

Г. М. Кухарёнок
А. Н. Петрученко
Д. Г. Гершань

**РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС ДВИГАТЕЛЕЙ
ПРИ РАБОТЕ НА АЛЬТЕРНАТИВНЫХ ТОПЛИВАХ**

Минск
БНТУ
2017

УДК 621.436-634:502.17

Кухарёнок, Г. М. Рабочий процесс двигателей при работе на альтернативных топливах / Г. М. Кухарёнок, А. Н. Петрученко, Д. Г. Гершань. – Минск : БНТУ, 2017. – 299 с. – ISBN 978-985-550-969-2.

Рассмотрены рабочие процессы бензиновых и дизельных двигателей при применении смесевых топлив, содержащих этанол или бутанол.

Приведены результаты экспериментальных и расчетных исследований.

Даны рекомендации по выбору параметров рабочего процесса и состава альтернативных топлив.

Монография предназначена для научных и инженерно-технических работников, занимающихся исследованиями, проектированием и эксплуатацией двигателей внутреннего сгорания, а также для аспирантов, магистрантов и студентов вузов.

Табл. 59 . Ил. 197. Библиогр. 56 назв.

Рекомендовано к изданию научно-техническим советом
Белорусского национального технического университета
(протокол № 5 от 29 мая 2016 г.)

Рецензенты :

заведующий кафедрой «Техническая эксплуатация автомобилей»

Белорусского национального технического университета,

д-р техн. наук, проф. *В. С. Ивашко*;

д-р техн. наук, проф. *В. К. Ярошевич*

ISBN 978-985-550-969-2

© Кухарёнок Г. М.,

Петрученко А. Н.,

Гершань Д. Г., 2017

© Белорусский национальный
технический университет, 2017

Оглавление

ВВЕДЕНИЕ.....	8
1 ЛИТЕРАТУРНЫЙ ОБЗОР И АНАЛИЗ ПОКАЗАТЕЛЕЙ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЕЙ ПРИ ПРИМЕНЕНИИ АЛЬТЕРНАТИВНЫХ ТОПЛИВ.....	10
1.1 Обоснование необходимости использования альтернативных топлив в двигателях.....	10
1.2 Виды альтернативных топлив не нефтяного происхождения для двигателей.....	10
1.3 Применение спиртов в качестве моторных топлив для двигателей с искровым зажиганием.....	12
1.3.1 Использование этанола в двигателях внутреннего сгорания.....	13
1.3.2 Перспективы использования бутанола в качестве моторного топлива для двигателей с искровым зажиганием.....	30
1.4 Использование спиртов в дизелях.....	32
1.4.1 Применение этанола в дизелях.....	37
1.4.2 Исследования по использованию бутанола в дизелях.....	41
2 МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДВИГАТЕЛЕЙ, РАБОТАЮЩИХ НА АЛЬТЕРНАТИВНЫХ ТОПЛИВАХ.....	46
2.1 Математическая модель рабочего процесса дизеля.....	46
2.1.1 Определение параметров газов в цилиндре.....	46
2.1.2 Моделирование характеристик выгорания топлива.....	50
2.2 Математическая модель рабочего процесса двигателя с искровым зажиганием.....	55
2.2.2 Моделирование процесса сгорания.....	60
2.2.3 Моделирование негомогенности заряда в цилиндре двигателя.....	67
3 РАСЧЕТНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДИЗЕЛЯ.....	71
3.1 ПОКАЗАТЕЛИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДИЗЕЛЯ ПРИ ПРИМЕНЕНИИ СПИРТСОДЕРЖАЩИХ ТОПЛИВ.....	71
3.1 Влияние содержания бутанола на среднее индикаторное давление и максимальную температуру процесса сгорания.....	71

3.2 Показатели рабочего процесса в зависимости от содержания бутанола в смеси при различных углах опережения впрыска топлива и расходах воздуха.....	73
3.3 Влияние параметров топливоподачи на показатели рабочего процесса дизеля	78
3.3.1 Угол опережения впрыска топлива и диаметр сопловых отверстий распылителя.....	78
3.3.2 Угол опережения и давления впрыска топлива.....	89
3.4 Применение многофазного впрыска при работе на смешевом топливе	93
3.4.1 Регрессионные зависимости для определения удельного расхода топлива и выбросов оксидов азота при двухфазном впрыске топлива.....	93
3.4.2 Влияние смешевого топлива на удельный индикаторный расход топлива при применении двухфазного впрыска.....	94
3.4.3 Влияние смешевого топлива на удельный выброс оксидов азота при применении двухфазного впрыска	100
3.5 Показатели дизеля при работе на смешевом топливе и применении рециркуляции отработавших газов	104
3.6 Показатели автомобильного дизеля при работе по 13-ти ступенчатому экологическому циклу	110
3.7 Влияние смешевого топлива на показатели рабочего процесса дизеля на режимах внешней скоростной характеристики.....	120
3.8 Снижение оксидов азота в дизелях при применении смесей дизельного топлива и бутанола.....	133
3.8.1 Исходные данные моделирования.....	133
3.8.2 Определение интервалов изменения цикловой подачи топлива и степени рециркуляции отработавших газов, обеспечивающих выбросы оксидов азота уровня Евро-5	134
3.8.3 Построение регрессионных зависимостей.....	146
3.8.4 Выбор сочетаний цикловой подачи топлива и степени рециркуляции.....	149
3.8.5 Рециркуляция отработавших газов и цикловая подача топлива, обеспечивающие минимальные выбросы оксидов азота	156
3.9 Результаты испытаний двигателя Д-245.2 на спиртодизельной смеси, содержащей 15% бутанола	159
3.9.1 Объект испытаний.....	159

3.9.2 Экспериментальная установка и методика испытаний	160
3.9.3 Результаты испытаний	162
3.9.3.1 При неизменной регулировке топливной аппаратуры ...	162
3.9.3.2 Испытания по условной внешней скоростной характеристике	166
4 МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДИЗЕЛЯ ПРИ ПРИМЕНЕНИИ СМЕСЕЙ МЕТИЛОВОГО ЭФИРА ЖИРНЫХ КИСЛОТ РАПСОВОГО МАСЛА С БУТАНОЛОМ И ЭТАНОЛОМ.....	171
4.1 Показатели рабочего процесса на смесях метилового эфира жирных кислот рапсового масла с бутанолом	171
4.1.1 При постоянной величине цикловой подачи топлива	171
4.1.2 Особенности рабочего процесса дизеля при обеспечении заданного нагрузочного режима	178
4.2 Работа дизеля на смесях МЭРМ с этанолом	180
4.2.1 Рабочий процесс дизеля при применении смесей МЭРМ с этанолом	181
4.2.2 Образование оксидов азота при использовании метилового эфира жирных кислот рапсового масла и его смесей с этанолом в качестве моторных топлив	193
4.2.3 Выбросы оксидов азота на различных нагрузочных режимах.....	199
5 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ ДИЗЕЛЯ ПРИ ПРИМЕНЕНИИ СПИРТСОДЕРЖАЩИХ ТОПЛИВ.....	205
5.1 Одноцилиндровая установка	205
5.2 Программа исследований	207
5.3 Подготовка спиртодизельных смесей.....	208
5.4 Работа на смесях дизельного топлива с бутанолом	208
5.5 Работа на смесях метилового эфира жирных кислот рапсового масла с бутанолом	214
5.6 Показатели процесса сгорания при использовании смесей МЭРМ и этанола.....	217
6 РАСЧЕТНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДВИГАТЕЛЯ С ИСКРОВОМ ЗАЖИГАНИЕМ ПРИ РАБОТЕ НА СМЕСЯХ БЕНЗИНА С БУТАНОЛОМ	221
6.1 Влияние состава смесцевого топлива на показатели рабочего процесса на режиме максимальной мощности	221

6.1 Расчет рабочего процесса при постоянном часовом расходе топлива.....	221
6.1.2 Расчет рабочего процесса при постоянной мощности двигателя.....	227
6.2 Влияние состава смесового топлива на параметры рабочего процесса на режиме максимального крутящего момента	228
6.2.1 Параметры рабочего процесса при постоянном часовом расходе топлива.....	228
6.2.2 Параметры рабочего процесса при постоянном крутящем моменте двигателя.....	230
7 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДВИГАТЕЛЯ С ИСКРОВОМ ЗАЖИГАНИЕМ ПРИ РАБОТЕ НА СМЕСЯХ БЕНЗИНА С БУТАНОЛОМ.....	232
7.1 Испытательный стенд	232
7.2 Условия и порядок проведения испытаний	233
7.3 Исследование показателей двигателя по нагрузочным характеристикам	233
7.3 Скоростные характеристики двигателя.....	244
7.4 Регулировочные характеристики по углу опережения зажигания	250
7.5 Исследования по углу открытия дроссельной заслонки.....	253
7.6 Индексирование бензинового двигателя.....	258
8 ВЫБОР РЕГУЛИРОВОЧНЫХ ПАРАМЕТРОВ И РАЗРАБОТКА РЕКОМЕНДАЦИЙ ПО ЭКСПЛУАТАЦИИ ДВИГАТЕЛЯ НА СМЕСЯХ БЕНЗИНА С БУТАНОЛОМ.....	260
8.1 Программа и методика стендовых испытаний	260
8.1.1 Условия и порядок проведения испытаний.....	260
8.2 Результаты испытаний.....	261
8.2.1 Исследования по нагрузочным характеристикам	261
8.2.2 Регулировочные характеристики.....	262
8.3 Построение регрессионных зависимостей.....	265
8.4 Анализ результатов исследований.....	267
8.4.1 Показатели работы двигателя в зависимости от угла опережения зажигания и концентрации бутанола в смеси	268
8.4.2 Работа двигателя при различных значениях частоты вращения коленчатого вала и концентрации бутанола в смеси	270

