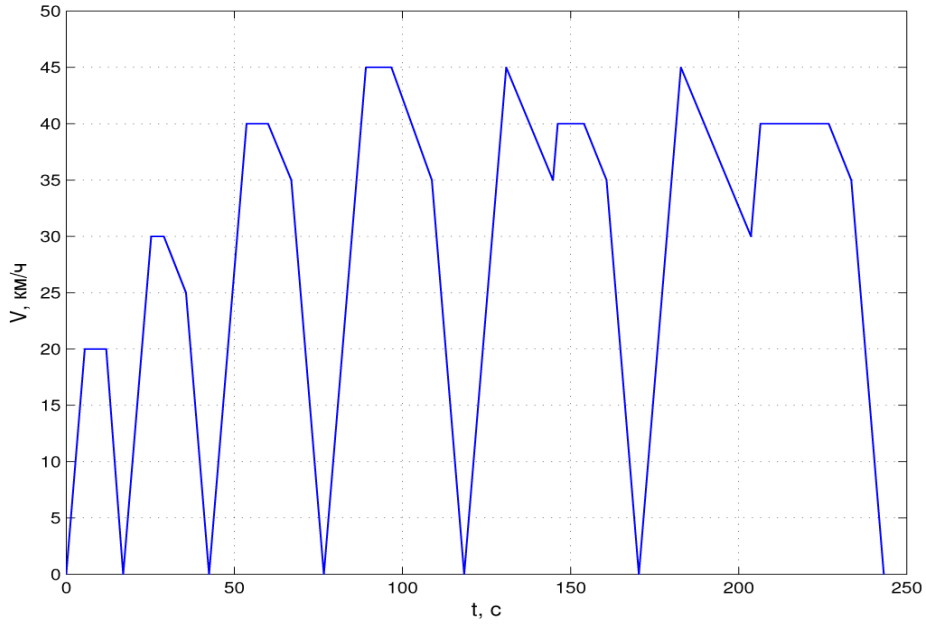


Рисунок 6.3. Ездовой цикл для автобусов по ГОСТ Р 54810-2011

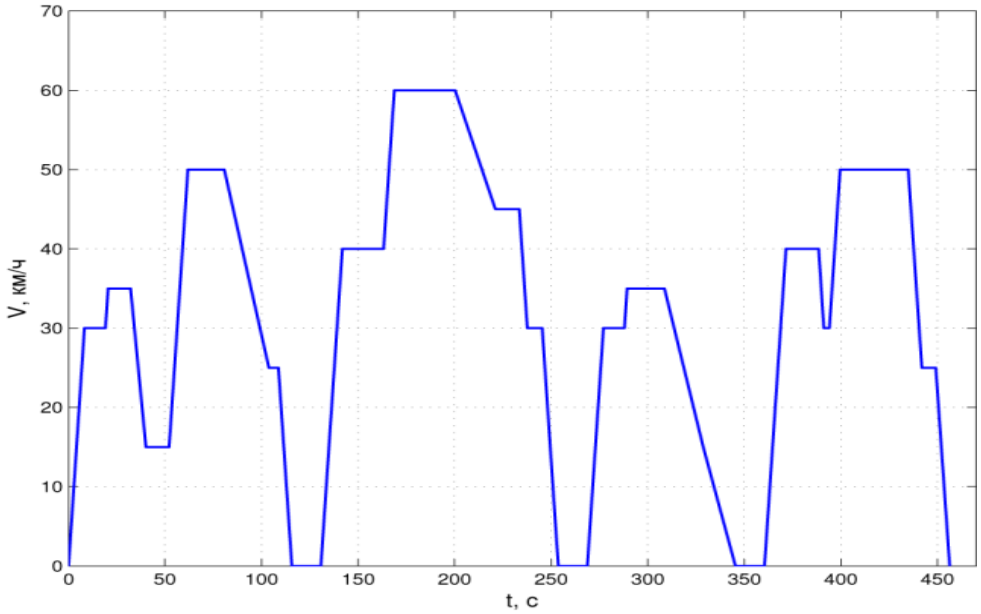
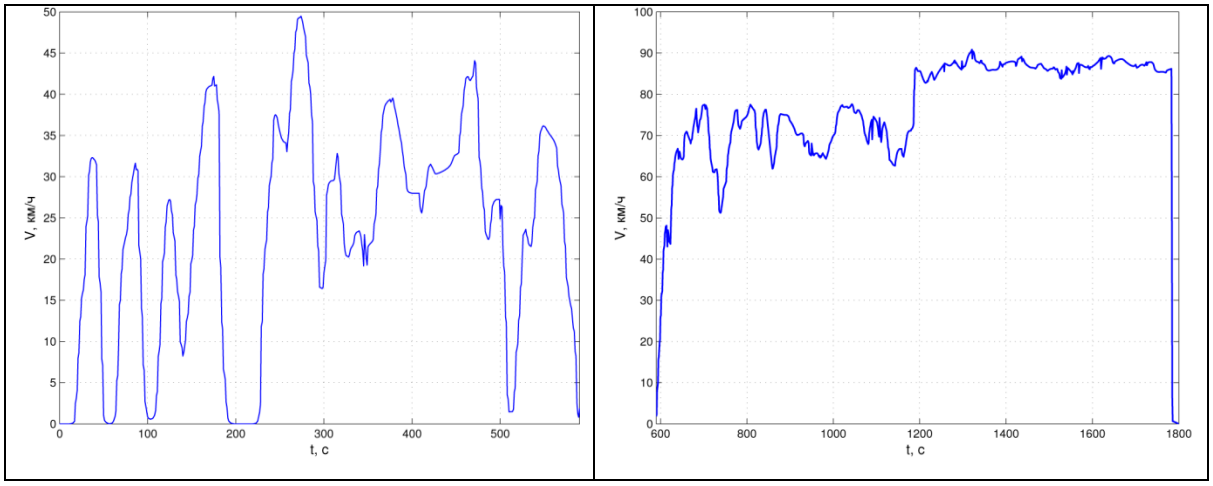


Рисунок 6.4. Ездовой цикл для грузовых автомобилей по ГОСТ Р 54810-2011



а б

Рисунок 6.5. Городская (а) и пригородная (б) части ездового цикла ЕТС (Правила ЕЭК ООН №49)

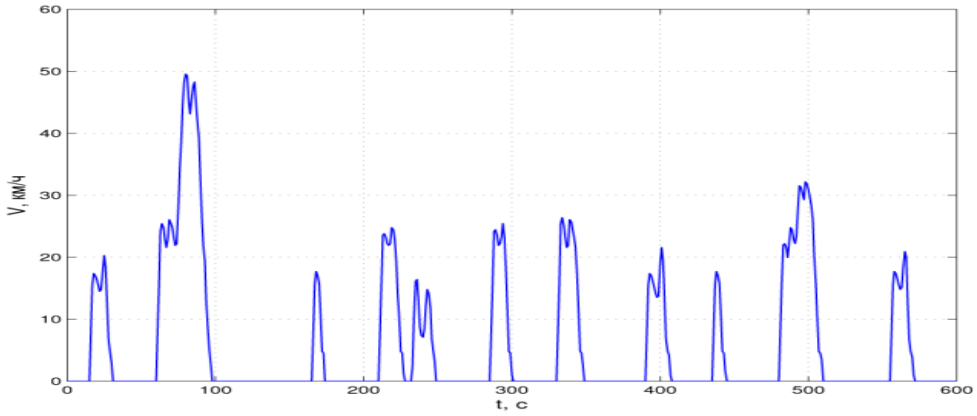


Рисунок 6.6. Ездовой цикл New York city bus

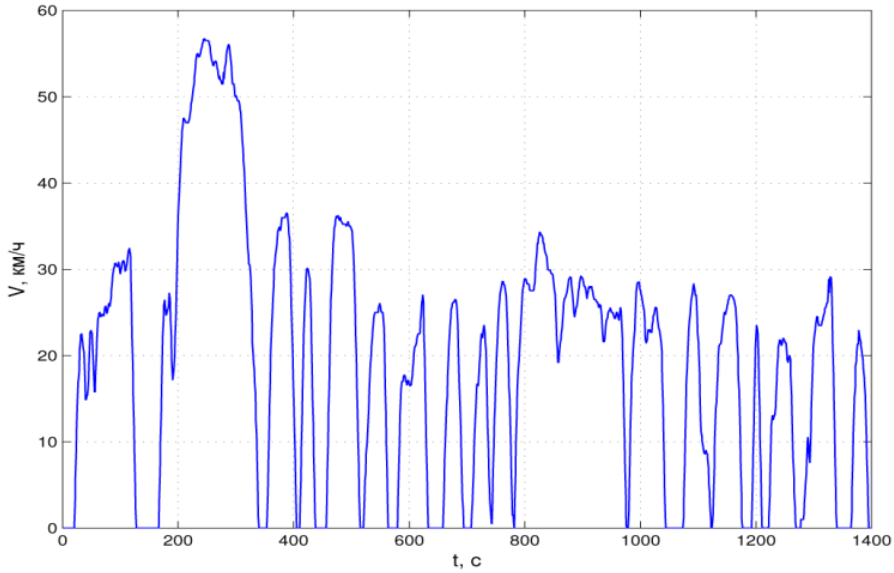


Рисунок 6.7. Ездовой цикл FUDS (испытательная программа FTP, США).

В результате расчетов, проведенных в AVL Cruise v2011.3 и с использованием разработанного в ФГУП «НАМИ» программного обеспечения были получены зависимости, характеризующие изменение крутящего момента, мощности и частоты вращения коленчатого вала двигателя по времени цикла (Рисунки 6.8 и 6.9).

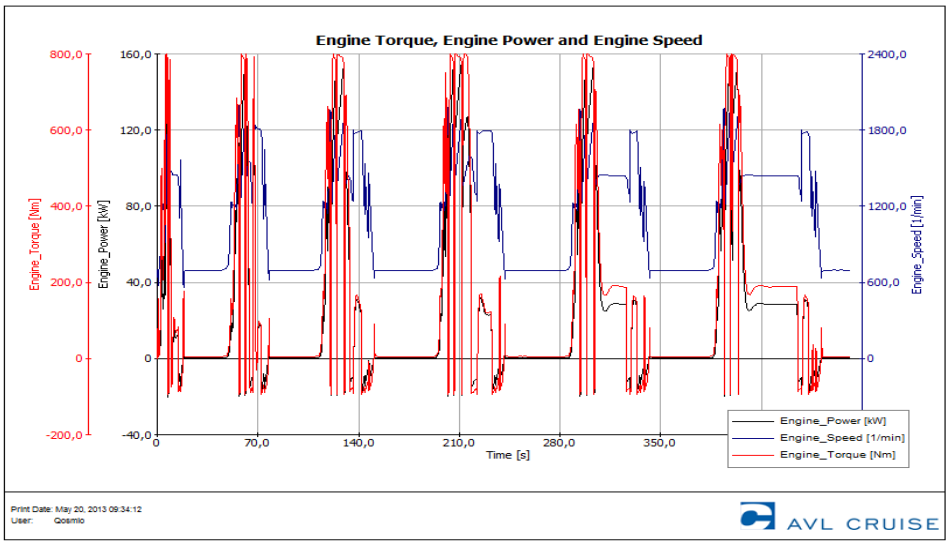


Рисунок 6.8. Графики изменения мощности, частоты вращения и крутящего момента двигателя мод.821.10 в цикле для городских автобусов по ГОСТ Р 54810-2011

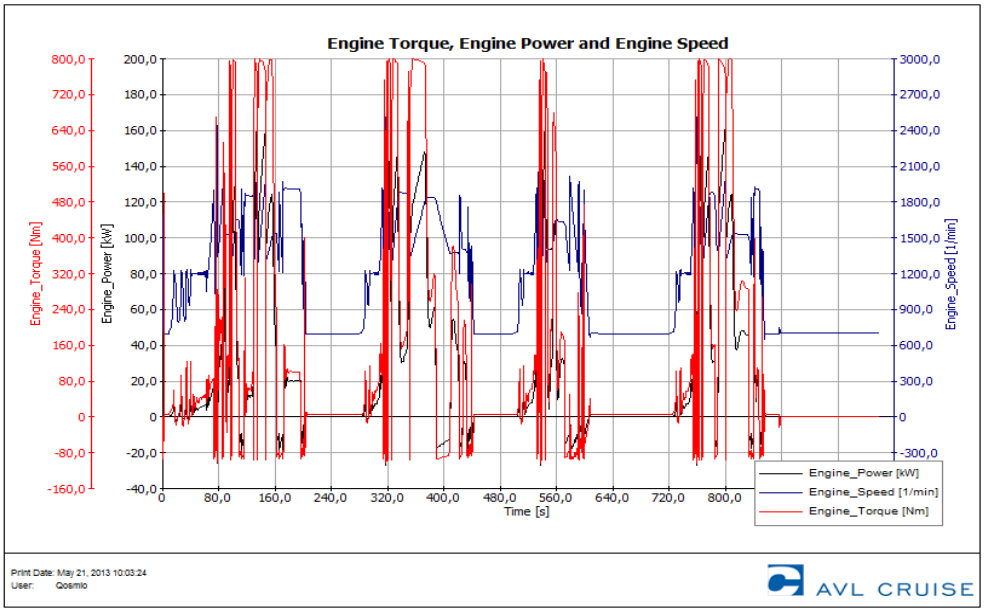
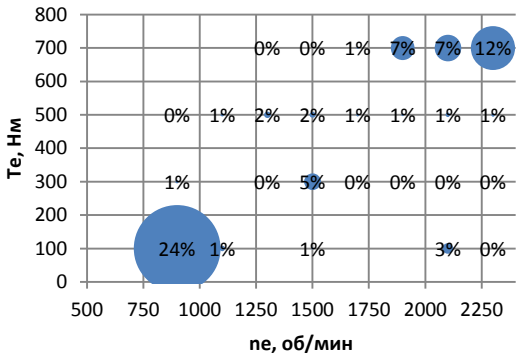
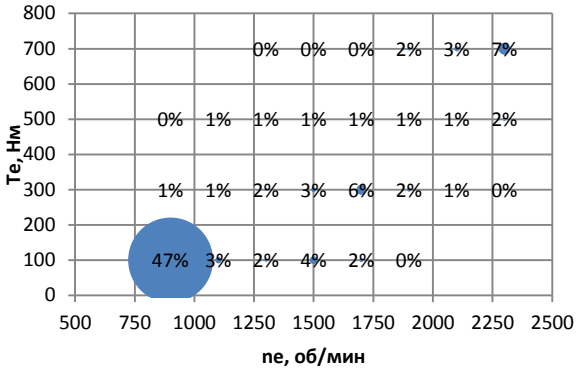


Рисунок 6.9. Графики изменения мощности, частоты вращения и крутящего момента двигателя мод.821.10. в цикле для автомобилей полной массой более 3,5 т по ГОСТ Р 54810-2011

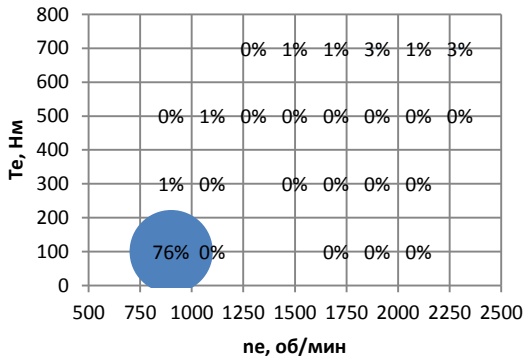
На основе полученных результатов были определены вклады по времени отдельных режимов работы в общее время работы двигателя в течение цикла. Основные результаты представлены для автобуса на рисунке 6.10, для автомобиля-самосвала на рисунке 6.11.