9 МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДВИГАТЕЛЯ С ИСКРОВЫМ ЗАЖИГАНИЕМ ПРИ РАБОТЕ НА СМЕСЯХ БЕНЗИНА С ЭТАНОЛОМ.....	274
9.1 Исходные данные	274
9.2 Результаты моделирования.....	275
10 ВЛИЯНИЕ СМЕСЕЙ БЕНЗИНА С ЭТАНОЛОМ НА ПОКАЗАТЕЛИ ДВИГАТЕЛЯ С ИСКРОВЫМ ЗАЖИГАНИЕМ	282
10.1 Результаты испытаний двигателя по нагрузочным характеристикам	282
10.2 Исследования работы двигателя по регулировочным характеристикам	285
10.2.1 Условия и порядок проведения испытаний	285
10.2.2 Результаты испытаний	285
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	294

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время большинство ДВС в качестве топлива использует топливо, получаемое из нефти. В целом на долю ДВС установленных на транспортных средствах приходится до 70% суммарного мирового потребления нефтепродуктов. Использование в таких количествах углеродного топлива нефтяного происхождения вызывает две глобальные проблемы:

- экономическую, связанную с высокой стоимостью нефтепродуктов, низкими запасами мощности мировой добычи нефти и ростом их мирового потребления;

- экологическую. В больших городах остро встает проблема экологии. Считается, что доля автотранспорта в загрязнении городского воздуха составляет 82 % от всех выбросов в атмосферу вредных газов [1]. При работе ДВС образуется целая гамма вредных веществ. Нормы «Евро 0...6», «ЕЕV», все более ужесточающие требования по ограничению выбросов с отработавшими газами оксида углерода CO, углеводородов HC, оксидов азота NO_x и твердых частиц, направлены на уменьшение вреда экологии от автомобильных двигателей. Не стоит забывать и о парниковом эффекте, влиянии углекислого газа CO₂ на атмосферу.

Эти проблемы определяют актуальность исследований и разработок, направленных на диверсификацию сырьевой базы, поиск эффективных и экологически чистых топлив, так называемых альтернативных моторных топлив.

Одним из направлений, позволяющих, с одной стороны, существенно сократить количество вредных веществ в отработавших газах двигателей, а с другой – снизить потребление нефтепродуктов, является разработка смесевых бензинов и дизельных топлив, которая предполагает введение в топливо оксигенатов – кислородсодержащих соединений, а также адаптация двигателей для работы на этих топливах.

В настоящее время к наиболее прогрессивным видам альтернативного моторного топлива относятся спирты (этанол, бутанол) и метиловый эфир рапсового масла.

Наряду с проблемами их производства существуют также проблемы использования их отдельно или в виде смесей в качестве

топлива для двигателей, решение которых возможно при рациональном применении математических моделей рабочего процесса, учитывающих физические и химические свойства топлив, и проведении экспериментальных исследований, направленных на поиск регулировочных параметров, обеспечивающих эффективную работу двигателя.

Поэтому в настоящее время актуальна разработка и практическая реализация комплексных решений для обоснованного выбора параметров рабочего процесса двигателей, работающих на альтернативных топливах.

1 ЛИТЕРАТУРНЫЙ ОБЗОР И АНАЛИЗ ПОКАЗАТЕЛЕЙ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЕЙ ПРИ ПРИМЕНЕНИИ АЛЬТЕРНАТИВНЫХ ТОПЛИВ

1.1 Обоснование необходимости использования альтернативных топлив в двигателях

Необходимость использования возобновляемых источников энергии для получения различных видов топлив не вызывает сомнений. Даже с учетом возможного наращивания запасов нефти за счет интенсивных геологоразведочных работ нефтяной кризис может разразиться задолго до того, как будут исчерпаны нефтяные запасы планеты.

Симптомы кризисных явлений наблюдаются уже сейчас. Так, потребность в последние 10...15 лет в значительном ежегодном увеличении объемов добычи нефти является основной причиной острых противоречий между государствами с высоким уровнем энергопотребления.

В связи со стремлением к уменьшению зависимости от поставок нефти, решением экологических проблем, обусловленных использованием нефтепродуктов, за последние десятилетия в мире значительно вырос интерес к производству моторных топлив на основе возобновляемых источников. Это касается и нашей страны, которая обладает небольшими запасами нефти.

1.2 Виды альтернативных топлив не нефтяного происхождения для двигателей

Альтернативные виды топлива можно классифицировать следующим образом:

- по агрегатному состоянию: газообразные, жидкие, твердые;
- по составу: спирты, эфиры, растительные масла, водород;
- по источникам сырья: из угля, торфа, сланцев, биомассы;
- по объемам использования: целиком, в качестве добавок.

Наиболее распространенные виды альтернативного топлива: сжатый природный газ, сжиженный нефтяной газ, биогаз, водород, метанол, этанол, бутанол, диметиловый, диэтиловый, метил-трет-бутиловый эфиры, рапсовое масло, метиловый эфир рапсового масла.

Возможность использования любого вида топлива в двигателях определяется совокупностью его физических и химических свойств, знание которых позволяет качественно организовать рабочий процесс для получения требуемых показателей работы двигателя.

Применение этанола, бутанола и метилового эфира рапсового масла в двигателях по сравнению с использованием других альтернативных топлив в настоящее время является наиболее предпочтительным.

Этанол, обладающий высоким октановым числом и энергетической ценностью, обеспечивает двигателю высокий КПД и низкий уровень выбросов вредных веществ и особо популярен в странах с теплым климатом. Этанол в качестве добавки к топливам более эффективен, чем метанол, так как он лучше растворяется в углеводородах и менее гигроскопичен.

Бутанол в качестве альтернативного моторного топлива стал рассматриваться относительно недавно, в связи с появлением технологий позволяющих наладить его промышленное производство, хотя по своим свойствам он превосходит метанол и этанол, особенно для использования в дизелях. На сегодняшний день бутанол является одним из наиболее прогрессивных видов альтернативного топлива.

Метилловый эфир рапсового масла (МЭРМ) получают в результате химической реакции в ректификационных колоннах, смешивая растительное масло с метанолом и катализатором. Он имеет свойства более близкие к дизельному топливу, чем рапсовое масло.

МЭРМ нашел широкое применение в качестве топлива для дизельных двигателей, как в чистом виде, так и в смеси с дизельным топливом.

По некоторым параметрам МЭРМ даже превосходит ДТ:

- данный вид топлива является возобновляемым;
- пониженные выбросы сажи (40...60%), частиц (20...50%), оксида серы и ароматических углеводородов двигателем при его использовании.
- использование МЭРМ в качестве топлива для дизелей практически не требует изменений конструкции топливной системы двигателя.

Вместе с тем использование МЭРМ в дизелях имеет свои отрицательные стороны:

- уменьшение эффективной мощности двигателя (5...7%);
- увеличение выбросов оксидов азота с отработавшими газами (до 20%);
- сокращение временных интервалов между заменами моторного масла, периодическая замена топливных шлангов в системе питания двигателя из-за повышенной химической агрессивности МЭРМ;
- стоимость производимого продукта не уступает стоимости стандартного дизельного топлива.

Добавка до 7% МЭРМ в дизельное топливо допускается Техническим регламентом таможенного Союза 013/2011.[2].

Анализ показывает, что дальнейшее развитие исследований по применению МЭРМ в дизелях связано с изучением рабочего процесса дизеля на смесях МЭРМ со спиртами.

1.3 Применение спиртов в качестве моторных топлив для двигателей с искровым зажиганием

Спирты, относящиеся к возобновляемым видам топлива, бесспорно, имеют большие преимущества перед топливами нефтяного происхождения в отношении снижения выхода NO_x и сажи. Применение спиртов значительно проще реализовать в двигателях с принудительным зажиганием, чем в дизелях, что определяется их свойствами.

Несмотря на то, что теплотворная способность спиртов почти в два раза меньше теплотворной способности бензина, спиртовое топливо дает возможность значительно повысить мощность двигателя по сравнению с бензином. Для сгорания одной весовой части спирта требуется 6,5...11,2 весовых частей воздуха, а для сгорания бензина 15 частей. Таким образом, за счет увеличения расхода топлива, причем обладающего высоким антидетонационными качествами, имеется возможность повысить мощность двигателя. Спирты обладают более высокой скрытой теплотой испарения (парообразования) чем бензины, что дает лучшее охлаждение горючей спиртовой смеси, поступающей в цилиндр двигателя, а это, в свою очередь, способствует лучшему наполнению цилиндра. Тепловая напряженность форсированного двигателя, работающего на спирту, значительно снижается.

1.3.1 Использование этанола в двигателях внутреннего сгорания

Несмотря на более высокую стоимость по сравнению с метанолом, использование этанола в качестве моторного топлива предпочтительнее по ряду причин:

- более высокая теплота сгорания (на 35% выше, чем у метанола);
- лучшая растворимость в бензине;
- меньшая коррозионная агрессивность к металлам и резинам, а также меньшая токсичность;
- этанол способствует снижению парниковых газов, выбросов котельных и автомобильных выхлопов, токсических веществ и аэрозолей в атмосферу, уменьшению образования нагара в двигателях.
- этанол биоразлагаем и не загрязняет природные водные системы;
- этанол является возобновляемым ресурсом, в то время как образование ископаемых топлив (уголь, нефть) занимает миллионы лет.

Этанол по некоторым параметрам превосходит бензин. В нем гораздо меньше примесей (например, серы). Применение этанола позволяет вывести из состава бензина канцерогенный бензол.

Наряду с достоинствами этанолсодержащие топлива обладают рядом недостатков:

- почти на 40% меньшая, чем у бензина, теплотворная способность этанола приводит к снижению мощности, развиваемой двигателем. Однако, данный недостаток в значительной степени компенсируется большей полнотой сгорания этанолсодержащего бензина;
- фазовая их нестабильность при обводнении, т. е. расслоение смесей. Решением данной проблемы может быть введение в этанолсодержащее топливо определенных добавок, а также обеспечение условий, препятствующих попаданию воды в топливо;
- наличие в спиртах полярной гидроксильной группы, которая делает их химически более активными, чем эфиры и традиционные виды топлив. Этанол даже при малом содержании воды приобретает высокую электропроводность, поэтому способствует коррозии металлов. Причем он особенно агрессивен по отношению к цинку, латуни, свинцу, алюминию, а также стали, покрытой сплавом свинца и олова (припой на свинцовой основе). Поэтому, например, на бразильских автомобилях, использующих бензино-этанольное топливо, некоторые медные и цинковые детали заменяются на никелевые.

При введении в бензин спиртов в количествах не более 10% их недостатки становятся несущественными. Известно, что при содержании этанола в топливной смеси до 10% не требуется модернизации двигателей и при этом затруднений в эксплуатации автомобилей не возникает. Все крупные производители автомобилей, мотоциклов и снегоходов в США одобрили использование в качестве топлива для своей продукции смеси бензина и этанола (до 10%). В связи с чем, в последнее время наибольшее внимание уделяется разработке добавок на основе спирта.

Кроме того, за рубежом в бензиновых двигателях практическое применение получили смеси 10...20% этанола с нефтяными бензинами, получившие название «газохол». Согласно стандарту ASTM, разработанному национальной комиссией по спиртовым топливам США, газохол с 10% этанола характеризуется следующими показателями: плотность 730...760 кг/м³, температурные пределы выкипания 25...210 °С, теплота сгорания 41,9 МДж/кг, теплота испарения 465 кДж/кг, давление насыщенных паров при 38 °С 55...110 кПа, вязкость при -40°С 0,6 мм²/с, стехиометрический коэффициент 14. Таким образом, по большинству показателей газохол соответствует автомобильным бензинам.

При использовании обводненного этанола в условиях пониженных температур окружающей среды для предотвращения расслоения в смесь необходимо вводить стабилизаторы, в качестве которых используют пропанол, втор-пропанол, изобутанол и др. Так, добавка 2,5...3,0% изобутанола обеспечивает устойчивость смеси этанола, содержащего 5% воды, с бензином при температуре до - 20 °С.

На кафедре «Двигатели и теплотехника» Национального транспортного университета Украины разработана двухтопливная система питания, которая обеспечивает отдельную подачу бензина и спирта в цилиндры двигателя. Система обеспечивает работу двигателя на режимах пуска, холостого хода и малых нагрузок на бензине, а на средних и полных нагрузках – на смеси бензина и спирта разного соотношения [3].

Результаты экспериментальных стендовых испытаний двигателя ЗМЗ-53-12, работающего со штатной и двухтопливной системами питания, показаны на рисунках 1.1 и 1.2.

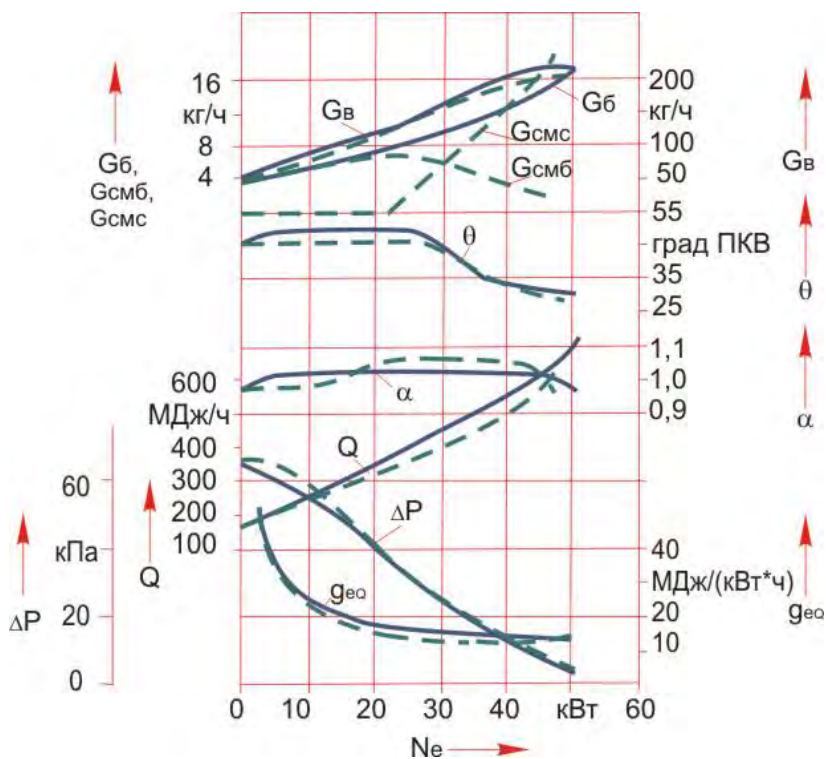


Рис. 1.1 – Нагрузочная характеристика двигателя 8С492/80 (ЗМЗ-53-12) при работе на бензине и бензоспиртовых смесях:
 — — штатная система питания, — — двухтопливная система питания

При проведении стендовых испытаний двигателя определялись параметры: эффективная мощность двигателя N_e ; часовой расход воздуха G_b ; часовые расходы бензина G_b и спирта G_c ; разрежение во впускном трубопроводе ΔP ; суммарная теплота, полученная при сгорании топлив Q ; угол опережения зажигания θ , частота вращения коленчатого вала n , а также концентрации в отработавших газах оксида углерода CO , углеводородов C_mH_n , оксидов азота NO_x , формальдегида $НСНО$, ацетальдегида $СН_3СНО$. Расчетным методом определялись коэффициент избытка воздуха α и удельный расход теплоты на единицу полученной мощности в единицу времени $g_{еq}$.

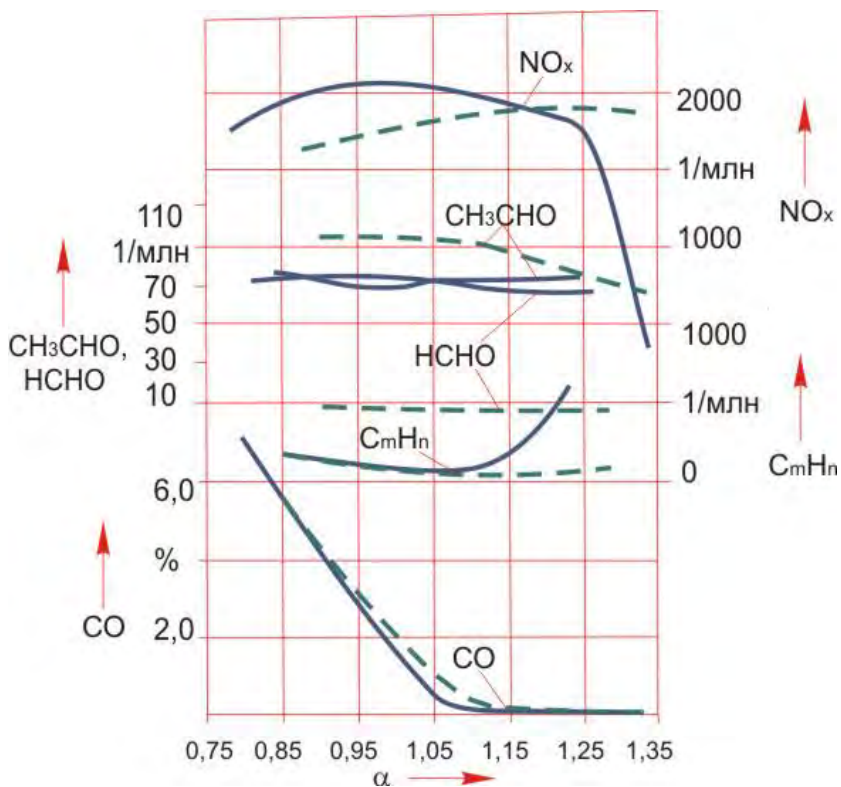


Рис. 1.2 – характеристика по составу смеси двигателя 8Ч92/80 (ЗМЗ-53-12) при $n=2000$ об/мин и $\Delta P=30$ кПа:
 — — бензин, — — этанол

Из приведенных зависимостей видно, что энергетические показатели двигателя с двухтопливной системой питания незначительно (на 7%) ниже, чем со штатной системой питания. Объясняется это тем, что количество горючей смеси, поступившей в цилиндр двигателя с опытной системой, а значит количество теплоты, несколько меньше по сравнению со штатным карбюратором из-за большего сопротивления на впуске. Этот недостаток может быть устранен путем использования карбюратора с большими сечениями каналов. Вместе с тем удельный расход теплоты двигателе g_{eQ} , при работе на смеси бензина и спирта несколько меньше чем на бензине, что объ-

ясняется более высокими значениями α и возможным улучшением смесеобразования.

Концентрации формальдегида, ацетальдегида в отработавших газах (ОГ) двигателя при работе на бензине практически одинаковы и не зависят от состава смеси. При работе двигателя на этиловом спирте содержание ацетальдегида в ОГ несколько выше, а углеводородов ниже, чем при работе на бензине. Содержание формальдегида значительно меньше – практически в 8...10 раз. При одинаковом составе горючей смеси максимальные значения концентрации NO_x в ОГ смещаются в сторону более бедных смесей.

В целом при исследовании двухтопливной системы питания на двигателе ЗМЗ-53-12 установлено, что использование этилового спирта в смеси с бензином не ведет к ухудшению экологических показателей двигателя.

На рисунках 1.3, 1.4 и 1.5 приведены результаты исследований работы двигателя ВАЗ-2108 (4Ч 7,6/7,1) при работе на бензоэтанольных смесях [4].