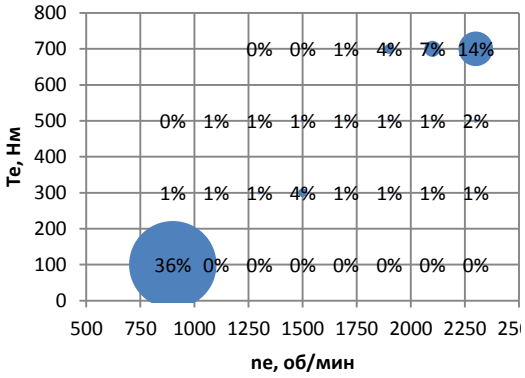
Ездовой цикл для автобусов по ГОСТ Р 54810-2011



Городская часть ездового цикла ЕТС (Правила ЕЭК ООН №49)



Ездовой цикл New York city bus



Ездовой цикл FUDS (США)

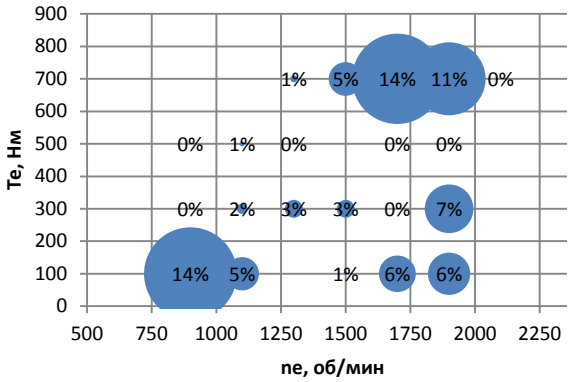
Рисунок 6.10. Диаграмма распределения режимов работы двигателя на автобусе в различных ездовых циклах.

В результате проведенных расчетных исследований установлено:

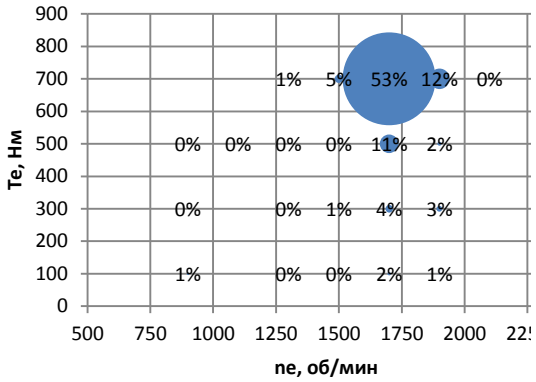
При движении автобуса в ездовых циклах используются в основном рабочие точки, характеризуемые средними частотами вращения 1500…2000 об/мин и нагрузкой от средней до максимальной. В цикле по ГОСТ Р 54810-2011 рабочие точки для двигателя Р6 группируются в двух областях:

- частоты вращения до 1000 об/мин при холостом ходе и малых нагрузках (крутящий момент 50…150 Нм);

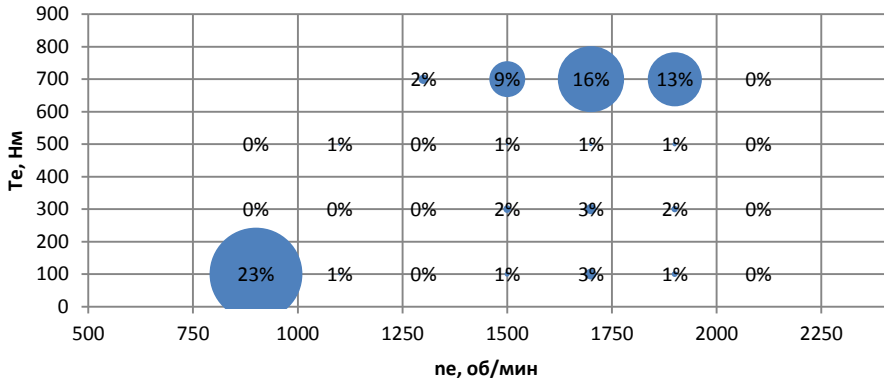
- при средних частотах (1500…2000 об/мин) с крутящим моментом 300…700 Нм.



Ездовой цикл для грузовых автомобилей по ГОСТ Р 54810-2011



Пригородная часть ездового цикла ЕТС (Правила ЕЭК ООН №49)



Ездовой цикл FUDS (испытательная программа FTP, США)

Рисунок 6,11. Диаграмма распределения режимов работы двигателя на автомобиле-самосвале в различных ездовых циклах

В цикле New York city bus, который из рассматриваемых наиболее близок к условиям движения в г. Москве основная доля приходится на режимы холостого хода и малых нагрузок.

При движении автомобиля-самосвала используются в основном рабочие точки, характеризуемые высокими частотами 1500…2000 об/мин и нагрузкой от средней до максимальной 300…700 Нм. В циклах по ГОСТ Р 54810-2011 и FUDS значительная доля приходится на режимы холостого

хода и малых нагрузок от 14 до 23%. В пригородной части цикла ЕТС более 50% приходится на режимы работы в зоне, соответствующей максимальному крутящему моменту.

Результаты проведенных исследований показали, что рабочие режимы двигателя в ездовых циклах существенно отличаются от распределения, принятого в испытательном цикле ESC (Правила ЕЭК ООН №49), используемом для сертификации двигателей для транспортных средств массой более 3,5 т. В связи с этим были введены корректировки в программное обеспечение блока ЭСУД в части изменения алгоритмов управления дроссельной заслонкой по педали акселератора.

6.2 Результаты экспериментальных исследований АТС с газовыми двигателями различных моделей и разных способах конвертации

6.2.1 Объекты испытаний

Испытаниям подвергались опытные образцы автомобиля УРАЛ-4320-0111-71 с газовым двигателем 8211.10-221 (по циклу Миллера), автобуса ЛиАЗ-52569 с газовым двигателем 8212.10-212 (по циклу Миллера), и автобуса ЛиАЗ-52929 с газовым двигателем 8212.10-112 (по циклу Отто). (см. рисунок 6.12)

Рисунок 6.12 – Автомобиль и автобус с новым газовым двигателем

В процессе испытаний автомобили заправлялись от заправочной кассеты, установленной на автомобиле УРАЛ-4320-0111-71 (см. рисунок 6.13).

Рисунок 6.13. Вид заправочной кассеты, установленной на автомобиль УРАЛ-4320-0111-71.

Краткая техническая характеристика автотранспортных средств приведена в таблице 6.1.

Таблица 6.1. Краткая техническая характеристика АТС

Фабричная или торговая марка	УРАЛ	ЛиАЗ	ЛиАЗ
Модификация (версия)	УРАЛ-4320-0111-71	ЛиАЗ-52929	ЛиАЗ-52569
Тип АТС	Грузовой бортовой.	Городской. Низкопольный	Городской. Среднепольный
VIN	X1P432000D1388285	XTY529290D0003700	XYT525690D0025000

Разрешённая max масса, кг	17300	18000	17200
Масса без нагрузки, кг	8655	10350	10620
Двигатель модель, номер.	8211.10-221 № D 0005253	8212.10-112 № D 0005251	8212.10-212 № C 0000449
Тип двигателя -	газовый	газовый	газовый
Рабочий объём	6,65 л	6,65 л	6,65 л
Геометрическая степень сжатия.	17,5	11,5	17,5
Мощность двигателя	180 (245) кВт (л.с.)	180 (245) кВт (л.с.)	180 (245) кВт (л.с.)

Для проведения контрольных испытаний были изготовлены автобус ЛиАЗ-52569 с газовым двигателем мод. 8212.10.312 и автомобиль УРАЛ 4320-4951-80 с газовым двигателем мод. 8212.10.321 (оба двигателя по циклу CTDC) (см. рисунки 6.14 6.15.)

Рисунок 6.14. – Автобус ЛиАЗ-52569.

Рисунок 6.15. Автомобиль УРАЛ 4320-4951-80 с газовым двигателем мод. 821.10.

Эксплуатационные испытания проводились с июля 2014 г по ноябрь 2014 г. в Центре Испытаний ФГУП «НАМИ».

Условия проведения эксплуатационных испытаний – в соответствии с требованиями нормативно-технической документации и типовых методик.

Хранение автомобилей в период испытаний – безгаражное, на открытой площадке.

Температура окружающего воздуха в период проведения эксплуатационных испытаний составила от минус 8 ºС до плюс 32 ºС.

Скорости движения при проведении испытаний – максимально возможные с соблюдением «Правил дорожного движения» и «Инструкции по технике безопасности при проведении испытаний».

6.2.2. Оценка ездовых качеств автомобиля перед началом эксплуатационных испытаний

В ходе проведения предварительных испытаний были определены следующие показатели:

- пусковые качества двигателя;
- стабильность работы двигателя в режиме холостого хода;
- ездовые качества транспортных средств;
- характеристики работы основных элементов систем питания и управления двигателем на статических и динамических режимах работы.

В процессе испытаний были выявлены недостатки в управлении двигателем.

Для анализа выявленных нарушений. к системе управления была подключена специальная система контроля за состоянием основных элементов систем питания и управления двигателем и получены записи параметров двигателя в реальном масштабе времени.

Характерные записи данных результатов представлены на рисунке 6.16.

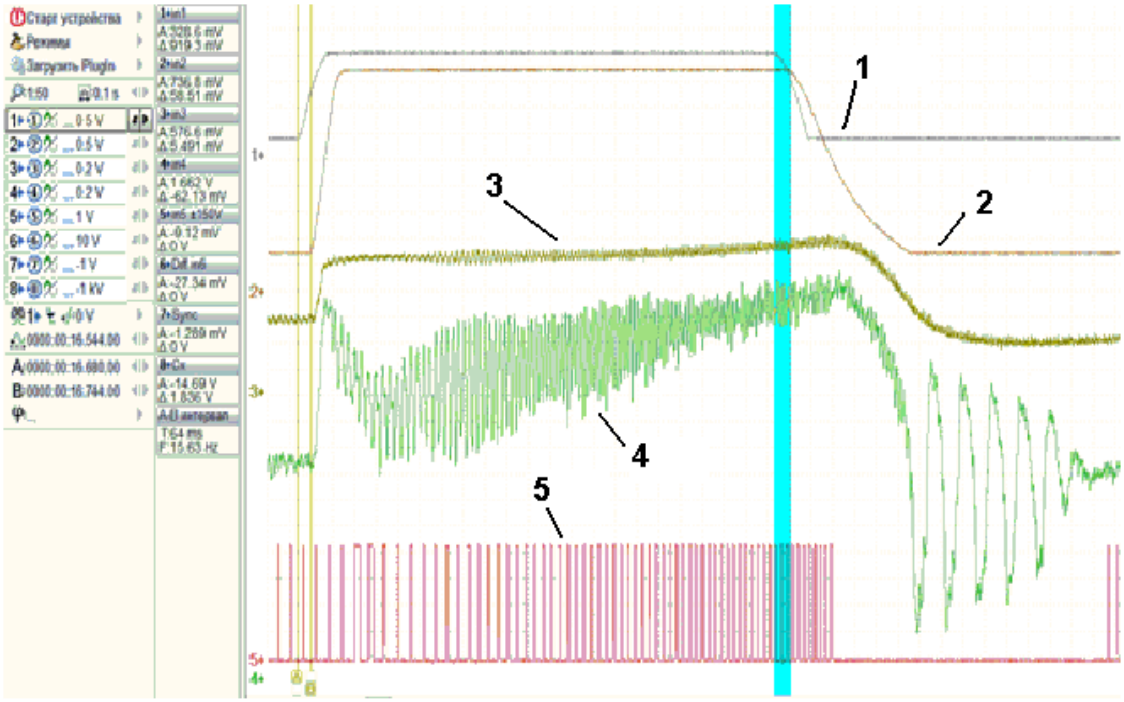


Рисунок 6.16. Осциллограмма работы газового двигателя на режиме разгона.

Где: 1– сигнал положения педали акселератора,

2 – сигнал положения дроссельной заслонки,

3 – характеристика изменения давления во впускном коллекторе,

4 – характеристика работы датчика расхода воздуха (ДМРВ),

5 – сигнал управления газовыми форсунками.

Выявленные нарушения в работе двигателей были устранены путём доработки алгоритмов управления и программного обеспечения блоков управления.

Был реализован ряд мероприятий по совершенствованию алгоритмов и калибровок управления, а также исследован и проанализирован ряд эффектов, оказывающих существенное влияние на работу двигателя, таких как:

доработка алгоритма измерения расхода воздуха G_B в части введения в канал обработки сигнала датчика массового расхода воздуха (*ДМРВ*) апериодического фильтра, позволяющего повысить достоверность получения информации о расходе воздуха G_B при резком открытии дроссельной заслонки, также устранить влияние помех в линии передачи аналогового сигнала *ДМРВ*;

- уточнение базовой матрицы угла опережения зажигания, позволяющее оптимизировать работу двигателя на основных режимах с учетом ограничения максимальной температуры отработавших газов;

- уточнение базовой матрицы топливоподачи, позволяющее повысить точность поддержания состава смеси на переходных режимах;

- компенсация динамических эффектов в воздушном тракте двигателя при увеличении и снижении величины нагрузки.

Уточнение базовой матрицы топливоподачи позволила повысить точность поддержания состава смеси на переходных режимах работы двигателя, когда проявляется задержка реакции системы управления составом смеси с обратной связью по содержанию кислорода в отработавших газах (*ОГ*). Уточнение базовой матрицы топливоподачи производилось на основе анализа данных, полученных при получении, так называемой, «*карты*» режимов работы двигателя, предусмотренной процедурой испытаний в соответствии с требованиями Правил ООН №49-05G и выполнявшейся с включенной системой обратной связи по содержанию кислорода в *ОГ*.

По результатам изучения причин нестабильности работы блока управления на неустановившихся режимах были разработаны уточнённые алгоритмы управления и доработано программное обеспечение.

Запись параметров двигателя после введения корректировок в блок управления, проведённая на автомобиле на режиме разгона показана на рисунке 6.17.

Блоки управления с откорректированным ПО были установлены на автомобиль Урал и автобусы ЛиАЗ для продолжения эксплуатационных испытаний.

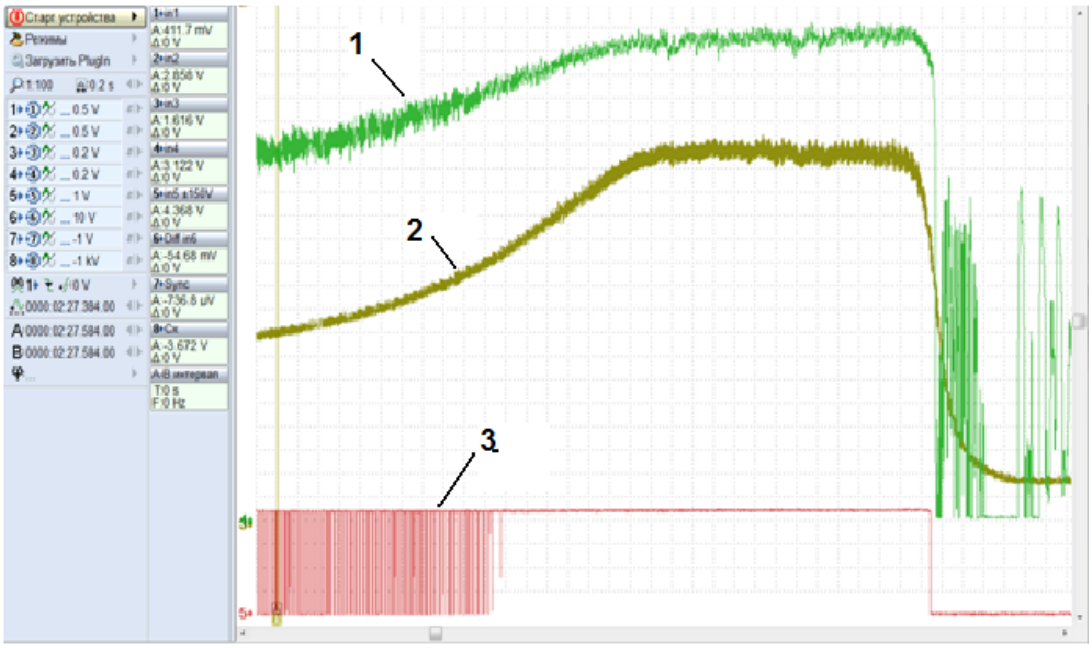


Рисунок 6. 17. Осциллограмма работы газового двигателя на режиме разгона.