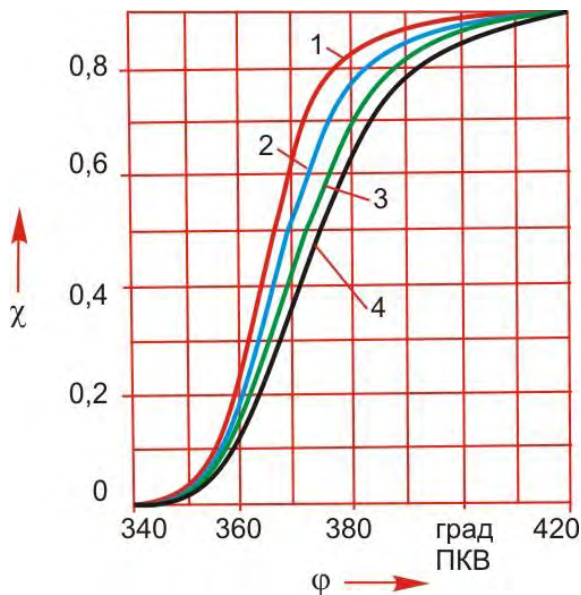


Рис. 1.3 – Влияние добавки этанола к бензину на тепловыделение:
1 – K=0; 2 – K=10%; 3 – K=20%; 4 – K=30%

Как видно из рисунка 1.3 (частота $n=3400$ об/мин, угол открытия дроссельной заслонки $\varphi_{др}=60\%$) с увеличением концентрации этанола в смеси (K) процесс тепловыделения в первой своей части замедляется. Это приводит к тому, что с ростом K заметно уменьшаются значения коэффициента тепловыделения в ВМТ $\chi_{ВМТ}$ и в точке, соответствующей достижению максимального давления цикла P_{max} (рисунок 1.4).

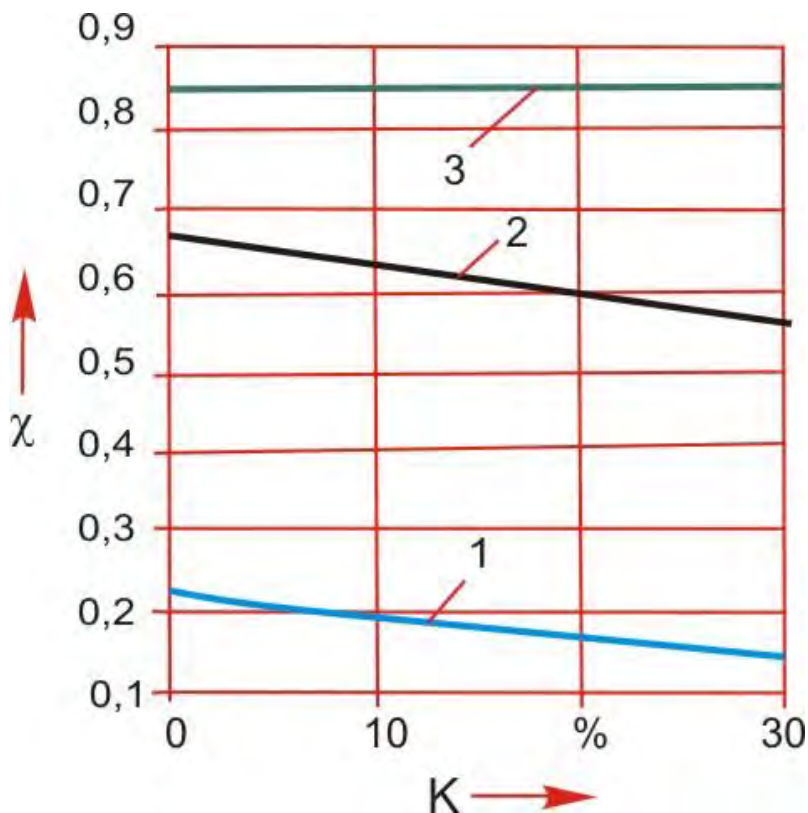


Рис. 1.4 – Влияние добавки этанола к бензину на величину коэффициента тепловыделения в характерных точках цикла:
1 – $\chi_{ВМТ}$; 2 – $\chi_{P_{max}}$; 3 – $\chi_{T_{max}}$

Отмеченное замедление тепловыделения приводит к тому, что значения максимальных давления и температуры цикла P_{\max} и T_{\max} оказываются ниже с увеличением концентрации этанола в топливной смеси (рисунок 1.5). С ростом K уменьшается и величина среднего индикаторного давления p_i и несколько возрастает индикаторный КПД η_i . Увеличение индикаторного КПД по мере возрастания доли этанола без перерегулировки системы питания обусловлено увеличением коэффициента избытка воздуха.

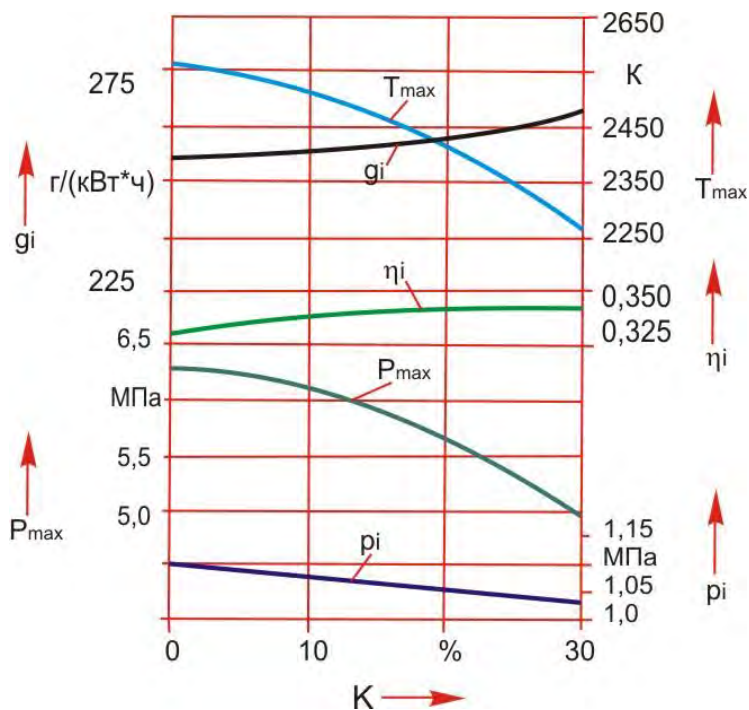


Рис. 1.5 – Изменение индикаторных показателей двигателя ВА3-2103 ($n=3400$ об/мин, $\varphi_{др}=100\%$)

Влияние добавки этанола на минимальные значения по внешней скоростной характеристике удельных эффективных расходов бензо-этанольной смеси g_e , бензина $g_{eб}$ и сокращение расхода последнего для ВА3-2103 представлены в таблице 1.1.

Таблица 1.1 – Влияние добавки этанола в топливной смеси на сокращение расхода бензина

K, %	g_e	$g_{eб}$	Сокращение расхода бензина, %
	г/(кВт·ч)		
0	305	305	0
5	307	292	4,2
10	310	279	8,5
20	320	256	16
30	335	235	23

Исследования, проведенные в работе [5] показали, что смеси E20 и E10 являются агрессивными к большинству материалов, используемых в автомобилестроении. Было обнаружено, что длительный контакт с указанными смесями приводит к изменению цвета всех тестируемых металлов, а в отдельных случаях – незначительной их коррозии. Все испытуемые пластики подверглись разрушению, а эластомеры некоторому разбуханию.

Исследованию влияния этанолосодержащих топлив на основные параметры двигателей посвящен ряд теоретических и экспериментальных работ [6–17].

В работах [9] и [10] проводились экспериментальные и модельные исследования по сравнению энергетических и экологических показателей автомобильного двигателя VA3-2106, работающего на бензине А-92 и смеси, состоящей из бензина А-76 и 10% этанола. На рисунке 1.6 представлена внешняя скоростная характеристика испытуемого двигателя.

Как видно из рисунка характер изменения крутящего момента, эффективной мощности и часового расхода топлива для бензина и смеси практически одинаков. В области малых и высоких частот вращения удельный эффективный расход топлива до 12% ниже для смеси, что может объясняться более высоким значением коэффициента избытка воздуха в сравнении с бензиновым вариантом. Вместе с тем, увеличение коэффициента избытка воздуха приводит к заметному повышению выбросов оксидов азота (до 50%). Для уменьшения содержания NO_x в отработавших газах авторами предлагается увеличить проходные сечения топливных жиклеров с одновременной корректировкой угла опережения зажигания.

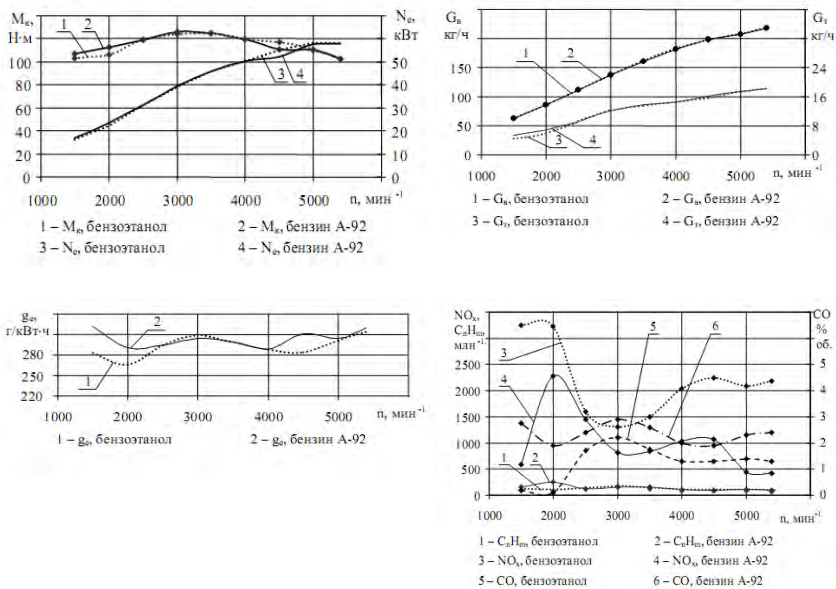


Рис. 1.6 – Внешняя скоростная характеристика двигателя VAZ-2106 при работе на бензине и смеси бензина с этанолом

По содержанию монооксида углерода и углеводородов в отработавших газах двигатель имеет лучшие показатели при работе на этанольной смеси. Максимальное снижение концентрации СН в отработавших газах наблюдается на малых частотах работы двигателя и достигает 40%. Снижение содержания монооксида углерода в отработавших газах наблюдается на всем частотном промежутке скоростной характеристики и составляет в среднем 20%.

Особенности работы двигателя на смеси E10 отражены в работе [11]. В качестве объекта исследования был выбран бензиновый четырехцилиндровый 16-ти клапанный двигатель рабочим объемом 1,3 л (тип 4 E-FE DOHC 16V) автомобиля Toyota Corolla с системой впрыска D-Jetronic.

Было обнаружено, что при работе двигателя по внешней скоростной характеристике эффективная мощность двигателя увеличивается до 5%, а максимальное снижение удельного эффективного расхода топлива достигает 3%. При этом незначительно увеличива-

ется часовой расход топлива. Вместе с тем отмечено значительное снижение выбросов монооксида углерода (10 – 30%), что может объясняться эффектом обеднения горючей смеси.

Увеличение коэффициента наполнения, эффективной мощности и эффективного КПД двигателя TOYOTA, TERCEL-3A при одновременном улучшении топливной экономичности при увеличении содержания этанола в смеси с бензином до 20% отмечается в работе [12].

Исследованию работы двигателя на низкооктановом бензине (октановое число 90) с добавками этанола 3, 6, 9, 12 и 15% по объему (соответственно смеси E3, E6, E9, E12, E15) посвящена так же работа [13]. В качестве объекта исследования использовалась одноцилиндровая установка, основные параметры которой представлены в таблице 1.2.

Таблица 1.2 – Основные технические данные установки

Число цилиндров	1
Степень сжатия	5...11
Диаметр цилиндра, мм	95
Ход поршня, мм	82
Объем цилиндра, см ³	582
Частота вращения, об/мин	1000...2500
Мощность максимальная, кВт	7
Максимальный крутящий момент, Н·м	50
Угол опережения зажигания, град ПКВ	30...-10

Результаты испытаний представлены на рисунке 1.7.

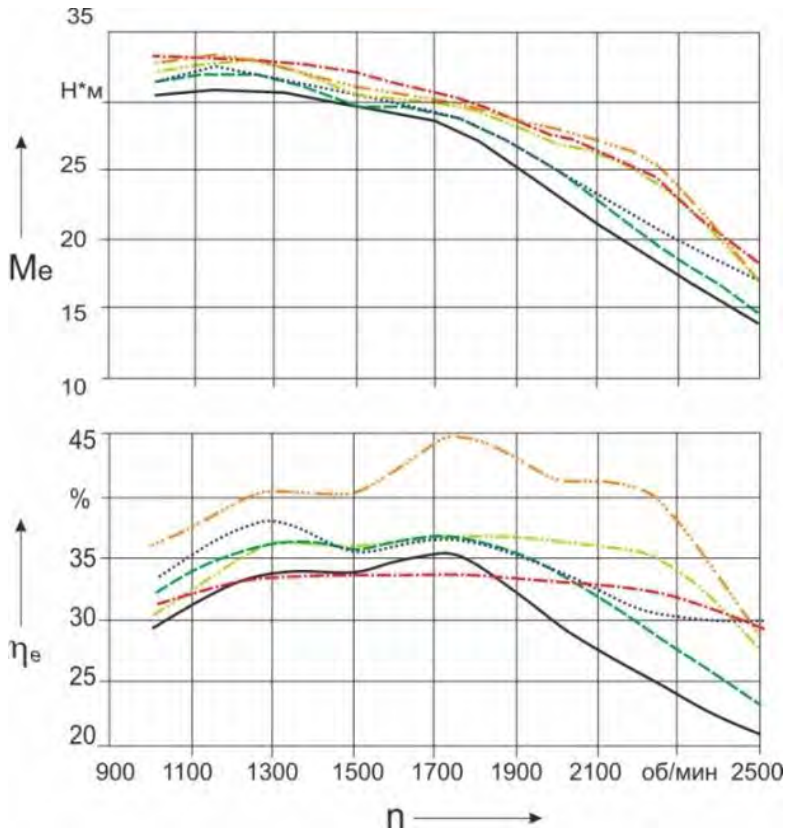


Рис. 1.7 – Скоростная характеристика установки при работе на смешевом топливе и бензине:

— бензин; - - - E3; ····· E6; ····· E9; - - - E12; - · - · - E15

Максимальное приращение величины крутящего момента двигателя при переходе на этанольные смеси находится в пределах 8...39%. Причем на малых и средних частотах вращения максимальное значение крутящего момента соответствует смеси с содержанием этанола 3%. На высоких частотах максимум крутящего момента соответствует смеси с 15% добавкой этанола. В то же время смеси содержащие 9...12% этанола дают наименьший прирост крутящего момента. Увеличение содержания этанола в смеси приводит к росту эффективного КПД на всем частотном диапазоне (до 40%).

Стоит, однако, отметить, что в работе не представлены сведения о топливной системе установки, а так же возможных изменениях, вносимых в ее конструкцию при переходе на бензино-этанольные смеси. Так же отсутствие данных о характере изменения угла опережения зажигания и степени сжатия не позволяют в полной мере оценить эффект от применения добавок этанола к бензину.

Интерес представляет влияние стабилизирующих оксигенатных добавок в бензино-этанольном топливе на выходные показатели двигателя. В работе [14] в качестве таких добавок-стабилизаторов предложены:

- а) циклогептанол;
- б) циклооктанол.

Варианты тестируемых смесей представлены в таблице 1.3.

Таблица 1.3 – Объемный состав исследуемых топливных смесей

Образец	Содержание бензина, %	Содержание этанола, %	Оксигенатная добавка, %
1	50	49,8	0,2
2	40	59,7	0,3
3	35	64,6	0,4
4	30	69,5	0,5
Основное топливо	100	–	–

В качестве объекта исследования использовался трехцилиндровый четырехтактный карбюраторный двигатель (12,56 кВт/3000 мин⁻¹, размерность 86,5/72 мм, степень сжатия 8,7, угол опережения зажигания – 10 град. ПКВ). Испытания проводились на частотном диапазоне 2000...2800 мин⁻¹, при поддержании постоянного значения эффективной мощности двигателя 7,53 кВт при помощи индукторной тормозной установки. Некоторые из результатов испытаний представлены на рисунках 1.8 и 1.9.

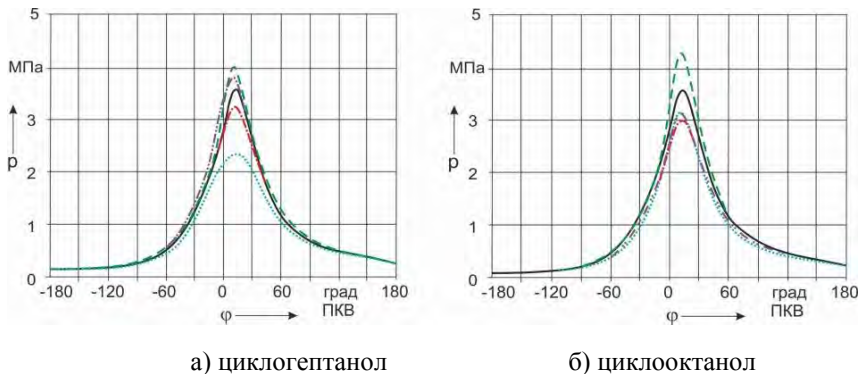
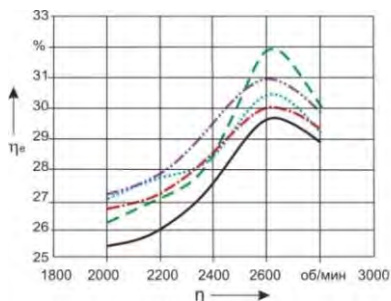


Рис. 1.8 – Индикаторные диаграммы, полученные при работе двигателя на исследуемых смесях двигателя на номинальном режиме ($n=3000$ об/мин):
 — — основное топливо; - - - - - 1; 2; - · - · - 3; - - - - - 4

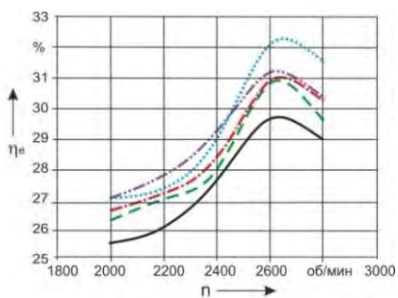
Как видно из рисунка максимальное давление цикла соответствует работе двигателя на смесях с минимальным содержанием этанола и оксигенатных присадок. Максимальное давление цикла для смеси с циклогептанолом составило 4,05 МПа, а в случае циклооктанолола – 4,25 МПа (в среднем на 15% больше чем для бензина). При снижении количества бензина в смеси наблюдается тенденция уменьшения максимального давления цикла.

Авторы работы указывают, что эффективный КПД двигателя, работающего на смесях, выше на всем частотном диапазоне. При частоте вращения 2600 мин^{-1} максимальное возрастание эффективного КПД составило 7% (смесь №1 с добавкой циклогептанолола) и 7,5 % (смесь №2 с добавкой циклооктанолола).

При работе двигателя на смесях на всем частотном диапазоне отмечено так же значительное снижение выбросов оксидов азота и монооксида углерода, при этом количество углеводородов в отработавших газах возрастает.



а) циклогептанол



б) циклооктанол

Рис. 1.9 – Изменение эффективного КПД двигателя при работе на бензино-этанольных смесях:

— — основное топливо; — — — 1; — 2; - · - · - 3; - · - · - 4

Применение в качестве добавки к бензино-этанольным смесям изобутанола рассмотрено в статье [15]. Испытания проводились на четырехтактном бензиновом двигателе воздушного охлаждения, основные параметры которого представлены в таблице 1.4. Содержание спиртовых компонентов в смесях показано в таблице 1.5.

В ходе испытаний определялись эффективная мощность, расход топлива и воздуха, содержание токсичных компонентов (углеводороды, оксиды азота и монооксид углерода) в отработавших газах.

Таблица – 1.4 Основные технические характеристики двигателя

Количество цилиндров	1
Диаметр цилиндра, мм	70
Ход поршня, мм	90
Объем цилиндра, см ³	100
Степень сжатия	7,4
Номинальная мощность, кВт	5,2
Номинальная частота вращения двигателя, об/мин	6500

Таблица 1.5 – Объемный состав исследуемых топливных смесей

Компоненты	Образцы смесей и их состав							
	а				б			
	1	2	3	4	1	2	3	4
Этанол	0	10	20	30	0	10	10	10
Изобутанол	0	0	0	0	0	2,5	5,0	7,5
Бензин	100	90	80	70	100	87,5	85,0	82,5

Результаты испытаний представлены на рисунке 1.10.