Где: 1 –характеристика работы датчика расхода воздуха (ДМРВ),
2 – характеристика изменения давления во впускном коллекторе,
3 – сигнал управления газовыми форсунками.

6.2.3. Результаты испытаний

Выполненные пробеги и технико-эксплуатационные показатели автомобиля и автобусов приведены в таблице 6.2.

Пробег на одной заправке (запас хода) автомобиля и автобусов по контрольному расходу топлива при скорости 60 км/ч представлен в таблице 6.3.

Оценка топливной экономичности по городскому ездовому циклу (ГЕЦ) проводилась в соответствии с ГОСТ Р 54810-2011 «Автомобильные транспортные средства. Топливная экономичность. Методы испытаний».

Таблица 6.2 Пробеги во время испытаний.

№	Модель	Пробег, км	Средняя эксплуатационная скорость, км/ч	Средний расход топлива, м.куб./100 км (кг/100 км)
1	УРАЛ-4320-0111-71	4636	49,6	49,3/35,52
3	ЛиАЗ-52929	3200	46,2	65,6/47,2
2	ЛиАЗ-52569	4600	51,5	53,4/38,5
Суммарный пробег, км		12436		

Таблица 6.3. Пробеги АТС на одной заправке (запас хода)

№	Модель	Суммарная емкость баллонов, л	Максимальный заправочный объём газа, $нм^3$.	Пробег на одной заправке по контрольному расходу топлива 60 км/ч *)	Пробег на одной заправке по расходу топлива в ГЕЦ *)
1	УРАЛ-4320-0111-71	450	110	255	177
3	ЛиАЗ-52929	776	186	447	246
2	ЛиАЗ-52569	776	186	621	302

*) при израсходовании газа до остаточного давления в баллонах 2-3 мПа.

Результаты определения топливных характеристик установившегося движения автобусов приведены на рисунке 6. 18, автомобилей – на рисунке 6.19.

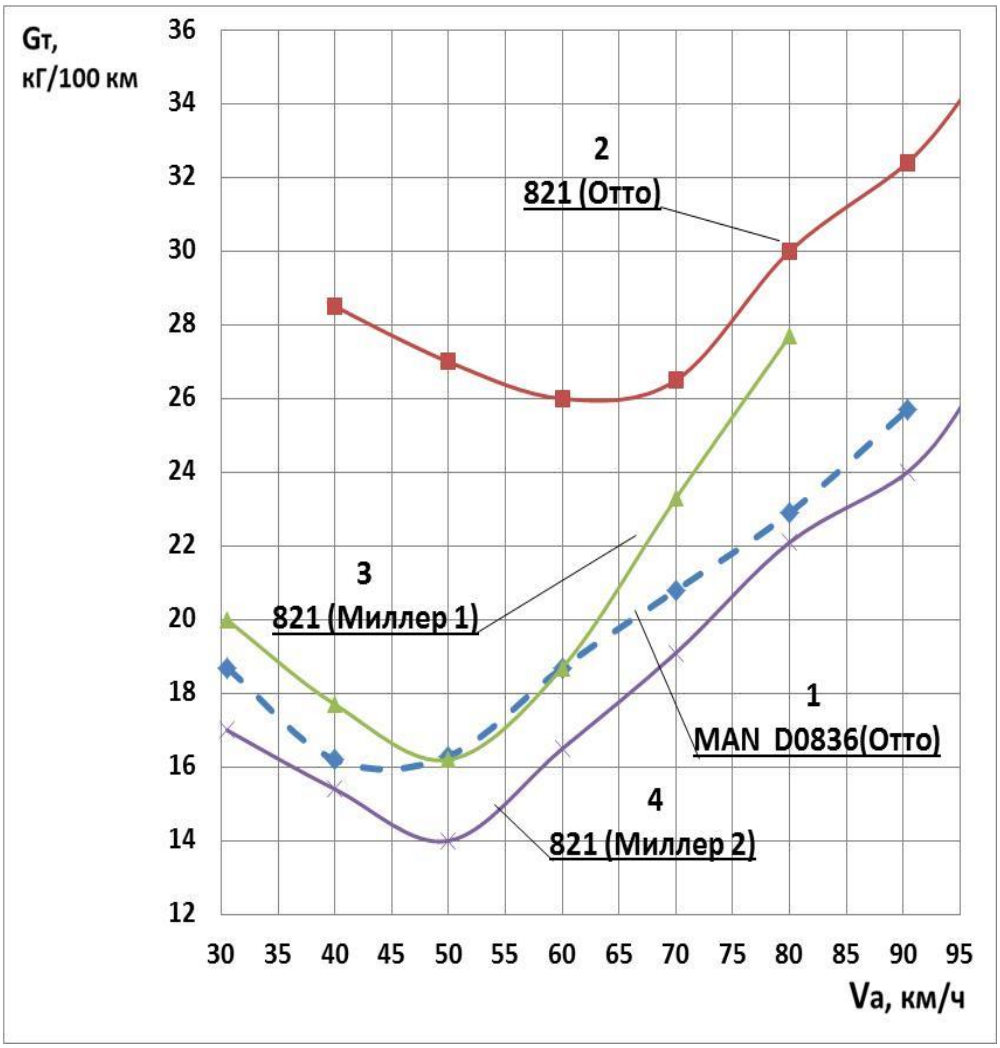


Рисунок 6.18. Топливные характеристики установившегося движения автобусов.
1 – ЛиАЗ 52929 с газовым двигателем MAN (Отто); 2 – ЛиАЗ 52929 с газовым двигателем 8212.10-112(Отто); 3 – ЛиАЗ 52569 с газовым двигателем 8212.10-212(Миллер); 4 – ЛиАЗ 52929 с газовым двигателем 8212.10-312(CTDC)

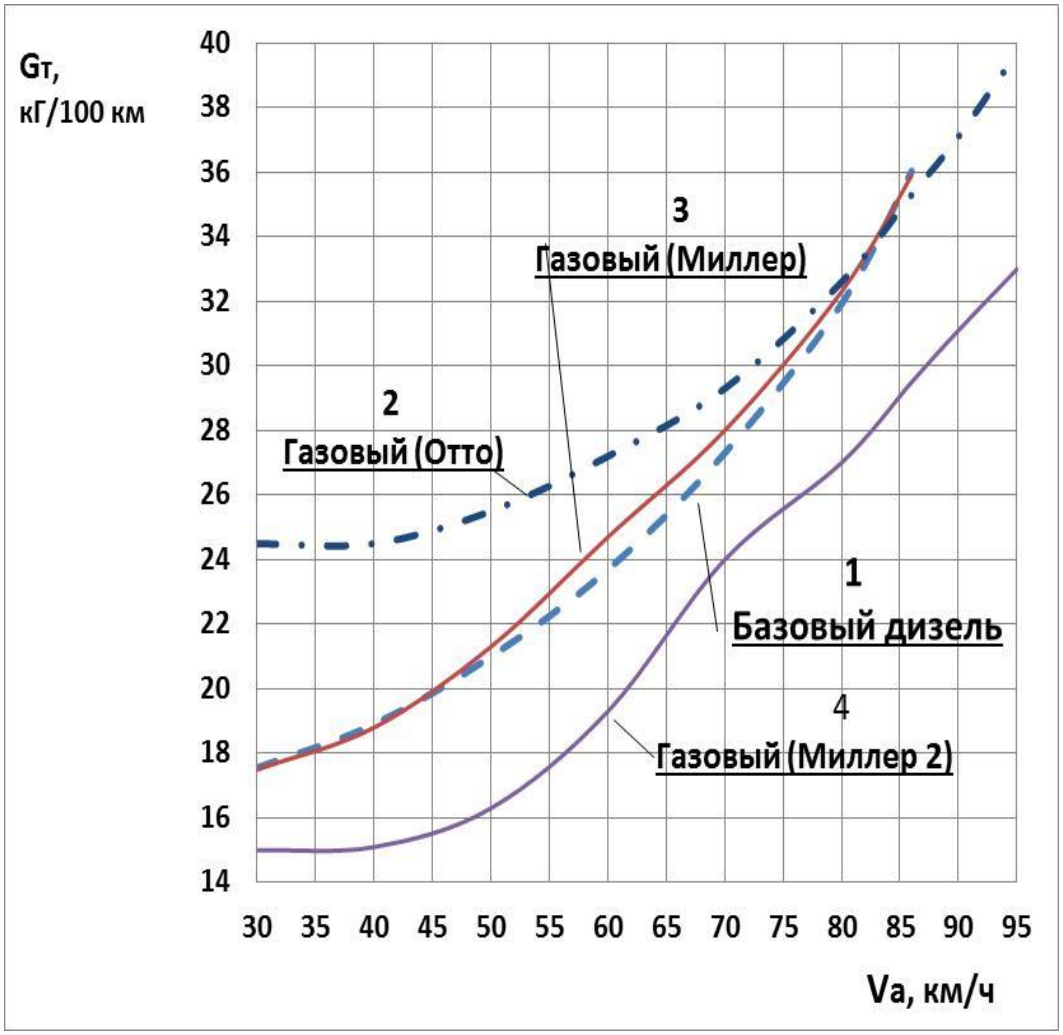


Рисунок 6.19. Топливные характеристики установившегося движения автомобилей.
1 – УРАЛ-4320-0111-71 с дизельным двигателем ЯМЗ-5362; 2 – КАМАЗ- 689014 с газовым двигателем КАМАЗ-820.60-260; 3 – УРАЛ-4320-0111-71 с газовым двигателем 8211.0-221 (Миллер); 4 – УРАЛ 4320-4951-80 с газовым двигателем 8211.10-321 (CTDC)

Результаты определения расходов топлива в ГЕЦ показаны в таблице 6.4. В таблицы и рисунки включены, также, результаты определения топливной экономичности автобуса ЛиАЗ-5292 с газовым двигателем 8212.10-312 и автомобиля «УРАЛ 4320-4951-80» с газовым двигателем 8211.10-321.

Таблица 6.4. Топливная экономичность АТС в ГЕЦ

Модель АТС	Модель двигателя	Расход топлива в городском цикле.	
		кг/100 км	м.куб (л)/100 км
УРАЛ-4320-0111-71	ЯМЗ-5362 (дизель)	32,93	39,20
УРАЛ-4320-0111-71	8211.10-221 (Миллер)	35,52	49,33
УРАЛ 4320-4951-80	8211.10-321 (CTDC)	28,30	39,31
КАМАЗ 689014	КАМАЗ-820.60-260	43,60	60,56
ЛиАЗ 52929	Газовый MAN (Отто)	36,90	51,25
ЛиАЗ 52929	8212.10-112(Отто)	47,20	65,56
ЛиАЗ-52569	8212.10-212 (Миллер)	38,53	53,51
ЛиАЗ-52929	8212.10-312 (CTDC)	29,80	41,39

Динамические характеристики АТС представлены в таблице 6.5.

Таблица 6.5. Динамика разгона АТС

Модель АТС	1	2	3	4	5
Максимальная скорость, км/ч	90,16	86,05	96,8	96,62	91,8
Время разгона					
до 40 км/ч	15,3			16	
до 60 км/ч	29,98	28,2	26,59	27,5	23,2
до 80 км/ч		52,14	48,8		34,8
От 40 до-80 км/ч	32,5	46,8	45	32	22,2

Модели АТС:

1 - ЛиАЗ 52929 с газовым двигателем MAN (по циклу Отто)

2 - УРАЛ-4320-0111-71 с дизельным двигателем ЯМЗ-5362

3 - КАМАЗ- 689014 с газовым двигателем КАМАЗ-820.60-260 (по циклу Отто)

4 - ЛиАЗ 52929 с газовым двигателем 8212.10-312

5 - УРАЛ 4320-4951-80 с газовым двигателем 8211.10-321

Расход газового топлива на автобусе ЛиАЗ-52569 с газовым двигателем, работающего по циклу Миллера, по сравнению с автобусом ЛиАЗ-52929 с газовым двигателем, конвертированным традиционным способом (по циклу Отто) снизился на 22-39% (соответственно - по контрольному расходу топлива и по расходу топлива в городском ездовом цикле ГЕЦ).

Соответственно и пробег на одной заправке автобуса с газовым двигателем, работающим по циклу CTDC, по сравнению с автобусом с газовым двигателем, работающим по циклу Отто, при движении по смешанному циклу увеличился на 20-30 %. Затраты на топливо приведены в таблице 6.6.

Таблица 6.6. Затраты на топливо по городскому ездовому циклу.

Параметр	Автомобиль с дизельным двигателем.	Автомобиль с газовым двигателем (цикл CTDC).	Автомобиль с газовым двигателем (цикл Отто).
Средняя скорость, км/ч	31,2	29,63	30,98
Расход, кг/100 км	32,928	35,52	43,64
Затраты на топливо при годовом пробеге в 80 тыс. км, руб.	1 050 560	592 000	727 333

Были оценены пусковые качества газовых двигателей. Из-за отсутствия документов, регламентирующих требования к пусковым качествам газовых двигателей, за основу брались ГОСТ Р 54120-2010 «Двигатели автомобильные. Пусковые качества. Технические требования» и ГОСТ Р 53840-2010 «Двигатели автомобильные Пусковые качества. Методы испытаний».

Испытания проводились в период с января по октябрь 2014 г. при температуре окружающей среды от -10°С до +27°С.

Для обеспечения запуска холодного двигателя при температурах окружающей среды ниже 0°С все АТС были оснащены предпусковыми подогревателями мод. 15ТСГ ТУ4591-005-40991176-2004, работающими на природном газе.

В процессе проведения испытаний периодически проверялось состояние свечей зажигания путем измерения величины шунтирующего сопротивления и зазоры.

На каждой средней частоте провертывания коленчатого вала выполнялось не более трех попыток пуска с интервалами между попытками в одну минуту. Продолжительность каждой попытки не более 10 секунд.

Продолжительность провертывания коленчатого вала 8 - 10 полных оборотов.

При применении устройств облегчения пуска холодного двигателя перерывы между попытками пуска были увеличены, для обеспечения работоспособности указанных устройств в соответствии с инструкцией по их эксплуатации.

Проверка предельных температур надежного пуска осуществлялась путем контрольных пусков двигателя при температурах, соответствующих требованиям КД.

Системы электрооборудования двигателя, устройства облегчения пуска и предпускового подогрева подключалась к штатным аккумуляторным батареям автомобиля.

Проверка пусковых качеств двигателя на автомобиле проводилась на открытом воздухе.

Пусковые характеристики представлены в таблице 6.7.

Таблица 6.7. Пусковые характеристики АТС

№ п/п	Марка автомобиля	Время подготовки к принятию нагрузки при различных температурах (°С)	
		-10°С	+20°С
	Урал-4320-71	10 мин	4 мин
	ЛиаЗ-52569	7 мин	5 мин
	ЛиаЗ-52929 (Отто)	8 мин	4 мин

6.3 Эколого-экономическая оценка эффективности использования автотранспортных средств с газовыми двигателями нового поколения с улучшенными экологическими и энергетическими характеристиками в полном жизненном цикле (ПЖЦ)

Очевидно, что вопрос технико-экономической целесообразности применения альтернативных топлив должен рассматриваться в тесной взаимосвязи с состоянием экономических, энергетических и экологических проблем в мире и в России, а также в полном жизненном цикле «welltowheel» – от добычи природных ресурсов или производства возобновляемого ресурса, до использования на автотранспорте, включая транспортировку сырья, производство топлива и его распределение с учетом потребления природных ресурсов, затрат энергии и негативного воздействия на окружающую среду от выбросов загрязняющих веществ и парниковых газов, и утилизации.

Анализ полного жизненного цикла проведен в двух аспектах: экономическом и экологическом. Экономический анализ ПЖЦ позволяет

оценить затраты на всех этапах от разработки нового вида продукции до ее утилизации. Экологический анализ позволяет оценить и затем минимизировать вредное воздействие продукции на окружающую среду на всех этапах ее жизненного цикла.

Оценка эколого-экономической эффективности затрат на создание АТС с газовыми двигателями и снижение ущерба выброса вредных веществ должна быть выполнена с учетом затрат на приобретение автобусов (автомобилей, двигателей), затраты на ТО и ТР, на смазочные материалы, на запчасти, на топлива, на утилизацию, также с учётом экологического ущерба от загрязнения атмосферного воздуха.

Для проведения расчетов была использована разработанная во ФГУП «НАМИ» комплексная методика технико-экономической и экологической оценки перспектив использования альтернативных видов топлива на автомобильном транспорте в полном жизненном цикле от добычи сырья до их использования при эксплуатации автотранспорта и его утилизации. Методика основана на «Методике оценки эколого-экономической эффективности применения антитоксичных систем и устройств», утвержденной Минпромнауки РФ в 2003 г. и является её развитием [44]. Методика учитывает потребление природных ресурсов, энергии, выбросы вредных веществ, ущерб окружающей среде от негативного воздействия, а также денежные затраты на осуществление жизненного цикла альтернативных топлив и силовых установок.

Комплексная методика эколого-экономической оценки продукции автомобилестроения в полном жизненном цикле, позволяет оценить разнообразное негативное воздействие на окружающую среду, которое связано с материальным и энергетическим загрязнением, большим расходом природных ресурсов на производство и эксплуатацию автомобиля/автобуса, а также экономические затраты на осуществление полного жизненного цикла. Таким образом, уже на стадии проектирования можно будет выбрать менее энерго- и ресурсоемкие технологии с меньшим уровнем негативного

воздействия на окружающую среду, либо оценить пути снижения этого негативного воздействия и снижения экономических затрат.

Собранные данные, для эколого-экономической оценки продукции автомобилестроения в полном жизненном цикле, охватывают следующие процессы: добычу сырья, получение эксплуатационных материалов; получение моторных топлив; изготовление деталей и узлов, сборку силовых установок, их техническое обслуживание текущий и капитальный ремонт; рециркулирование и утилизацию материалов.

Для анализа структуры экономических затрат рассмотрены затраты для первого года и за весь период полного жизненного цикла автобуса (см. рисунок 6.20 и 6.21).

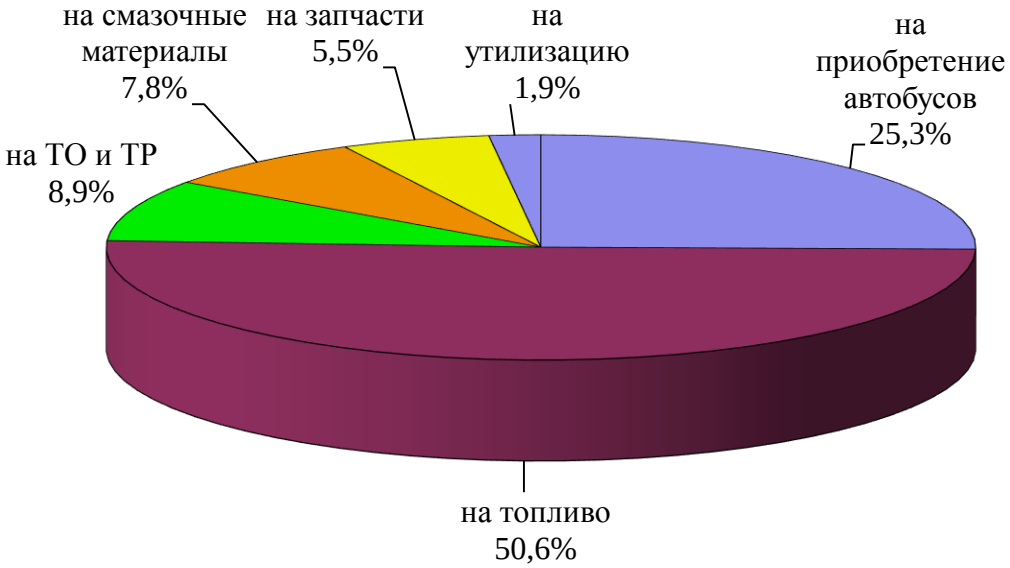


Рисунок 6.20. Структура затрат за ПЖЦ автобуса ЛиАЗ-5292.21 (ДТ)

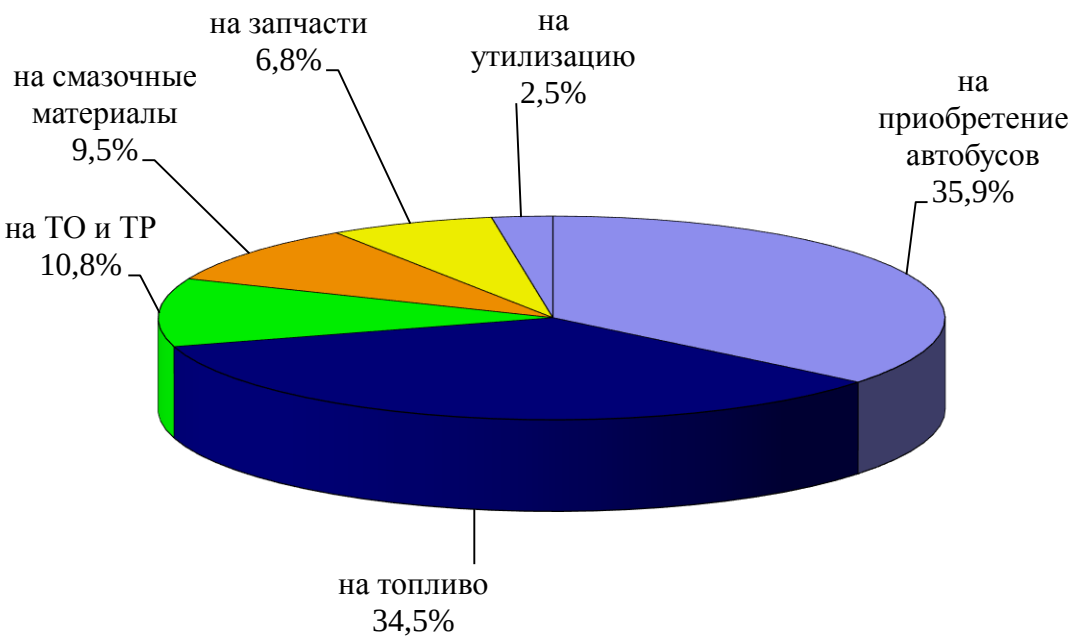


Рисунок 6.21. Структура затрат за ПЖЦ автобуса ЛиАЗ-5292.71 (КПГ)

На первом году эксплуатации наибольшая доля затрат (77%, 83% и 85% соответственно) связана с приобретением новых автобусов. За весь период эксплуатации наибольший вклад принадлежит затратам на топливо (50,6%, 38,6% и 34,5% соответственно) и затратам на приобретение автобуса (25,3%, 33,5% и 35,9% соответственно).

Для анализа экономической эффективности применения компримированного природного газа в качестве топлива для автобусов ЛиАЗ-5292, рассмотрены затраты за весь период его службы и рассчитан экономический эффект по отдельным статьям и в целом (см. рисунок 6.22). Положительный экономический эффект получен только в статье затрат на топливо, по остальным затратам наблюдается отрицательный эффект и в целом за период эксплуатации получен положительный эффект в размере 2,76 млн. руб. Такой результат можно

объяснить относительно менее высокой стоимостью автобуса с дизельным двигателем по сравнению с автобусом на газовом топливе.

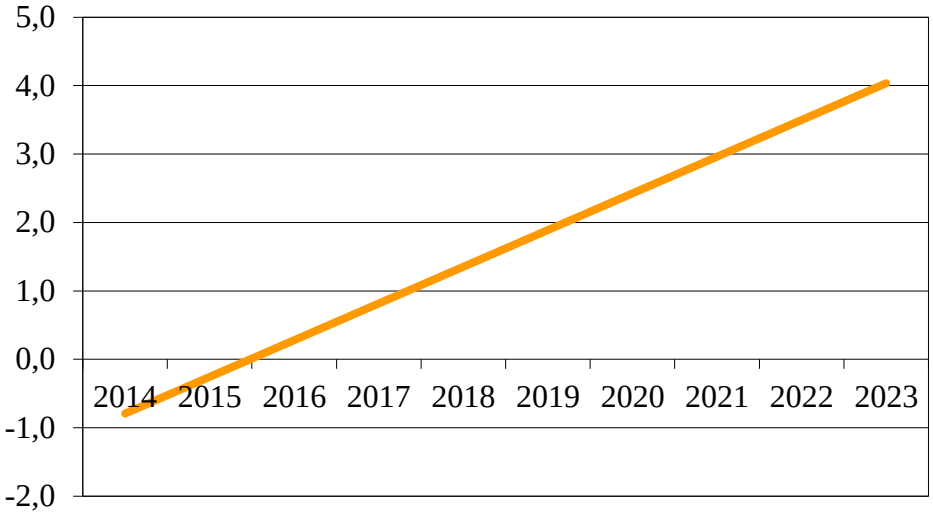


Рисунок 6.22. Экономический эффект от применения КПГ в качестве топлива для автобуса ЛиАЗ-5292.71 по сравнению с дизельным вариантом автобуса ЛиАЗ-5292.21 (ДТ), млн. руб.

Для анализа результатов оценки экологической эффективности применения газового автобуса, вместо базового газового автобуса на рисунке 6.23 представлен накопленный ущерб от выброса вредных веществ, а на рисунке 6.24 – предотвращенный ущерб.

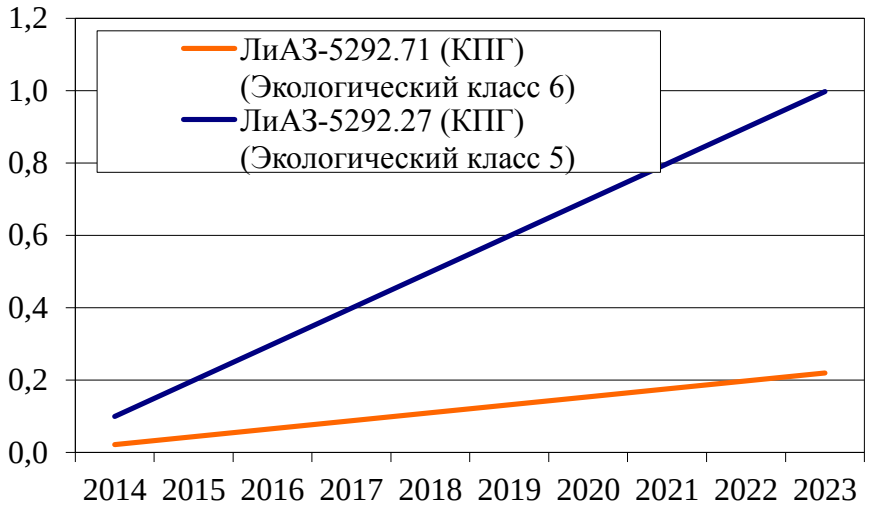


Рисунок 6.23. Ущерб от загрязнения воздуха автобусами ЛиАЗ-5292.27 (КПГ) (Экологический класс 5) и ЛиАЗ-5292.71 (КПГ) (Экологический класс 6), млн. руб.

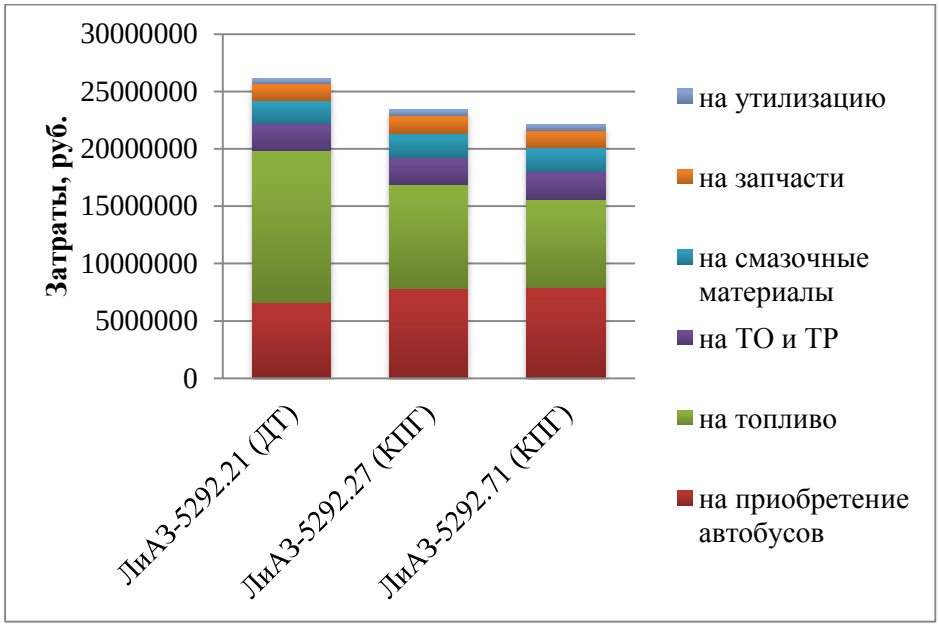


Рисунок 6.24. Структура затрат за полный жизненный цикл за весь период эксплуатации автобусов ЛиАЗ-5292 (ДТ) и ЛиАЗ-5292.27 (КПГ) (Экологический класс 5) и ЛиАЗ-5292.71 (КПГ) (Экологический класс 6),

Анализ результатов расчетов по методике оценки эколого-экономической эффективности применения альтернативных топлив на транспорте показал, что эколого-экономический эффект от применения компримированного природного газа в качестве топлива для автобуса ЛиАЗ-5292.71, соответствующего шестому экологическому классу, в сравнении с газовым автобусом ЛиАЗ-5292.27, (Экологический класс 5), за весь период эксплуатации составит 2,07 млн. руб., а в сравнении с автобусом ЛиАЗ-5292.21 (Экологический класс 4), работающем на дизельном топливе, составит 5,53 млн. руб.

Предотвращенный ущерб от загрязнения воздуха при применении газового автобуса ЛиАЗ-5292.71 (Экологический класс 6) за весь период его эксплуатации меньше на 0,78 млн. руб. по сравнению с базовым автобусом ЛиАЗ-5292.27 (Экологический класс 5); и меньше на 1,49 млн. руб., по сравнению с дизельным автобусом ЛиАЗ-5292.21 (Экологический класс 4).