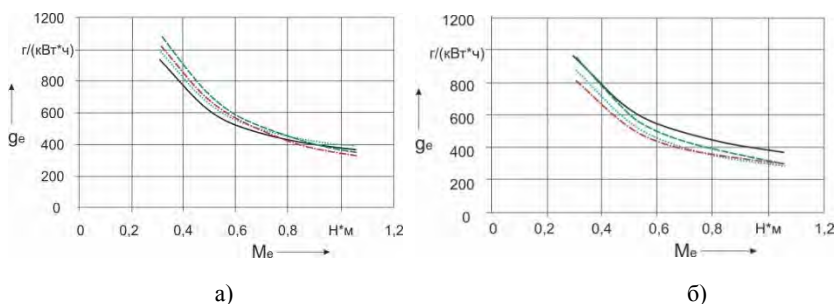


Рис. 1.10 – Нагрузочные характеристики двигателя при работе на смесях бензина и этанола (а), бензина, этанола и изобутанола (б):

— 1; - - - 2; ····· 3; ······ 4;

Как видно из рисунка, введение в состав бензина спиртовых добавок положительно сказывается на топливной экономичности на режимах высоких нагрузок. Это может объясняться увеличением коэффициента наполнения цилиндра за счет снижения температур отработавших газов и свежего заряда на впуске, а так же увеличением коэффициента избытка воздуха смеси. Использование 10% добавки этанола приводит к снижению удельного эффективного расхода топлива на режимах максимальных нагрузок до 6%. Введение в состав смеси кроме 10% этанола 7,5% изобутанола, обладающего большей теплотворной способностью, приводит к увеличению топливной экономичности до 18% на указанных режимах.

В целом добавки этанола и изобутанола приводят к увеличению эффективного КПД двигателя и коэффициента наполнения на всем участке нагрузочной характеристики. При этом отмечается снижение выбросов монооксида углерода и углеводородов и увеличение количества оксидов азота в отработавших газах двигателя. По результатам исследований авторами предложена смесь, обладающая наилучшими энергетическими и экологическими показателями с содержанием этанола и изобутанола в бензине 10% и 5% соответственно.

Необходимо отметить, что добавка этанола к бензину вызывает изменение физических свойств топливной смеси (плотность, вязкость), что неизбежно приведет к изменению параметров впрыски-

вания и распыливания. В работе [16] проведены исследования, направленные на изучения процессов внутрицилиндрового смешения и образования воздушно-бензино-этанольных смесей.

Экспериментальная установка включала в себя: камеру постоянного объема с прозрачными стенками, топливную систему с форсункой, обеспечивающей высокое давление впрыска (5 МПа), электронную управляющую цепь и высокоскоростную фотокамеру. Для изменения давления внутри камеры в конструкцию экспериментальной установки включены вакуумный насос и баллон с азотом под высоким давлением. Для проведения эксперимента была выбрана серийная форсунка Mitsubishi с шестью симметрично расположенными тангенциальными сопловыми отверстиями диаметром 0,5 мм. В качестве исследуемых топлив были выбраны бензино-этанольные смеси с объемным содержанием этанола 0, 25, 50, 75 и 100%. Для имитации раннего впрыска в камере поддерживалось давление 0,1 МПа, для позднего впрыска давление поднималось до 0,5 МПа. Основные параметры развития топливного факела при давлении и температуре внутри камеры 0,1...0,5 МПа и 300 К и давлении впрыска 5 МПа соответственно представлены на рисунках 1.11 и 1.12.

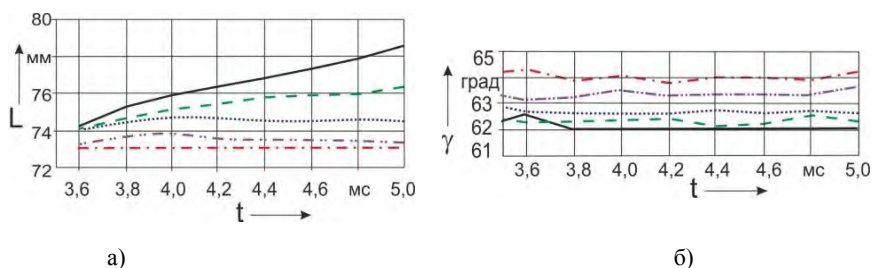


Рис. 1.11 – Изменение дальности а) и угла раскрытия топливного факела б) для исследуемых топлив (давление в камере 0,1 МПа) от момента впрыскивания:
 — бензин; — — E25; E50; - · - E75; - - - этанол (E100)

Как видно из приведенных зависимостей характер развития топливных факелов различен для исследуемых топлив. Увеличение концентрации этанола в топливной смеси приводит к уменьшению дальности топливного факела и увеличению угла его раскрытия. Это объясняется лучшей испаряемостью этанола.

Увеличение давления в камере до 0,5 МПа, несколько уменьшает влияние этанола в смеси на дальность топливного факела, при этом существенно увеличивается угол раскрытия топливного факела на начальном этапе впрыска для смесей с низким содержанием этанола, что объясняется различными степенью поверхностного натяжения топливных капель и энтальпией парообразования.

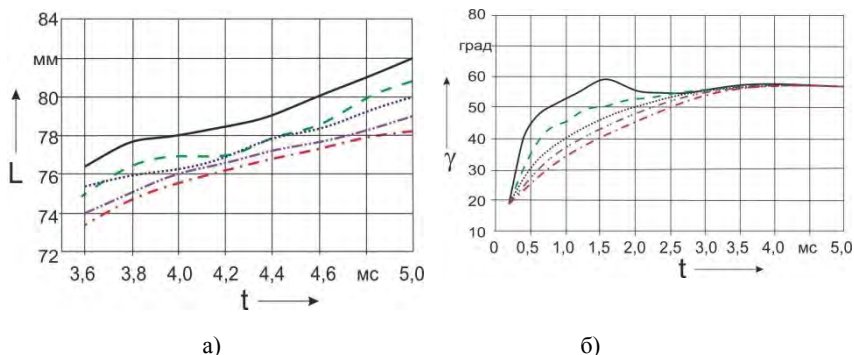


Рис. 1.12 – Изменение дальности а) и угла раскрытия топливного факела б) для исследуемых топлив (давление в камере 0,5 МПа) от момента впрыска: — бензин; - - - E25; E50; - · - E75; - · - · этанол (E100)

В проанализированных работах содержится мало исследований, направленных на детальное изучение самого процесса сгорания бензино-этанольных смесей. Этанол имеет более высокую скорость распространения пламени при сгорании, чем бензин (рисунок 1.13) [17]. Вместе с тем для этанольных смесей характерно увеличение времени между искровым разрядом на свече зажигания и началом формирования пламени.

Необходимо так же отметить, что в конструкции всех современных двигателей предусмотрены системы, направленные на снижение содержания вредных выбросов в отработавших газах. Отличия в протекании рабочего процесса двигателя при работе на этаноле вызывают изменение основных параметров рабочего тела и состава отработавших газов. Это неизбежно повлияет на эффективность работы указанных систем (в первую очередь системы рециркуляции отработавших газов и каталитических нейтрализаторов).

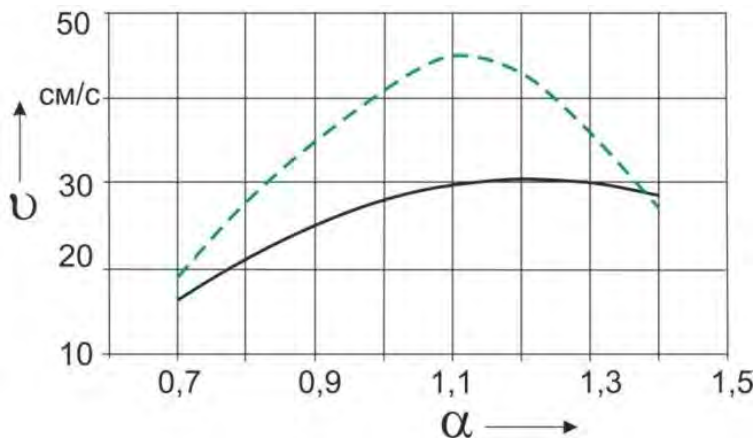


Рис. 1.13 – Зависимость скорости распространения пламени от состава смеси:
 - - - этанол; — бензин

Все указанные аспекты должны быть учтены при проведении комплексных модельных и натурных исследований, направленных на дальнейшее совершенствование двигателей, работающих на этанольных топливах и улучшения их основных энергетических и экологических показателей.

1.3.2 Перспективы использования бутанола в качестве моторного топлива для двигателей с искровым зажиганием

Рассмотрим, как влияют физико-химические и моторные свойства бутанола на возможность использования его в двигателях по сравнению с метанолом и этанолом, а также на особенность протекания рабочего процесса двигателя [18–20].

1. Низшая теплота сгорания и ее влияние на экономичность двигателя.

Низшая теплота сгорания у бутанола выше, чем у метанола и этанола и ниже, чем у бензина. Переключив бензиновый двигатель на бутанол, как результат мы должны получить увеличение потребления топлива, но влияние смесей бутанола с бензином на эконо-

мичность двигателя должно быть дополнительно определено теоретическим расчетом и экспериментальными исследованиями.

2. Октановое число.

Октановое число бутанола почти совпадает с октановым числом бензина, но ниже, чем для этанола и метанола. Бутанол имеет октановое число по исследовательскому методу 100. Топливо с более высоким октановым числом менее склонно к детонации и система управления любого современного двигателя может иметь преимущество. Использование данного топлива позволяет увеличить степень сжатия, что в свою очередь, повышает экономичность, мощность, крутящий момент двигателя. И наоборот, топливо с более низким октановым числом более склонно к детонации, которая приводит к потере мощности, повышенному шуму, вибрации двигателя, может вызвать его перегрев.

3. Коэффициент избытка воздуха.

Спиртовое топливо, включая бутанол и этанол, частично окислено и, следовательно, позволяет работать с более богатыми смесями, чем бензин. Стандартные бензиновые двигатели в автомобилях могут регулировать коэффициент избытка воздуха, но только в определенных пределах в зависимости от модели. По сравнению с этанолом, бутанол может быть смешан с бензином с более высоким коэффициентом для использования в существующих двигателях без необходимости в его переделке, поскольку количество воздуха, необходимого для полного сгорания бутанола и низшая теплота сгорания – ближе к тому же самому для бензина.

4. Теплота сгорания стехиометрической смеси.

Спиртовое топливо имеет меньше энергии на единицу веса и объема, чем бензин, но в то же самое время требует более богатой смеси. Чтобы сделать возможным сравнение чистой энергии, произведенной за цикл, иногда используется мера называемая теплотой сгорания стехиометрической смеси. Она определяется как отношение произведенной теплоты к количеству воздуха, необходимому для полного сгорания топлива. Чистая энергия, произведенная за цикл более высокая для бутанола, чем этанола или метанола и приблизительно на 10% выше, чем для бензина.

5. Теплота испарения.

Топливо в двигателе должно быть испарено до начала сгорания. Недостаточное парообразование является известной проблемой

двигателей со спиртовым топливом при холодной погоде. Так как теплота испарения бутанола меньше теплоты испарения этанола или метанола, то двигатель, работающий на бутаноле, должен легче запуститься при холодной погоде, чем, работая на этаноле или метаноле.

6. Вязкость.

Вязкость спиртов увеличивается с увеличением длины углеродной цепи. Кинематическая вязкость бутанола в несколько раз выше, чем у бензина и почти такая же, как у высококачественного дизельного топлива. Вязкость оказывает существенное влияние на процесс впрыскивания и распыливания топлива, а также на работу топливной системы. Применение топлив с вязкостью существенно отличающейся от вязкости традиционных топлив требует переделки топливной системы стандартных двигателей и пересчета характеристик впрыскивания и распыливания.

1.4 Использование спиртов в дизелях

В связи с широкой дизелизацией автотракторного парка значительно возросло потребление дизельного топлива, выход которого из нефти ограничен. На сегодняшний день в силу высокого развития технологии производства элементов топливной аппаратуры, а также химической промышленности, позволяющей создавать не расслаиваемые растворы спиртов с дизельным топливом, повышать их цетановое число, вызывает интерес во всем мире использование спиртов в дизелях либо в чистом виде, либо в качестве компонента смесевое топлива.

Особенности применения спиртов в дизелях обусловлены их физико-химическими свойствами, существенно отличающимися от нефтяных дизельных топлив. Необходимо отметить, прежде всего, существенно меньшее содержание углерода и большее содержание кислорода в спиртах, особенно в метаноле. Что является причиной меньшей теплотворной способности единицы массы топлива и одновременно меньшего стехиометрического количества воздуха, необходимого для сгорания спиртов.

Силы поверхностного натяжения и вязкость, оказывающие влияние на качество распыливания, у спиртов ниже, чем у дизельного топлива и близки к значениям для бензина. Теплоемкость спиртов в

жидкой фазе выше, а в газовой ниже, чем у используемых в дизелях моторных топлив. Теплопроводность как в жидкой, так и в газовой фазах выше, чем у нефтяных топлив, выше также коэффициент диффузии. При равных температурах существенно выше давление насыщенных паров. Совокупность отмеченных свойств может повысить качество распыливания топлива, ускорить подогрев и испарение капель спиртов при использовании их в качестве моторного топлива. Однако следует учитывать различия в теплоте парообразования и полной энтальпии. Высокая теплота парообразования спиртов в условиях ограниченного подвода теплоты от заряда и окружающих деталей может затруднить испарение и воспламенение [21]. Очевидно, именно существенным локальным снижением температуры заряда вследствие больших затрат теплоты на испарение объясняется значительно большее удлинение периода задержки воспламенения при подаче спирта в цилиндр в смеси с дизельным топливом по сравнению с подачей его через впускную систему дизеля и возникновение проблем с пуском холодного двигателя.

Для холодного запуска двигателя при высоком содержании спирта в топливной смеси или пониженных температурах используют электроподогрев воздуха или топливовоздушной смеси, частичную рециркуляцию горячих отработавших газов, добавки к топливу летучих компонентов и другие меры.

При впрыске спирта в цилиндр важными характеристиками, помимо плотности, вязкости и поверхностного натяжения, являются сжимаемость и теплотворная способность единицы объема топлива. По сжимаемости спиртов при высоких давлениях сведения практически отсутствуют.

Для введения в цилиндр того же количества теплоты, что и при дизельном топливе, в случае этанола нужно подать в цилиндр в 1,69 раза, а в случае метанола – в 2,28 раза большее объемное количество топлива. Это требует увеличения таких параметров системы топливоподачи, как диаметр плунжера и эквивалентное проходное сечение сопловых отверстий. В противном случае увеличится длительность впрыскивания топлива, и могут возникнуть подвпрыскивания [21].

Низкая вязкость и смазывающая способность спиртов при впрыскивании в цилиндр может явиться причиной повышенных износов, прихватов и задиров деталей топливной системы, для

обеспечения работоспособности топливной системы рекомендуется добавлять в спирт от 1 до 5 % касторового масла, которое хорошо растворяется в спиртах. Можно также для повышения износостойкости деталей насоса использовать конструктивные решения, разработанные ранее для многотопливных дизелей.

Смазывание плунжерной пары под давлением резко снижает ее работоспособность. Это связано с проникновением смазочного масла в спирт, который не полностью растворяет присадки, содержащиеся в масле. В результате выпадает клейкая масса, оседающая на деталях и нарушающая их нормальное функционирование. Проникновение масла в спирт может происходить, и в поршневом подкачивающем насосе, поэтому необходимо изменение конструкции подкачивающего насоса.

Фирмой МАН отмечается повышенный износ уплотняющего седла распылителя, в связи с меньшим демпфирующим действием метанола по сравнению с дизельным топливом при посадке иглы [22].

Требуется изменение конструкции и применяемых материалов в связи с повышенной упругостью паров и коррозионной активностью спиртов. Повышенная упругость паров является причиной больших кавитационных износов в системе низкого давления топливной аппаратуры, снижающих равномерность и стабильность впрыскиваемых порций топлива. Поэтому рекомендуется использование перепуска топлива в насосе, повышение давления подкачки до 0,4...0,5 МПа, применение дополнительных электроприводных подкачивающих насосов, расположенных вблизи топливного бака, а также пересмотр размеров системы топливоподачи с целью уменьшения кавитации.

Коррозионная активность спиртов, а также активность их по отношению к ряду пластмасс требует замены материалов деталей топливной системы.

Возможна электролитическая коррозия пар металлов, таких, как алюминий-сталь, алюминий-латунь, цинк-латунь в присутствии спирта, поэтому рекомендуется избегать материалов, содержащих магний, сурьму, кадмий, свинец, цинк. Для основных деталей топливной системы считается целесообразным применение стали, алюминия и его сплавов (избегая сочетания стали и алюминия в одном узле). Для мелких деталей возможно использование также меди и ее сплавов. Ограничение применения меди связывают в основном

с каталитическим эффектом, оказываемым ею на окисление топлива. Особенно хорошие результаты обеспечивают применение хромоникелевых и нержавеющей сталей. При правильном выборе материалов покрытия, как правило, не нужны. В то же время хорошие антикоррозионные результаты достигаются при анодировании алюминия, хромировании и никелировании изделий из стали. Можно также использовать устойчивые к спиртам лаки либо неметаллические материалы. Особенно существенна коррозионная активность спиртов в случаях, когда они используются не в чистом виде, а, например, в присутствии воды и хлоридов.

Необходимо отметить недостаточную надежность работы дизелей в первый период перехода с питания дизельным топливом на питание спиртом или его смесями с другими топливами, это проявляется в частых засорениях топливных фильтров, прихватах распылителей, неудовлетворительной работе клапанов и т. п. Причиной является отслоение от стенок топливного бака после перехода на питание спиртом ржавчины и смолистых отложений, образовавшихся при работе на нефтяном дизельном топливе.

По температуре вспышки спирты приближаются к бензинам. Поэтому к двигателям, работающим на спиртах, применимы меры безопасности, выполняемые при работе с бензиновыми двигателями. В случаях, когда картеры дизеля и топливного насоса, используемого для впрыскивания спирта, соединены между собой, необходимо принять меры для исключения возможности образования взрывоопасной смеси в картере дизеля, что, приводит к удорожанию конструкции.

Основным негативным свойством спиртов как моторного топлива для дизелей является их высокая температура воспламенения и низкое цетановое число, требующие применения специальных мер, что усложняет конструкцию, повышает стоимости изготовления и эксплуатации дизеля.

На величину цетанового числа, кроме высокой температуры воспламенения оказывает влияние снижение температуры заряда из-за значительных затрат теплоты на испарение спирта. Необходимо отметить определенную условность цетановых чисел, обусловлено тем, что стандартные установки для определения цетановых чисел топлив дизелей не приспособлены для альтернативных топлив, при использовании которых существенно отличаются характеристики

впрыскивания и распыливания, а также количества топлива, принимающего участие в первой фазе тепловыделения.

Сгорание спиртовоздушных смесей вызывает существенно большее, чем при дизельном топливе, приращение числа молей, что может способствовать увеличению производимой работы. В то же время повышение доли трехатомных газов в продуктах сгорания повышает теплоемкость заряда и снижает термический КПД. Снижать термический КПД может также затраты теплоты на испарение спирта, если они не компенсируются частичной регенерацией теплоты, теряемой с ОГ или в систему охлаждения [23].

Применение спиртов способствует существенному снижению образования отложений на деталях и увеличению срока службы масла, если исключено попадание спирта в масло. Это связано с отмеченным выше малым сажеобразованием при горении, а также отсутствием в топливе серы и как следствие малой кислотностью продуктов сгорания.