Экономия затрат от применения КПГ, используемого в качестве топлива на автобусе ЛиАЗ-5292.71 (Экологический класс 6) за весь период его эксплуатации, составит 1,29 млн. руб., по сравнению с базовым вариантом автобуса ЛиАЗ-5292.27 (Экологический класс 5) за счет более низких затрат на топливо, и 4,03 млн. руб., по сравнению с дизельным вариантом автобуса ЛиАЗ-5292.21 (Экологический класс 4).

Анализ периода окупаемости проекта с учетом предотвращенного ущерба показал, что окупаемость проекта от применения КПГ в качестве топлива для автобуса ЛиАЗ-5292.71 (Экологический класс 6) с учетом экологического эффекта наступит:

- в первом случае (Экологический класс 4 - Экологический класс 6), на втором году эксплуатации.

- во втором случае (Экологический класс 5 - Экологический класс 6), уже в первый год эксплуатации.

Выводы

АТС с новым газовым двигателем при испытаниях по городскому циклу имеют расходы газового топлива на 20 % меньше по сравнению с базовыми автотранспортными средствами, оснащёнными серийно-выпускаемыми газовыми двигателями, конвертированными из дизеля традиционным способом.

В ходе проведения эксплуатационных испытаний получены следующие результаты.

Суммарный пробег АТС с двигателем Р6 (автомобилей УРАЛ-4320-0111-71 (цикл Миллера), УРАЛ- УРАЛ 4320-4951-80 (цикл Миллера) и автобусов ЛиАЗ-52929 (цикл Отто), ЛиАЗ-52929 (цикл Миллера) и ЛиАЗ-52569 (цикл Миллера), и АТС с двигателем V8 (автомобилей КАМАЗ-6520-38, КАМАЗ-65115-37 и автобуса НЕФАЗ-5299-31) составил более 37 тыс. км.

За период проведения эксплуатационных испытаний с июля 2014 г по ноябрь 2014 г. газовые двигатели Р6 и V8, их агрегаты, узлы и системы показали достаточно высокую надежность и работоспособность.

Эксплуатационные качества автотранспортных средств с новыми газовыми двигателями не уступают эксплуатационным качествам АТС с базовым дизельным двигателем и превосходят АТС с газовыми двигателями, конвертированными из дизельных двигателей традиционным способом.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. В диссертационной работе решена важная научно-техническая проблема повышения энергоэффективности и топливной экономичности газовых двигателей, конвертированных из дизельных двигателей и предназначенных для установки на колёсные транспортные средства; разработаны теоретические положения по способам организации термодинамического цикла с продолженным расширением и методам оптимизации систем двигателя для достижения наилучших показателей по мощности, топливной экономичности и достижению современных требований международных Правил ООН по выбросам вредных веществ с отработавшими газами.

2. Разработан комплекс математических моделей и методик расчета:

- математическая модель термодинамических циклов со смешенным подводом и отводом теплоты учитывающая различные способы управления длительностью тактов сжатия и расширения и позволяющая рассчитать оптимальные соотношения степени расширения и степени сжатия;
- метод конвертации дизельного двигателя в газовый двигатель без изменения геометрической степени сжатия;
- метод расчётной оптимизации фаз газораспределения с укороченными тактами впуска с целью достижения наилучшей топливной экономичности и максимального среднего давления цикла путём установления взаимосвязи граничных условий по максимальным давлению и температуре в конце такта сжатия, условий без детонационной работы двигателя, условий максимально возможного снижения насосных потерь;
- методы оптимизации систем питания, зажигания и воздух снабжения высокофорсированного газового двигателя на основе взаимосогласованной работы этих систем путём расчёта, проведения многофакторного эксперимента и корреляционно-регрессионного анализа, и позволяющие определить оптимальное сочетание конструктивных, регулировочных

параметров и алгоритмов управления по достижению наилучшей топливной экономичности;

3. Проведены исследования широкой гаммы газовых двигателей, конвертированных из дизельных двигателей классическим способом по циклу Отто, проведен анализ показателей рабочего процесса, что позволило разработать требования к газовому двигателю нового поколения, превосходящему по топливной экономичности на малых и средних нагрузках существующие газовые двигатели на 10-20%.

4. Обоснованы способы совершенствования рабочих процессов газовых двигателей путём разработки теоретически и экспериментально обоснованных алгоритмов управления распределённой фазированной подачей газа, дроссельной заслонкой (с разомкнутой связью от педали акселератора), перепускным клапаном ТКР, системой зажигания, составом топливно-воздушной смеси по обратной связи с λ -зондом, на основе согласования величин и форм управляющих сигналов исполнительными механизмами, что позволит конструкторам выбирать наиболее эффективные способы достижения наилучшей топливной экономичности и перспективных экологических требований. Предложен и запатентован ряд устройств и конструкций элементов газового двигателя, систем питания и зажигания, способствующих повышению экологических и технико-экономических показателей газовых двигателей.

5. Теоретически и экспериментально доказана эффективность разработанных методов конвертации, расчётной и экспериментальной оптимизации систем двигателя, и показана возможность достижения η_e в диапазоне 0.37 – 0,41 в широком диапазоне нагрузок (от 60 до 100 % от полной), показана возможность форсировки газового двигателя до уровня 27-30 кВт/литр рабочего объёма, и до среднего эффективного давления 1,8 МПа за счет оптимизации конструкции и регулировочных параметров двигателя и его систем.

6. Экспериментально, по результатам исследований натурных образцов АТС с новым газовым двигателем, доказана возможность достижения топливной экономичности (в массовых единицах измерения) на уровне аналога АТС с дизельным двигателем.

7. Разработана методика эколого-экономической оценки эффективности применения газовых двигателей на автотранспорте в ПЖЦ, учитывающая экологические и экономические аспекты реализации всех стадий жизненного цикла дизелей: производства, эксплуатации и утилизации.

8. Результаты диссертационной работы использованы при разработке ряда нормативно-правовых документов, внедрены в ОАО «НЗГА», ОАО «Автодизель», ОАО «КамАЗ», в опытном производстве ФГУП «НАМИ».

ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ДИССЕРТАЦИИ ОПУБЛИКОВАНЫ В СЛЕДУЮЩИХ РАБОТАХ:

Монографии и учебные пособия

1. Энциклопедия. Двигатели внутреннего сгорания, Том IV-14./ Лукшо В.А., Филипосянц Т.Р. Газовые и газодизельные двигатели. [Текст]/– Москва: Изд-во «Машиностроение», 63,7 п.л., 2013, с. 136-143 – ISBN 978-5-94275-623-9.

2. Ипатов А.А., Кутенёв В.Ф., Лукшо В.А., Теренченко А.С., Хрипач Н.А. Автотранспорт и экология мегаполисов // М., Экология машиностроения, 2011 г., 252 с.

3. Кутенёв В.Ф., Лежнев Л.Ю., Лукшо В.А., Олисевич О.В., Теренченко А.С., Хрипач Н.А. Системы и агрегаты современных энергоустановок для автомобилей и автобусов // М., Экология машиностроения, 2012 г., 243 с.

Статьи в научных изданиях перечня ВАК

4. Лукшо В.А. «Особенности конструкции современных систем питания автомобильных газовых двигателей». Исследование, конструирование и расчёт тепловых двигателей внутреннего сгорания: Сборник научных трудов. Труды НАМИ . – 1993 г., с.75-87.

5. Лукшо В.А., Миронов М.Б. Повышение пожаровзрывобезопасности газобаллонной аппаратуры для автомобилей, работающих на сжатом природном газе // Проблемы конструкции двигателей и экология: Сб. науч. тр. - М.: Труды НАМИ, 1998. – 122-130.

6. Лукшо В.А. Альтернативные топлива для автотранспорта//Проблемы конструкции двигателей и экология: Сб. науч. тр. / Труды НАМИ – 1999. – Вып. 224. – С. 137-150.

7. Лукшо В.А., Карницкий В.В., Минкин И.М. Природный газ как моторное топливо для городских автобусов. / Автомобильная промышленность, №8, 1999 г. С-7-8.

8. Лукшо В.А., Мовчанюк А.Л., Строганов А.В., Чеповой И.В. О токсичности отработавших газов газодизельных двигателей//Автомобили и двигатели: Сб. науч. тр./НАМИ. – 2001. – Вып. 228. – С. 210-217.

9. Лукшо В.А., Гиринович М.П. Создание автотранспортных средств с двигателями, работающими на диметиловом эфире //Автомобили и двигатели: Сб. науч. тр./НАМИ. –М., 2006. – Вып. 236. С. 21-26.

10. Лукшо В.А., Кутенёв В.Ф. Законодательные проблемы ускорения внедрения альтернативных топлив для улучшения экологии автомобильного транспорта. // «Журнал Автомобильных инженеров», М., №3(44) 2007 г., с. 8-12.

11. Лукшо В.А., Ипатов А.А., Кутенев В.Ф., Современные направления развития конструкций поршневых ДВС в условиях топливно-энергетического кризиса. // «Грузовик &: Строительно-дорожные машины, автобус, троллейбус, трамвай» 2008г. №1 © Москва, "Издательство Машиностроение" С. 6-9

12. Лукшо В.А., Коноплев В.Н., Латышев А.П., Карнаухов Е.А., Исследование прочности свойств стальных баллонов высокого давления, находящихся в эксплуатации на грузовых АТС от 2 до 30 лет // Двигатели и экология: Сб. науч. тр./НАМИ–М., 2007. –Вып. 238. – С. 144-154. Ил. 1, табл. 9.

13. Лукшо В.А., Григорьев Л.Ю. Особенности конструктивных решений рядных и V - образных газовых двигателей, конвертированных из дизелей. «Автомобильная промышленность» 2009 №4 С.5-7.

14. Лукшо В.А., Тюфяков А.С., Григорьев Л.Ю. Технические аспекты обеспечения экологической безопасности АТС с газовыми двигателями // «Труды НАМИ» - Выпуск №242; Комбинированные энергоустановки автотранспортных средств: сб. научн. ст. – М., 2009г. – С.133-137.

15. Кутенёв В.Ф., Козлов А.В., Лукшо В.А., Теренченко А.С. Теоретическое и экспериментальное исследование энергетической и эколого-экономической эффективности применения смесевых и биодизельных

топлив в дизелях // Двигатели и экология: Сб. науч. тр. / НАМИ. — М., 2007. –Вып. 238. –С. 84-94. Ил. 8., табл. 5.

16. Лукшо В.А., Миронов М.В., Об экономической эффективности использования природного газа, как моторного топлива на транспортных средствах с дизельными силовыми установками. // Транспорт на альтернативном топливе, 2010г. №2(14), с.20-26.

17. Лукшо В.А., Зленко М.А., Кутенёв В.Ф., Ресурсы, техническая возможность и экономическая целесообразность получения и использования альтернативных топлив из биомассы сельхозпроизводства // «Труды НАМИ» Выпуск №243: Производство энергии и биотоплив второго поколения из непищевой биомассы: VII Международный автомобильный научный форум (21-22 окт. 2009 г.) сб. докладов – М.,2010. – С. 3-21.

18. Лукшо В.А. Конвертация дизеля в газовый двигатель с регулируемым термодинамическим циклом. // «Транспорт на альтернативном топливе», 2010г. №6(18), с.44-50

19. Лукшо В.А., Козлов А.В., Теренченко А.С. Оценка показателей природного газа как моторного топлива в полном жизненном цикле.// «Транспорт на альтернативном топливе», 2011г. №3(21), с.4-9

20. Лукшо В.А., Козлов А.В., Теренченко А.С. Демидов А.А. Исследования показателей двигателя с искровым зажиганием при работе на газовых топливах // «Транспорт на альтернативном топливе», 2011г. №6(24), с.28-33

21. Лукшо В.А., Строганов В.А. Сертификация ГБА и нормативная база по переводу автотранспорта на ГМТ // «Транспорт на альтернативном топливе», 2012г. №1(25), с.48-50

22. Лукшо В.А. Математическая модель термодинамического цикла газового двигателя. // «Транспорт на альтернативном топливе», 2012г. №6(30), с.54-65

23. Лукшо В.А., Григорьев Л.Ю. Влияние организации подачи топлива на показатели работы газового двигателя, конвертированного из дизеля // Труды НАМИ, сб.науч.ст. – М., 2012. – Вып. №250. – С. 5– 22

24. Лукшо В.А., Теренченко А.С., Филипосянц Т.Р., Корнилов Г.С. Миронов М.В. Газодизели НАМИ // «Автомобильная промышленность», 2013, №10 – с.18-19

25. Лукшо В.А. Выбор фаз газораспределения при конвертаци дизельного двигателя в газовый с укороченным тактом впуска // Труды НАМИ, сб.науч.ст. – М., 2014. – Вып. №256. – С. 25– 37

26. Лукшо В.А. О повышении топливной экономичности автотранспортных средств с газовыми двигателями // Труды НАМИ, сб.науч.ст. – М., 2014. – Вып. №257. – С. 5– 22

27. Лукшо В.А., Козлов А.В., Теренченко А.С., Миренкова Е.А. Анализ эколого-экономической эффективности автобусов, работающих на нефтяном и газовом топливах, в полном жизненном цикле // Труды НАМИ, сб.науч.ст. – М., 2014. – Вып. №259. – С. 38– 49

28. Лукшо В.А., Козлов А.В., Теренченко А.С., Миренкова Е.А. Оценка эффективности применения компримированного природного газа в качестве топлива для автобусов с улучшенными экологическими и энергетическими характеристиками в полном жизненном цикле // Автомобиль для Сибири и Крайнего Севера. Конструкция, эксплуатация, экономика //Материалы 90-ой Международной науч.-техн. конф. (Иркутск, 9-10 апреля 2015 г. с. 188-199.

29. Лукшо В.А., Нагайцев М.В. Альтернативные виды топлив для автотранспорта Крайнего Севера // Автомобиль для Сибири и Крайнего Севера. Конструкция, эксплуатация, экономика //Материалы 90-ой Международной науч.-техн. конф. (Иркутск, 9-10 апреля 2015 г. С. 207-213

Статьи в научных журналах, индексируемых в базе данных Scopus.

30. Luksho V.A., Kozlov A.V., Panchishny V.I., Terenchenko A.S., Development of a complex catalytic conversion system for internal combustion engines fueled with natural gas // Modern Applied Science Vol. 9, No. 8; 2015 Doi: http://ccsenet.org/journal/index.php/mas/article/view/51807/27808

31. Luksho V.A., Kozlov A.V., Terenchenko A.S., Ter-Mkrtichian Yu.G., Karpukhin K.E. Technical and Economic Analysis of Vehicles Pollutant Emissions Reduction Technologies // Biosciences Biotechnology Research Asia, 2015, Vol. 12(2). Doi: http://dx.doi.org/10.13005/bbra/1852

Статьи в научных изданиях

32. Панов Ю.В., Лукшо В.А. Газодизельные автобусы «Икарус» как фактор снижения вредного воздействия на загрязнение окружающей среды (устройство газобаллонной аппаратуры). Москва 1997 г. – 38 с. – (Автомобильный транспорт: Экологическое обозрение. Серия охрана окружающей среды. Информационный центр по автомобильному транспорту "Информавтотранс" Выпуск 2, Часть 1

33. Лукшо В.А., Корнилов Г.С., Строганов А.В., Чеповой И.В. Новый взгляд на проблемы применения газодизельных двигателей. Материалы конференций за 2000-2001 гг. ААИ., вып.8. с 111-112.

34. Лукшо В.А., Строганов А.В. Токсичность отработавших газов газодизельных автомобилей. Сб. научн. докладов. Международная научно-практическая конференция «Земледельческая механика и растениеводство» Том 7: ВИМ 2002 г. – с. 170-174.

35. Лукшо В.А., Бурцев В.А., Мовчанюк А.Л. «Создание газового двигателя с микропроцессорной системой управления на базе дизельного двигателя.XXXIX Международная научно-техническая конференция ААИ. Приоритеты развития отечественного автотракторостроения и подготовки инженерных и научных кадров. 25-26 сентября 2002 г. Москва, МГТУ «МАМИ» Сб. тезисов докладов. С. –29.

36. Лукшо В.А., Жаров А.В., Корнилов Г.С., Перевод городского автотранспорта на газовое топливо. //Актуальные проблемы экологии

Ярославской области. Выпуск 2. Материалы Второй научно-практической конференции. Ярославль, июнь,2002. Том 1.с 73-78

37. Потапов В.Н., Орсик Л.С., Стативко В.Л., Лукшо В.А., «Рекомендации по использованию компримированного природного газа в качестве моторного топлива для транспортно-энергетических средств сельскохозяйственного назначения». – М.: «Издательство ВИМ», 2003.С247

38. Luksho. V. Syngas as a fuel for IC and diesel engines: efficiency and harmful emissions cut-off / V. Sobyanin, O. Brizitskiy // Proceedings International Hydrogen Energy Congress and Exhibition IHEC 2005 Istanbul.-Turkey, 2005.-P. 1-12

39. Лукшо В.А., Строганов А.В. Использование природного газа в качестве моторного топлива для дизельных двигателей: Обз. инф. Серия Транспорт и подземное хранение газа. - М.: ООО <ИРЦ Газпром>, 2005. – С. 1-38.

40. Лукшо В.А. Однотопливная система питания диметиловым эфиром для дизельного двигателя //Альтернативные источники энергии для транспорта и энергетики больших городов / Сборник докладов. Ч. 2. М.: Изд-во Прима-Пресс-М,2005. - С. 19-28.

Патенты и изобретения.

41. Лукшо В.А., Миронов М.В., Григорьев Л.Ю. «Газовый двигатель внутреннего горения». Патент РФ на полезную модель № RU64704U1. Зарегистрировано в Государственном реестре полезных моделей РФ 10 июля 2007г.

42. Лукшо В.А., Миронов М.В., Григорьев Л.Ю., Князев А.М. «Двигатель внутреннего горения». Патент РФ на полезную модель № RU64703U1 Зарегистрировано в Государственном реестре полезных моделей РФ 10 июля 2007г.

43. Лукшо В.А., Миронов М.В., Григорьев Л.Ю., Цапов Н.Н. «Многоцилиндровый двигатель внутреннего сгорания». Патент РФ на

полезную модель № RU65975U1 Зарегистрировано в Государственном реестре полезных моделей РФ 27 августа 2007г.

44. Лукшо В.А., Григорьев Л.Ю., Миронов М.В., «Свечной патрон». Патент РФ на полезную модель № RU68793U1. Зарегистрировано в Государственном реестре полезных моделей РФ 27 ноября 2007г.

45. Лукшо В.А., Григорьев Л.Ю., Цапов Н.Н. «Тепловой двигатель для работы на газовом топливе». Патент РФ на изобретение № 2338901, зарегистрировано в Госреестре изобретений РФ 20.11.2008г.

46. Лукшо В.А. «Способ работы двигателя на газообразном топливе». Патент на изобретение № 2558667, зарегистрировано в Госреестре изобретений РФ 10.08.2015 г. (Бюл. №22)

47. Лукшо В.А., Григорьев Л.Ю. Цапов Н.Н. «Система подачи воздуха с горючим газом в тепловой двигатель» Патент РФ на изобретение № 2343303, зарегистрировано в Госреестре изобретений РФ 10.01.2009г.

48. Лукшо В.А., Миронов М.В., Григорьев Л.Ю. «Устройство для зажигания горючей смеси в газовом двигателе». Патент РФ на изобретение № 2343305, зарегистрировано в Госреестре изобретений РФ 10.01.2009г.

49. Лукшо В.А., Григорьев Л.Ю., Миронов М.В., «Устройство для подачи горючего газа в двигатель внутреннего сгорания». Патент РФ на изобретение № 2353792, зарегистрировано в Госреестре изобретений РФ 27.04.2009г.

50. Лукшо В.А., Ванин В.К., Аболтин Э.В., Миронов М.В., Натепров Ю.Ю., Якунин Р.В. «Способ регулирования двигателя внутреннего сгорания». Патент на изобретение № 2537660, зарегистрировано в Госреестре изобретений РФ 11.11.2014г.

51. Лукшо В.А., Ванин В.К., Аболтин Э.В., Миронов М.В., Натепров Ю.Ю., Якунин Р.В. «Двигатель внутреннего сгорания». Патент на изобретение № 2543925, зарегистрировано в Госреестре изобретений РФ 03.02.2015 г.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Архангельский В.М., Вихерт М.М. и др. Автомобильные двигатели. – М.: Машиностроение, 1977.

2. Вырубов Д.Н., Иващенко Н.А., Ивин В.И., Круглов М.Г., Леонов О.Б., Меднов А.А., Мизернюк Г.Н., Орлин А.С., Роганов С.Г.; Под ред. Орлина А.С., Круглова М.Г. / Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей. /– 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1983. – 372 с.

3. Воинов А.Н. Сгорание в быстроходных поршневых двигателях. - М.: Машиностроение, 1977. – 277 с.

4. Вибе И.И. «Новое о рабочем цикле двигателей» – М. – Свердловск: Машгиз, 1962.

5. Луканин В.Н., Морозов К.А, Хачиян А.С. [и др.]; под ред. В.Н. Луканина и М.Г. Шатрова. –/ Двигатели внутреннего сгорания. Кн. 1. Теория рабочих процессов: учебник для вузов / 3-е изд., перераб и испр. – М.: Высшая школа, 2007. – 479 с.

6. Луканин В.Н., Шатров М.Г., Камфер Г.М., Нечаев С.Г., Иванов И.Е., Матюхин Л.М., Морозов К.А. Под ред. Луканина В.Н., / Теплотехника: / - 2-е изд., перераб. - М., Высшая школа, 2000г. – 671 с.

7. Новиков И.И. Термодинамика. – М.; Машиностроение, 1984.

8. Льотко, В. Луканин В.Н., Хачиян А.С. Применение альтернативных топлив в двигателях внутреннего сгорания /– М., 2000. – 310 с.

9. Генкин К.И. Газовые двигатели. — М.: Машиностроение, 1977. –193 с.

10. Самоль Г. И., Гольдблат И. И., Газобаллонные автомобили, 3изд., М., 1963.

11. Грехов Л.В. Топливная аппаратура с электронным управлением дизелей и двигателей с непосредственным впрыском бензина. Учебно-практическое пособие. - М.: Легион-Автодата, 2001. – 176 с.

12. Иващенко Н.А., Кавтарадзе Р.З. Многозонные модели рабочего процесса двигателей внутреннего сгорания: Учеб. пособие. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э.Баумана, 1997. – 58 с.

13. Васильев Ю. Н., Золотаревский Л. С, Ксенофонтов С. И. Газовые и газодизельные двигатели: монография / - М.: [б. и.], 1992. - 127 с.: ил. –

14. Васильев Ю.Н. Мамедова М.Д., Транспортные двигатели на газе: монография / - М.: Машиностроение, 1994. - 224 с.: ил. - - ISBN 5-217-01996-4

15. Васильев Ю.Н., Гриценко А.И., Золотаревский Л.С. Транспорт на газе. - М.: Недра, 1992.-436 с.

16. Гирявец, А.К. Теория управления автомобильным бензиновым двигателем / – М.: Стройиздат, 1997. – 173 с

17. Е.Г. Григорьев, Б.Д. Колубаев, В.И. Ерохов, А.А. Зубарев. Газобаллонные автомобили / – М.: Машиностроение, 1989. – 216 с.

18. Морозов К.А., Черняк Б.Я., Синельников Н.И. «Особенности рабочих процессов высокооборотных карбюраторных двигателей», М., ”Машиностроение”, 1971.

19. Звонов В.А. Токсичность двигателей внутреннего сгорания. — 2-е изд., перераб. — М.: Машиностроение, 1981. — 160 с.

20. Звонов В.А., Козлов А.В., Кутенев В.Ф. Экологическая безопасность автомобилей в полном жизненном цикле. — М.: Изд-во НАМИ, 2001. 248 с.

21. Звонов В.А. Образование загрязнений в процессах сгорания. – Луганск: Изд-во Восточноукр. гос. ун-та, 1998. – 126 с.

22. Разлейцев Н.Ф. Моделирование и оптимизация процесса сгорания в дизелях.—Харьков: Вища школа, 1980. -169с.

23. Стечкин Б.С. и др. Индикаторная диаграмма, динамика

тепловыделения и рабочий цикл быстроходного поршневого двигателя. М., I960.

24. Стечкин Б.С. Теория тепловых двигателей. Избранные труды. М., "Наука", 1977.

25. Н.В. Бурцев, В.А. Бурцев, Микропроцессорная система управления газоводородным автомобилем с бортовым генератором водорода / Транспорт на альтернативном топливе. Международный научно-технический журнал. – 2009. – № 6 (12). – С. 20-25

26. Вахошин Л.И., Маркова И.В. «Повышение показателей двигателей с искровым зажиганием», Сб. науч. тр. НАМИ, вып. 111, 1969.

27. Сонкин В.И., Цапов Н.Н. «Контроль внутрицилиндровых течений эффективный путь совершенствования многоклапанного бензинового двигателя», Проблемы конструкции двигателей и экология: Сб. науч. тр. НАМИ, вып. 224, 1999.

28. Вахошин Л.И., Истомин С.С., Партон М.М., Рунов А.Н., Сонкин В.И., Кутенев В.Ф. «Особенности рабочего процесса с вихревым движением заряда в карбюраторном двигателе», Автомобильная промышленность, № 4, 1979.

29. Ерохов, В. И. Физико-химические и моторные свойства газового топлива / АвтоГазоЗаправочный Комплекс + Альтернативное топливо. Международный научно-технический журнал. – 2003. – №5 (11). – С. 64-69.

30. Ерохов, В. И. Электронные системы питания двухтопливных бензиновых и газовых двигателей / АвтоГазоЗаправочный Комплекс + Альтернативное топливо. Международный научно-технический журнал. – 2004. – №3 (29). – С. 66-72.

31. Ерохов, В.И., Мурачёв Е.Г., Ревонченков А.М. /Математическая модель и алгоритм управления газовых ДВС /Материалы Международного научного симпозиума «Автотракторостроение-2009» 25-26 марта 2009. – М.: МГТУ «МАМИ». – 2009. – Книга 2. – С. 75-77.

32. Коростышевский, И.М. Газовые электромагнитные форсунки типа ФЭК / И.М. Коростышевский // Транспорт на альтернативном топливе. Международный научно-технический журнал. – 2009. – № 4(10). – С. 50-52.

33. Панов, Ю.В. Почукаев М.И., Назаров М.А., Молчанинов В.И. Применение бортовой электронной системы управления двигателем для маршрутного нормирования КПГ /Транспорт на альтернативном топливе. Международный научно-технический журнал. – 2010. – № 6 (18). – С. 39-43.

34. Певнев, Н.Г. Левашов М.Г., Бухаров С./Опыт эксплуатации газобаллонных автомобилей с двигателями, оснащёнными системой впрыска бензина / АвтоГазоЗаправочный Комплекс + Альтернативное топливо. Международный научно-технический журнал. – 2006. – №6 (30). – С. 75-78 / АГЗК+АТ. – 2010. – № 5 (53). – С. 3-6.

35. А. И. Гайворонский, Д. А. Савченков, В. А. Федоров Совершенствование технологий использования природного газа в качестве моторного топлива : обзор. информ. /. - М. : ИРЦ Газпром, 2006 (Б. м.). - 111 с. : ил. - (Транспорт и подземное хранение газа)

36. Боксерман Ю.И., Мкртычан Я.С, Чириков К. Ю. Перевод транспорта на газовое топливо. - М.: Недра, 1988. - 224 с.

37. Голубков Л.Н., Померанцев Е.М. Исследование истечения сжиженного газа через элементы топливной системы дизеля и обоснование метода расчета процесса впрыскивания топлива // Двигатели внутреннего сгорания: проблемы, перспективы развития: Сб. научн. тр. МАДИ (ТУ). – М., 2000. – С.229-244.

38. Звонов В.А. Процессы образования токсичных веществ и разработка способов уменьшения их выбросов двигателями внутреннего сгорания: Автореф. окт. техн. наук: 05.04.02. – Харьков, 1987. – 44 с.

39. Звонов В.А., Козлов А.В., Кутенев В.Ф. Экологическая безопасность автомобиля в полном жизненном цикле. – М.: НАМИ, 2001. – 248 с.

40. Звонов В.А., Козлов А.В., Кутенев В.Ф. Экологическая безопасность автомобиля с учетом его полного жизненного цикла // Автомобильная промышленность. – 2000. – №11. – С.7-12.

41. Коклин И.М. Перевод автомобилей и тракторов на газ в Невинномысском ЛПУМГе // Газовая промышленность. - 1999. - № 10. - 21.

42. Корнилов Г.С. Анализ математических моделей процессов образования и выгорания сажевых частиц в дизелях // Автомобильные двигатели: Сб. науч. тр. НАМИ. – М., 2005. – С.96-106.

43. Корнилов Г.С., Голубков Л.Н., Скороделов С.Д., Гришин А.В. /Математическое моделирование рабочих процессов автотракторного дизеля / // Двигатели внутреннего сгорания: Проблемы, перспективы развития: Сб. науч. тр. МАДИ (ТУ). М., 2000. – С. 80-93.

44. Кулешов А.С. Программа расчета и оптимизации двигателей внутреннего сгорания ДИЗЕЛЬ-РК. Описание математических моделей, решение оптимизационных задач. М., МГТУ им. Баумана, 2004. – 123 с., ил.

45. Панов Ю.В., Корякин А.А., Воронкович А.В. Разработка норм расхода компримированного природного газа для автобусов Икарус -280 с двигателем, работающим на КПГ. Отчет о научно-исследовательской работе. М.:2001. – 27 с.

46. Панов Ю.В., Корякин А.А., Воронкович А.В. Результаты испытаний автобуса Икарус 280 с газовым двигателем RABA G-10. Автотранспортное предприятие №10 2003. с 9-11.

47. Пронин Е.Н. Актуальные вопросы использования природного газа в качестве моторного топлива // Газификация. Природный газ в качестве моторного топлива. Подготовка, переработка и использование газа: Обз. инф. - М.: ИРЦ Газпром, 2003. - 49-62

48. Савельев Г.С, Шапкайц А.Д., Кауров ЕЛ. Тракторы на газомоторном топливе // Газовая промышленность. -1999. - № 10. - 40.

49. Хачиян А.С., Синявский В.В., Шишлов И.Г., Карпов Д.М./ Моделирование показателей и характеристик двигателей, питаемых

природным газом / Транспорт на альтернативном топливе. Международный научно-технический журнал. – 2010. – № 3 (15). – С. 14-19.

50. Хачиян А.С. Использование природного газа в качестве топлива для автомобильного транспорта. В журнале «Двигателестроение» №1, 2002 г.

51. Хачиян А.С., Шишлов И.Г., Вакуленко А. В. Предварительные результаты исследования газового двигателя нового поколения с качественным регулированием. В журнале «АвтоГазоЗаправочный Комплекс + альтернативное топливо», №3(45) 2009 г.

52. Хачиян А.С., Кузнецов В.Е., Водейко В.Ф., Шишлов И.Г. Результаты разработки газовых двигателей в МАДИ (ГТУ). В журнале "АвтоГазоЗаправочный Комплекс + Альтернативное топливо" №3(21) 2005.

53. Шишков, В.А. Теория управления двигателем с искровым зажиганием при работе на газовом топливе /– Самара: АНО «Издательство Самарского научного центра РАН», 2012. – 312 с.

54. Дьяченко В.Г., Дизель или двигатель с искровым зажиганием?/ Двигатели внутреннего сгорания 1,2004

55. Дьяченко В.Г., Термодинамические циклы двигателей внутреннего сгорания с продолженным расширением/ Двигатели внутреннего сгорания 1,2005

56. Лурье В.А., Мангушев В.А., Маркова И.В. «Двигатели внутреннего сгорания», (Итоги науки и техники), т.3, ВИНИТИ АН СССР, 1982.

57. Лурье В.Ф., Мангушев В.А., Маркова И.В., Черняк Б.Я. «Автомобильные двигатели», Двигатели внутреннего сгорания (Итоги науки и техники), т.4, М., ВИНИТИ АН СССР, 1985.

58. Akira Tsunoda, Hiromi Shimoda, Tatsuo Takaishi, MITSUBISHI Lean-burn Gas Engine with World's Highest Thermal Efficiency. Mitsubishi Heavy Industries, Ltd. Technical Review Vol.40 No.4 (Aug. 2003)

59. Tatsuo Takaishi, Akira Numata, Ryouji Nakano, Katsuhiko Sakaguchi. Approach to High Efficiency Diesel and Gas Engines Mitsubishi Heavy Industries, Ltd. Technical Review Vol. 45 No. 1 (Mar. 2008)

60. Gordon Exel Compelling Case For Natural Gas. Cummins Westport Inc. 2011. 21p. www.cumminswestport.com

61. Natural Gas Engines For Truck And Bus. Bulletin 4103996 Printed in U.S.A. Rev. Cummins Westport Inc. 2011. 6p.

62. D.Hug IAA premiere: MAN presents Euro VI exhaust-gas technology for trucks and coaches. 2012. http://www.mantruckandbus.com/com/en/press

63. Khalil, E. B., and Karim, G. A., A Kinetic Investigation of the Role of Changes in the Composition of Natural Gas in Engine Applications // ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 124, April 2002.).

64. King, S. R., "The Impact of Natural Gas Composition on Fuel Metering and Engine Operating Characteristics," SAE Paper No. 920593 (1992)

65. Herdin, G. R., Henkel, W., and Plohberger, D., "New High Efficiency High Speed Gas Engine in the 3 MW Class," Paper No. 98-ICE-147, ICE-Vol. 31-3, 1998 ASME Fall Technical Conference, 1998

66. Kim, S. S., Kim, C. G., Kim, C. U., Pang, H. S., Han, J. O., and Cho, Y. S., "A Study on Efficiency and Emission Enhancements on a Four-Stroke Natural Gas Lean Burn Engine," SAE Paper No. 960849 (1996))

67. Raine, R. R., Zhang, G., and Pflug, A., "Comparison of Emissions from Natural Gas and Gasoline Fuelled Engines – Total Hydrocarbon and Methane Emissions and Exhaust Gas Recirculation Effects," SAE Paper 970743 (1997)) .

68. Thiagarajan, S., Midkiff K. C., Bell, S. R., and Green, M. N., "Investigation of Fuel Composition Effects on a Natural Gas Fueled Spark-Ignited Engine," ICE-Vol. 24, Natural Gas and Alternative Fuels for Engines ASME 1994.

69. Kamel, M., Lyford-Pike, E., Frailey, M., Bolin, M., Clark, N. N., Nine, R., and Wayne, S., "An Emission and Performance Comparison of the Natural Gas Cummins Westport C-Gas Plus Versus Diesel in Heavy-Duty Trucks," SAE Paper 2002-01-2737

70. Ly, H., "Effects on Natural Gas Composition Variations on the Operation, Performance, and Exhaust Emissions of Natural Gas Powered

Vehicles, ”International Association for Natural Gas Vehicles Report, December 2002.

71. White, J. J., “Low Emissions Catalyst for Natural Gas Engines,” GRI-91/0214, 1991.

72. Klimstra, J., “Catalytic Converters for Natural Gas Fueled Engines – A Measurement and Control Problem,” SAE Paper 872165, 1987)

73. Subramanian, S., Kudla, R. J., and Chattha, M. S., “Treatment of Natural Gas Vehicle Exhaust,” SAE Paper 930223 (1993).

74. Jang, C., and Lee, J., “Experimental investigation of the effects of various factors on the emission characteristics of Low-emission natural gas vehicles,” //Proc. IMechE Vol. 219 Part D: Journal of Automobile Engineering, 2005).

75. Thiagarajan, Raine, R. R., Zhang, G., and Pflug, A., “Comparison of Emissions from Natural Gas and Gasoline Fuelled Engines – Total Hydrocarbon and Methane Emissions and Exhaust Gas Recirculation Effects,” SAE Paper 970743, 1997)

76. Varde, K. S., Cherng, J. C., Bailey, C. J., and Majewski, W. A., “Emissions and Their Control in Natural Gas Fueled Engines,” SAE Paper 922250 (1992).

77. Varde, K. S., “Fueling System Control and Exhaust Emissions from Natural Gas Fueled Engines,” Journal of Scientific and Industrial Research Vol. 62 January-February 2003, 13-19.

78. . Turbiez, A., El Bakali, A., Pauwels, A. F., Rida, A., and Meunier, P., “Experimental Study of a Low Pressure Stoichiometric Premixed Methane, Methane/Ethane, Methane/Ethane/Propane and Synthetic Natural Gas Flames,” Fuel 83, 2004, 933-941.

79. Dagaut, P., Luche, J., and Cathonnet, M., Proceedings of the Combustion Institute 2000; 28:2459.

80. Fraser, R. A., Siebers, D. L., and Edwards, C. F., “Autoignition of Methane and Natural Gas in a Simulated Diesel Environment,” SAE Technical Paper 910227, 1991.

81. Huang, J., and Bushe, W. K., “Experimental and kinetic study of autoignition in methane/ethane/air and methane/propane/air mixtures under engine-relevant conditions,” Combustion and Flame 144 (2006) 74-88

82. Aesoy, V., and Valland, H. “The Influence of Natural Gas Composition on Ignition in a Direct Injection Gas Engine Using Hot Surface Assisted Compression Ignition” SAE Paper 961934 (1996).

83. Witze, P. O., Martin, J. K., and Borgnakke, C., “Measurements and Predictions of the Precombustion Fluid Motion and Combustion Rates in a Spark Ignition Engine,” Trans. SAE, 1983, 93, 786.

84. Evans, R. L., “Lean-Burn Natural Gas Engines for High Efficiency and Low Emissions,” Paper No. 99-ICE-177 ASME 1999 Spring Technical Conference,1999.

85. Y. Fukuzawa, H. Shimoda, Y. Kakuhama, H. Endo, K. Tanaka / Development of High Efficiency Miller Cycle Gas Engine / Mitsubishi Heavy Industries, Ltd. Technical Review Vol.38 No.3 (Oct. 2001)/

86. Chadwell C et al. Boosting Simulation of High Efficiency Alternative Combustion Mode Engines// SAE Technical Paper, 2011, 10.4271/2011-01-0358

87. Zhao Y, Chen J, An irreversible Otto heat engine with friction and heat leak losses and its parametric optimum criteria//Journal of the Energy Institute, 2008, Vol:81, Pages:54-58, ISSN:1743-9671

88. Saxena S et al. .Maximizing Power Output in an Automotive Scale Multi-Cylinder Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Engine // SAE Technical Paper, 2011, 10.4271/2011-01-0907

89. Arata, J. et al. Backward-Looking Simulation of the Toyota Prius and General Motors Two-Mode Power-Split HEV Powertrains// SAE Technical Paper, 2011 , doi: 10.4271/2011-01-0948

90. Ebrahimi R. Effects of cut-off ratio on performance of an irreversible Dual cycle //Journal of American Science 1/9/2009 2009a;5(3)83-90

91. Гюльднер Г. «Газовые, нефтяные и прочие двигатели внутреннего сгорания», М. 1907.

92. Miller R.H. «Supercharging and internally cooling for high output», SME Transactions, Vol.69, стр. 453-464, 1947.

93. Miller R. and Lieberher H., "The Miller Supercharging System for Diesel and Gas Engines Operating Characteristics", International Congress of Combustion Engine Conference, CIMAC, 1957, pp. 787-803

94. Heywood J.B. “Internal Combustion Engine Fundamentals”, McGraw-Hill, Inc., 1988.

95. Kentfield J.A.C., Fernandes L.C.V. «Friction Losses of a Novel Prototype Variable Expansion-Ratio, Spark Ignition, Four-Stroke Engine», SAE Paper № 972659, 1997.

96. Kentfield J.A.C. «A Simple Variable Expansion-Ratio, Spark Ignition, Four-Stroke, Engine», SAE Techn. Pap. Ser., № 932874, 1993.

97. Boggs D.L., Hilbert H.S., Schechter M.M. «The Otto-Atkinson Cycle Engine – Fuel Economy and Emissions Results and Hardware Design», SAE Paper № 950089, 1995.

98. Schwanderlapp M., Habermann K., Yapici K. «Variable Compression Ratio – A Design Solution for Fuel Economy Concepts», SAE Paper, № 2002-01-1103, 2002.

99. Kapus P.E., Poetscher P. «ULEV and Fuel Economy – A Contradiction», SAE Paper, № 2000-01-1209, 2000.

100. Kapus P.E., Denger D., Holland T. «Intelligent Simplification – Ways Towards Improved Fuel Economy», SAE Paper, № 2002-01-0236, 2002.

101. Yamaguchi J. «Toyota Readies Gasoline/Electric Hybrid System», Automotive Engineering, № 7, 1997.

102. Yamaguchi J. «Toyota Prius», Automotive Engineering International, № 1, 1998.

103. Tuttle J.H. «Controlling Engine Load by Means of Late Intake-Valve Closing», SAE Paper № 800794, 1980.

104. Stein R.A., Galietti K.M., Leone T.G. «Dual Equal VCT – A Variable

105. Camshaft Timing Strategy for Improved Fuel Economy and Emission», SAE

106. Transactions, Vol.104, S.3, N 950975, 1995.

107. Parvate-Patil G.B., Hong H., Gordon B. «An Assessment of Intake and Exhaust Philosophies for Variable Valve Timing», SAE Paper, № 2003-32-0078, 2003.

108. Moro D., Ponti F., Serra G. «Thermodynamic Analysis of Variable Valve Timing Influence on SI Engine Efficiency», SAE Paper, № 2001-01-0667, 2001.

109. Gschweitl, K.; Pflügl, H.; Riel, A.; Leithgöb, R.; AVL List GmbH: CAMEO im Online-Motoroptimierungsprozeß mit statistischen Verfahren; 4. Int. Symposium für Verbrennungsdiagnostik, Baden-Baden, Mai 2000

110. Elia, M., Ulinski, M., Metghalchi, M.: Laminar Burning Velocity of Methane-Air-Diluent Mixtures, Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 123, p. 190-196, 2001

111. Gu, X., Haq, M., Lawes, M., Woolley, R.: Laminar Burning Velocity and Markstein Lengths of Methane-Air Mixtures, Combustion and Flame 121, p. 41-58, 2000.

112. Liao, S., Jiang, D., Cheng, Q.: Determination of laminar burning velocities for natural gas, Fuel 83, p. 1247-1250, 2004

113. Witt, M., Griebel, P.: Numerische Untersuchung von laminaren Methan/Luft-Vormischflammen, Interner Bericht, Paul Scherrer Institut, 2000.

114. Csallner, P.: Eine Methode zur Vorausberechnung der Änderung des Brennverlaufes von Ottomotoren bei geänderten Betriebsbedingungen, Dissertation TU München, 1981

115. Gu, X., Haq, M., Lawes, M., Woolley, R.: Laminar Burning Velocity and Markstein Lengths of Methane-Air Mixtures, Combustion and Flame 121, p. 41-58, 2000

116. Soylu, S., Van Gerpen, J.: Development of empirically based burning rate submodels for a natural gas engine, Energy Conversion and Management 45, p. 467-481, 2004

117. Witt, A.: Analyse der thermodynamischen Verluste eines Ottomotors unter den Randbedingungen variabler Steuerzeiten, Dissertation TU Graz, 1999

118. Zeilinger, K., Zitzler, G.: Vorausberechnung der Brennverläufe von Gasmotoren, MTZ 64 (12), p. 1080-1089, 2003

119. Zeilinger, K. , Zitzle r, G .: Magerkonzept Gasmotoren - Entwicklung von Verfahren zur Vorausberechnung der Brennverläufe von Gasmotoren unter Berücksichtigung der Gasqualität und -zusammensetzung, FVV Vorhaben Nr. 726, 2002

120. Eriksson, I. Andersson. An Analytic Model for Cylinder Pressureina Four Stroke SI Engine // Copyright © 2002 Society of Automotive Engineers, Inc

121. L. Eriksson. Spark Advance Modeling and Control.// PhD thesis, Link¨oping University, May 1999. ISBN 91-7219-479-0, ISSN 0345-7524

122. Mikalsen R., Wang Y.D., Roskilly A.P., A comparison of Miller and Otto cycle natural gas engines for small scale CHP applications. Sir Joseph Swan Institute for Energy Research, Newcastle University, Newcastle upon Tyne, NE1 7RU, United Kingdom. 25 february 2009.

123. Wang Y, Lin L, Roskilly AP, Zeng S, Huang J, He Y, Huang X, Huang H, Wei H, Li S, Yang J. An analytic study of applying Miller cycle to reduce NOx emission from petrol engine. Applied Thermal Engineering 2007:27:1779–1789.

124. Al-Sarkhi A, Jaber JO, Probert SD. Efficiency of a Miller engine. Applied Energy 2006:83:343–351.

125. Al-Sarkhi, E. Abu-Nada, I. Al-Hinti, B. Akash, “Performance evaluation of a miller engine under various specific heat models”. Int. Comm. Heat Mass Transfer, (2007), 34, 897-906.

126. Al-Sarkhi, A., et al., Efficiency of Atkinson Engine at Maximum Power Density Using Temperature Dependent Specific Heats, Jordan J. Mech. Industrial Engineering, 2(2008), 2, pp. 71-75

127. Abu-Nada, E., et al., Thermodynamic Modeling of Spark-Ignition Engine: Effect of Temperature Dependent Specific Heats, Int. Comm. Heat Mass Transfer, 32(2005), 8, pp. 1045-1056.

128. Al-Sarkhi, A., et al., Performance Evaluation of Irreversible Miller Engine under Various Specific Heat Models, Int. Comm. Heat Mass Transfer, 34(2007), 7, pp. 897-906

129. Zhao, Y., Chen, J., An Irreversible Heat Engine Model Including Three Typical Thermodynamic Cycles and the Optimum Performance Analysis, Int. J. Thermal Science, 46(2007), 6, pp. 605-613

130. Zhao Y, Chen J. Performance analysis of an irreversible Miller heat engine and its optimum criteria. Applied Thermal Engineering 2007:27:2051–2058

131. Parlak, A., Sahin, B., Performance Optimization of Reciprocating Heat Engine Cycles with Internal Irreversibility, J. Energy Institute, 79(2006), 4, pp. 241-245

132. Tsukida et al., Development of Miller Cycle Gas Engine for Electric Power Generation, 1999 JSAE Convention (No.29)

133. Endo H, Tanaka K, Kakuhama Y, Goda Y, Fujiwaka T, Nishigaki M. Development of the lean burn Miller cycle gas engine. In: 5th Int. Symposium on Diagnostics and Modeling of Combustion in Internal Combustion Engines (COMODIA 2001), July 1–4, 2001, Nagoya.

134. Gheorghiu V, Uebersch¨ar D. Enhancement potential of the thermal conversion efficiency of ICE cycles especially for use in hybrid vehicles. In: 5th Int. Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics (HEFEAT2007), Sun City, South Africa, 2007.

135. Markus Bauer, Matthias Auer, Gunnar Stiesch The combustion system of the man 20v35/44g gas engine// MTZ 4/2013

136. Корчемный Л.В., Механизм газораспределения автомобильного двигателя. кинематика и динамика, Машиностроение, 1981.

137. Dugald Clerk /The gas and oil engine/ New impression (1904)//John Wiley & Sons, 43 & 45 east Nineteenth Street, New York, 1907

138. Li H, Karim GA Experimental investigation of the knock and combustion characteristics of CH_4, H_2, CO, and some of their mixtures. J Power Energy 2006;220:459-71.

139. Waukesha Motor Company. F-1 & F-2 Octane rating units operation and maintenance. 2nd ed. 2003.

140. Herdin GR, Henkel W, Plohberger D. Experience with gas engines optimized for H_2-rich fuels. ASME, Internal Combustion Engine Division ICE; 2003. p. 679-90.

141. Karim G.A, Klat SR. The knock and autoignition characteristics of some gaseous fuels and their mixtures. Inst Fuel J 1966;39(302):109-19.

142. Production miller-cycle natural gas engine//Engine technology progressin Japan. Alternative fuels and engines//Chapter 1, july 1999

143. Klimstra J, Hernaez AB, Bouwman WH, Gerard A, Karil B, Quinto V, et al. Classification methods for the knock resistance of gaseous fuels - an attempt toward unification. In: 1999 Fall technical conference, Paper No. 99-ICE-214. p.127-7.

144. Leiker M, Christoph K, Rankl M, Cantellieri W, Pfeifer U. (AVL, Graz, Austria),Evaluation of anti-knocking property of gaseous fuels by means of methane number and its practical application to gas engines. ASME-72-DGP-4; 1972.

145. Ryan TW, Callahan TJ, King SR. Engine knock rating of natural gases – methane number. JEngGasTurbPower 1993;115:769-76.]

146. M. Malenshek, D.B. Olsen «Methane number testing of alternative gaseous fuels»// Engines&Energy Conversion Laboratory, Mechanical Engineering Department, Colorado State University, “Fuel” 88, (2009), 650-656.

147. Millo F, Ferraro C.V. Knock in SI engines: a comparison between different techniques for detection and control. SAETechnicalPaperNo. 982477; 1998

148. Song X, Guo Z. Production of synthesis gas by co-gasifying coke and natural gas in a fixed bed reactor. Energy 2007;32(10):1972-8.

149. Smith JA Bartley GJ. Stoichiometric operation of a gas engine utilizing synthesis gas and EGR for NOx control. Adv Eng Process Combust Fuels 2007;32(10):1972-8.

150. E. L. Petersen, D. M. Kalitan, S. Simmons, G. Bourgue, H. J. Curran and J. M. Simmie, Methane/Propane Oxidation at High Pressures: Experimental and Detaied Chemical Kinetic Modeling', Proc. Combust. Inst. 31 (2007) 447-454.

151. Kalam M. A., Masjuki H. H. и др. «Development and Test of a New Catalytic Converter for Natural Gas Fueled Engine», SAE Paper, № 2008-01-1550, 2008.

152. H. Yamamoto,C. Satokawa, M. Yahagi, K. Yamaseki, Ф. Hoshi, H. Uchida, H. Yokota. Catalytic removal of methane and NOx in lean-burn natural-gas Tokyo Gas Co., Ltd., Japan. 2002. 16 p. www.kgu.or.kr.

153. T. Kinnunen, O. Jahkola, S. Del Re, A. Moreno. Catalytic solutions for emission control of natural gas vehicles. Ecocat. 2009. 25 p. www.ecocat.com

154. S. Eriksson Development of catalysts for nutural gas-fired gas turbine combustors. Doctoral Thesis. Stockholm, Sweden. 2006. 79 p.

155. L. Pelkmans, D. De Keukeleere, G. Lenaers. Emissions and fuel consumption of natural gas powered city buses versus diesel buses in realcity traffic Vito. Flemish Institute for Technological Research, Belgium abstract book. 2000. P.10. http://books.google.com/books

156. J.E. Parks etc. NOx Trap Regeneration System Optimized in Gas Engine Oak Ridge National Laboratory. 2005. 2 p. www.ornl.gov.

157. G. Arney, D.B. Olsen, R. Mayces. Challenges in retrofitting selective catalytic reduction (SCR) systems to existing stationary natural gas fired engines.

Gas Machinery Conference (GMC). Nashville, Tennessee. 2011. 17 p. www.gmrc.org.

158. P. Cebrián CNG vehicles for urban transport. An available solution for cleaner air in cities. Iveco Medium and Heavy Development Platform. 2008. 27p.

159. MAN CNG buses. Future proof and sustainable technology. 2012.48p.

160. CNG system for natural gas and combined diesel-gas-drivetrains. 2012. www.future-with-diesel.com

161. F. Lauderdale Engine Technology and Corporate Overview. The Compelling Case for Natural Gas Vehicles. 2010. 38 p.

162. Yamamoto, C. Satokawa, M. Yahagi, K. etc. Tokyo Gas Co., Ltd., Japan. 2002. 16 p. www.kgu.or.kr.

163. E. Tena, T. Muller, C. Hamon, O. Le Lamer. Cogeneration and SCR of NOx by natural gas: advances towards commercialization. Gaz de France Research Department. 2007. 8 p.

164. J. E. Parks II, J. M. E. Storey, A. M. Williams, H. D. Ferguson III etc. Lean NOx trap catalysis for lean natural gas engine application. ORNL/TM - 2007/140/ 2007. 80 p.

165. J.J.G. Martins, K.Uzuneanu, B.S. Ribeiro, O. Jasasky. Thermodynamic Analysis of an Over-Expanded Engine//2004 SAE World Congress, Detroit, Michigan, March 8-11, 2004, SAE Technical paper series 2004-01-0617

166. R. Mikalsen ¤, Y.D. Wang, A.P. Roskilly A comparison of Miller and Otto cycle natural gas engines for small scale CHP applications./Applied Energy, Volume 86, Issue 6, June 2009, Pages 922–927

ОАО «Автодизель» (ЯМЗ)
150040, г. Ярославль,
проспект Октября, д. 75. Ф.07-50340
Тел.: +7 (4852) 58-81-20,
факс: +7 (4852) 58-81-44
Motor_ymz@gaz.ru , www.gaz.ru

УТВЕРЖДАЮ
Директор по развитию
ОАО «Автодизель»
_____ Шамаль Н.Л.
МП
"20" 02 2015 г.

АКТ

о внедрении результатов докторской диссертационной работы
Лукшо Владислава Анатольевича.

Комиссия в составе:

председатель: Мокроусов Д.С., директор инженерно-конструкторского центра;

члены комиссии: Кузнецов В.К., главный конструктор по серийным двигателям;

Воронов Г.В., главный конструктор по новым разработкам двигателей

составила настоящий акт о том, что результаты диссертационной работы: «Комплексный метод повышения энергоэффективности газовых двигателей с высокой степенью сжатия и укороченными тактами впуска и выпуска», представленной на соискание ученой степени доктора технических наук, использованы в инженерно-конструкторской работе ОАО «Автодизель» при создании конструкций и испытаниях газовых двигателей на базе выпускаемых шести- и восьмицилиндровых V-образных дизелей автотракторного, сельскохозяйственного и стационарного применения в виде:

1. Технических предложений по выполнению конструктивных схем систем питания газовых шести- и восьмицилиндровых V-образных двигателей ЯМЗ.

2. Экспериментальных данных по исследованию систем питания с центральной и распределённой подачей газа.

3. Технических рекомендаций по совершенствованию конструкций газовых двигателей для выполнения требований ТР ТС 018/2011 «О безопасности колесных транспортных средств» и ТР ТС 031/2012 «О безопасности сельскохозяйственных и лесохозяйственных тракторов и прицепов к ним» и Правил ООН №110.

Использование указанных результатов позволяет:

- повысить качество проектирования и эффективность новых разработок;
- сократить затраты на проведение работ.

Результаты внедрялись при выполнении НИР и ОКР по теме: «Создание энергетических установок многоцелевого назначения, работающих на альтернативных топливах». Государственный контракт от "12" июля 2005 г. № 02.447.11.5012.

Председатель комиссии _____ Мокроусов Д.С.

Члены комиссии: _____ Кузнецов В.К.

_____ Воронов Г.В.

D.V.S.eko Д.В.С.эко
Limited Liability Company
Общество с Ограниченной Ответственностью

Юридический адрес: Россия, 109559, Москва, Краснодарская улица,
д60- 153 Фактический адрес: Россия, 109386, Москва, Новороссийская улица, 24/1
Тел: + 7 (495) 359-73-36 Факс: +7 (495) 359-73-49
E-mail: dvs.53@mail.ru

УТВЕРЖДАЮ:
Генеральный директор
ООО "Д.В.С. эко"
_____ В.И. Хорьков
М.П.
"25" 08 2015г.

А К Т

о внедрении результатов докторской диссертационной работы
Лукшо Владислава Анатольевича.

Комиссия в составе:

Председатель: Корьков В.И. (должность) Ген. дир
члены комиссии: Савушкин А.Н. (должность) Зам ген дир по развитию
Воробьев (должность) Зам ген. дир по производству

составили настоящий акт о том, что результаты диссертационной работы: "Комплексный метод повышения энергоэффективности газовых двигателей с высокой степенью сжатия и укороченными тактами впуска и выпуска", представленной на соискание ученой степени доктора технических наук, использованы в проектной деятельности ООО "Д.В.С. эко" при разработке и испытаниях автобусов семейства ЛиАЗ с газовыми двигателями:

1. Методики расчёта компонентов системы питания: газовые дозаторы-форсунки, газовые рампы, газовые редукторы и предохранительные устройства.
2. Экспериментальных данных по исследованию рабочих характеристик газовых редукторов-подогревателей и газовых форсунок.
3. Эскизных проектов компоновок газовой системы питания в газобаллонных автобусах ЛиАЗ 5256 и ЛиАЗ 5292.
4. Рекомендаций по доработке конструкций систем питания газовых двигателей с целью выполнения требований ТР ТС 018/2011 " О безопасности колесных транспортных средств" и Правил ООН №110.

Использование указанных результатов позволяет:
- повысить качество проектирования и эффективность новых разработок;
- сократить затраты на проведение работ.

Результаты внедрялись при выполнении НИР и ОКР по темам:
1. "Создание автобусов средней и большой вместимости с газовыми двигателями нового поколения перспективных экологических классов", договор № 1488/202.5-12 от 01.10.2012.
2. 6/302-10 от 26.01.10г.
3. №2053.Д.Н.НТУ.1014.1036 от 02.110.2014г.

Председатель комиссии Корьков В.И. (Ф,И,О,)

Члены комиссии: Савушкин А.Н. (Ф,И,О,)
Воробьев И.А. (Ф,И,О,)

ПУБЛИЧНОЕ АКЦИОНЕРНОЕ ОБЩЕСТВО «КАМАЗ»

НАУЧНО – ТЕХНИЧЕСКИЙ ЦЕНТР

пр. Автозаводский, 2 г. Набережные Челны,
Республика Татарстан, Россия ,423827
тел. (8552) 37-27-90, 55-08-23, факс 37-28-34
e -mail: pgk@kamaz.ru
ОГРН 1 0 2 1 6 0 2 0 1 3 9 7 1

от _____ № _____
на № _____ от _____

УТВЕРЖДАЮ
Главный конструктор ПАО «КАМАЗ» –
директор НТЦ

_____ Л.Х. Валеев

«28» 01 2015 г.

АКТ

о внедрении результатов докторской диссертационной работы
Лукшо Владислава Анатольевича.

Комиссия в составе:
Председатель: Куликов А.С. – главный конструктор по двигателям.
Члены комиссии: Хафизов Р.Х. - зам. главного конструктора по исследованиям двигателей,
Борисенков Е.Р – главный специалист по сертификации двигателей
составили настоящий акт о том, что результаты диссертационной работы: **«Комплексный метод повышения энергоэффективности газовых двигателей с высокой степенью сжатия и укороченными тактами впуска и выпуска»**, представленной на соискание ученой степени доктора технических наук, использованы в проектной и сертификационной деятельности НТЦ ПАО «КАМАЗ» при разработке и испытаниях новых газовых двигателей КАМАЗ семейства 820.90 в виде:

1. Технических предложений по направлениям выполнения конструктивных схем системы питания газовых двигателей.
2. Предложений по экспериментальным исследованиям распределительных валов с различными фазами открытия и закрытия впускных и выпускных клапанов, различных типов камер сгорания.
3. Рекомендаций по выполнению требований ТР ТС 018/2011 «О безопасности колесных транспортных средств» и Правил ЕЭК ООН №№ 49 и 110 для целей сертификации.

Использование указанных результатов позволяет:
- повысить качество проектирования и эффективность новых разработок;
- сократить затраты на проведение НИОКР.

Результаты внедрялись при выполнении НИОКР по теме: «Создание автотранспортных средств массой более 6 тонн и автобусов средней и большой вместимости с газовыми двигателями нового поколения перспективных экологических классов» (Шифр «ГАЗ»), Государственный контракт от 24.07.2012 г. № 12411.0810200.20.В25.

Председатель комиссии _____ Куликов А.С,.

Члены комиссии: _____ Хафизов Р.Х..

_____ Борисенков Е.Р.

ДИВИЗИОН АВТОБУСЫ
ООО «Русские Автобусы-Группа ГАЗ»
143050, Московская область,
Одинцовский район,
д.Малые Вяземы, д.1
Почтовый адрес: 123308, Россия,
г.Москва, а/я 101
тел.:+7(495)720-50-29/63,
факс:+7(495)720-50-06
e-mail: rap@rusprомauto.ru

УТВЕРЖДАЮ
Директор по продажам
ООО «Русские Автобусы – Группа ГАЗ»

Полюшкевич В.Л.

"02" сентября 2015 г.

АКТ

о внедрении результатов докторской диссертационной работы
Лукшо Владислава Анатольевича.

Комиссия в составе:

Председатель: Маковецкий В.В., Технический директор;

члены комиссии: Шеенков С.Н., Заместитель технического директора;

Павлов Ю.С., главный специалист,

составили настоящий акт о том, что результаты диссертационной работы: «Комплексный метод повышения энергоэффективности газовых двигателей с высокой степенью сжатия и укороченными тактами впуска и выпуска», представленной на соискание ученой степени доктора технических наук, использованы в проектной деятельности ООО «Русские автобусы - Группа ГАЗ» при разработке и испытаниях автобусов семейства ЛиАЗ с газовыми двигателями:

1. Технических предложений по выполнению общих компоновок размещения газобаллонного оборудования и системы питания газового двигателя.

2. Экспериментальных данных по исследованию рабочих характеристик по топливной экономичности и скоростным свойствам автобусов с газовыми двигателями.

3. Рекомендаций по доработке конструкции двигателя и его системы питания с целью выполнению требований ТР ТС 018/2011 «О безопасности колесных транспортных средств» и Правил ООН №110.

Использование указанных результатов позволяет:
- повысить качество проектирования и эффективность новых разработок;
- сократить затраты на проведение работ.

Результаты внедрялись при выполнении НИР и ОКР по темам:

«Создание автотранспортных средств массой более 6 тонн и автобусов средней и большой вместимости с газовыми двигателями нового поколения перспективных экологических классов» (Шифр «ГАЗ»), Государственный контракт от 24.07.2012 г. № 12411.0810200.20.В25.

Председатель комиссии Маковецкий В.В.

Члены комиссии: Шеенков С.Н.

Павлов Ю.С.