В то же время малое количество отложений на деталях может явиться повышенный износ седел клапанов, что потребовало пересмотра материалов пары.

Важным негативным фактором является плохая растворимость спиртов, особенно содержащих воду, в дизельном топливе. Последствия этого свойства, естественно, усугубляются хорошей растворимостью воды в спирте, вследствие чего избежать содержания воды в спирте затруднительно.

Существенное значение имеют также меньшая смазывающая способность, большая коррозионная активность спиртов, а также большая склонность метанола к калильному закипанию. Именно эти свойства определяют конкретные решения при конструировании дизелей, работающих на спиртах.

При использовании спиртов обеспечивается, как правило, сохранение мощностных и экономических показателей на уровне значений для базового дизеля. Возможны увеличение запаса крутящего момента и повышение экономичности на ряде режимов. Ниже оказываются выбросы вредных веществ, особенно сажи и твердых частиц.

1.4.1 Применение этанола в дизелях

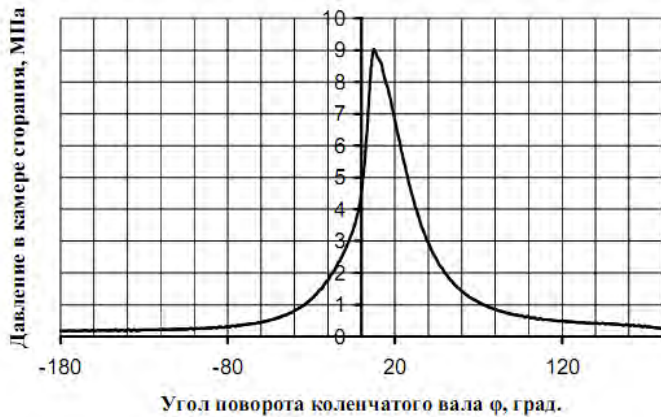
Этанол по сравнению с метанолом используется в качестве моторного топлива в значительно больших объемах. Это обусловлено следующими преимуществами его над метанолом:

- более высокая теплотворная способность;
- смесь с дизельным топливом более стабильна;
- значительно меньшая токсичность;
- большее цетановое число;
- меньшая коррозионная агрессивность по отношению к резиновым техническим изделиям и металлам.

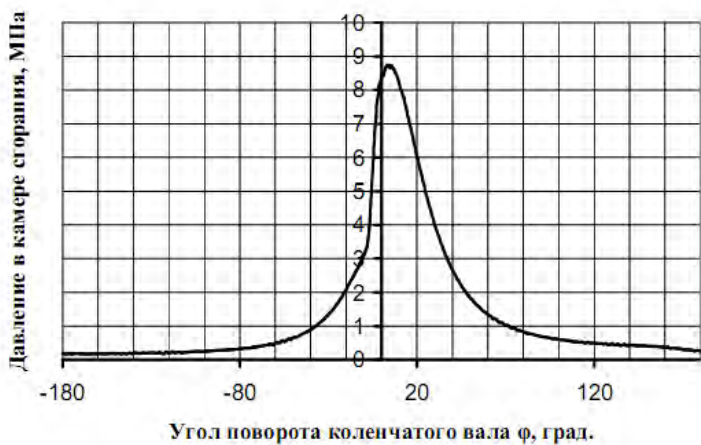
Исследования рабочего процесса дизелей при работе на топливах с использованием этанола представлены в работах [24–30].

Экспериментальные исследования работы двигателя с унифицированным рабочим процессом на водных растворах этанола с высоким содержанием воды показаны в работе [24]. Унифицированный рабочий процесс реализован на базе четырехтактного дизеля Д-65Н. Испытания проводились на водных растворах этанола с процентным содержанием этанола по объему 95, 70, 50, 45, 40% с измененной системой топливоподачи двигателя и добавленной системой зажигания при частоте вращения коленчатого вала, близкой к частоте вращения при максимальном моменте ($1100 \dots 1200 \text{ мин}^{-1}$). То же было выполнено при работе двигателя на дизельном топливе со штатной системой топливоподачи. При работе на каждом виде топлива снимались индикаторные диаграммы двигателя, измерялись расход топлива и выбросы вредных веществ с отработавшими газами.

На рисунке 1.14 показаны индикаторные диаграммы двигателя при работе на 70% водном растворе этанола и дизельном топливе.



а)



б)

Рис. 1.14 – Индикаторные диаграммы двигателя
 а) при работе на 70% водном растворе этанола;
 б) при работе на дизельном топливе

На рисунке 1.15 приведена экспериментальная зависимость выбросов оксидов азота от содержания воды в спиртоводном растворе.



Рис. 1.15 – Зависимость изменения выбросов оксидов азота от вида топлива

В скобках указано содержание кислорода в продуктах сгорания, % по объему.

Как видно из рисунка 1.15, при больших содержаниях воды наблюдается значительное снижение выбросов оксидов азота.

На основании проведенных исследований авторы дают заключение о том, что двигателем с унифицированным рабочим процессом возможно достижение радикального снижения выбросов оксидов азота при увеличении количества воды в спиртоводной смеси без увеличения выбросов продуктов неполного сгорания топлива и ухудшения эффективных показателей двигателя.

В статье [25] рассмотрены материалы исследований по влиянию смесей этанола и биодизельного топлива на показатели рабочего процесса дизеля. Исследования проводились на одноцилиндровом отсеке высокооборотного тракторного дизеля 1Ч 13/14 с непосредственным впрыском топлива производства ОАО «Алтайский моторный завод» при работе двигателя на номинальной частоте вращения 1750 мин^{-1} в пределах среднего индикаторного давления от 0,25 до 0,85 МПа. Испытания выполнены на дизельном топливе, метиловом эфире рапсового масла и его смеси с этанолом при процентном содержании этанола в смеси по объему от 10 до 40%.

Рассмотрим некоторые из полученных авторами результатов.

На режиме номинальной и близких к ней нагрузках существенных различий в выбросах оксидов азота для испытанных топлив не наблюдается. На частичных нагрузках выбросы NO_x для смесей метилового эфира рапсового масла и этанола снижается на 50...55% по сравнению с дизельным топливом и на 40...45% по сравнению с метиловым эфиром рапсового масла. Причем влияние доли этанола, начиная с 20% и выше, в смеси с метиловым эфиром мало ощутимо.

Наибольший эффект улучшения экологических показателей дизеля при переводе его работы с дизельного топлива на спиртосодержащее биодизельное топливо получен в отношении твердых частиц, содержащихся в отработавших газах. По сравнению с дизельным топливом использование метилового эфира рапсового масла снижает количество твердых частиц в отработавших газах на 40% для режимов максимальных нагрузок дизеля. Уменьшение твердых частиц на средних и малых нагрузках достигает 30% и 10% соответственно. При этом характер изменения кривой твердых частиц по нагрузке не меняется. Применение смесей этанола и метилового эфира рапсового масла не только заметно снизило выброс твердых частиц, но и изменило характер их изменения по нагрузке. Начиная с 20% и выше доли этанола в смеси, зависимость твердых частиц от нагрузки получает выраженный экстремум на режимах средних нагрузок.

В работе [26] были проведены испытания на дизельном двигателе 1Ч13/14 смеси дизельного топлива, этанола и растворителя. В качестве растворителей использовались многоатомные спирты: пропанол, изобутанол, октанол. Растворители использовались для создания нерасслаиваемого раствора.

При проведении моторных испытаний были отмечены следующие особенности рабочего процесса дизеля 1Ч13/14. Экономичность при использовании смесей на основе пропанола, содержащих по 40% и 60% дизельного топлива, и изобутанола, содержащего 60% дизельного топлива, сохраняется в пределах прежнего уровня. Период задержки воспламенения для топлив на основе пропанола и изобутанола растет с увеличением нагрузки. Жесткость работы при использовании всех смесей увеличивается в 1,1...1,5 раза, максимальное давление цикла возрастает на 15...20%, максимальная температура сгорания изменяется в пределах 3...7%, причем для топ-

лив, содержащих 40% дизельного топлива – уменьшается, а для топлив, содержащих 60% дизельного топлива – увеличивается. Выбросы сажи при работе на спирто-дизельном топливе по сравнению с дизельным топливом уменьшаются в 2...3,5 раза, выбросы оксидов азота возрастают до 40%. Суммарные экологические показатели при работе на спирто-дизельном топливе улучшаются относительно дизельного топлива.

Анализ существующих исследований позволяет сделать вывод о том, что, как и в случае с метанолом практически не изучен рабочий процесс дизелей при использовании этанола с изменением параметров внутрицилиндрового пространства сжатия, параметров наддува, систем используемых для снижения токсичности отработавших газов.

1.4.2 Исследования по использованию бутанола в дизелях

В настоящее время резко увеличилось количество исследований, посвященных использованию бутанола в дизелях в качестве моторного топлива [31–37].

В работе [31] представлены результаты исследования работы дизеля на смесях *n*-бутанола и дизельного топлива. Для исследования использовался четырехтактный рядный шестицилиндровый дизель «Mercedes-Benz» OM 366 LA водяного охлаждения с непосредственным впрыском топлива, турбокомпрессором, промежуточным охладителем надвучного воздуха и топливной системой непосредственного действия разделенного типа. Литраж двигателя – 5,958 л, диаметр цилиндра – 97,5 мм, ход поршня – 133 мм, максимальная мощность – 177 кВт при 2600 мин⁻¹, максимальный крутящий момент – 840 Н·м при 1250...1500 мин⁻¹. Исследования работы дизеля проводились на двух смесях дизельного топлива с *n*-бутанолом с процентным содержанием *n*-бутанола в смесях по объему: 8 и 16% и дизельном топливе на двух скоростных режимах 1200 мин⁻¹ и 1500 мин⁻¹ с нагрузкой 20, 40 и 60% от полной нагрузки на каждом скоростном режиме. В результате проведенных испытаний были определены: расход топлива, дымность отработавших газов, выброс оксидов азота, оксида углерода, углеводородов с отработавшими газами, построены индикаторные диаграммы при работе двигателя на исследуемых топливах.

Получено, что существенного различия в изменении давления в цилиндре двигателя при работе на 16% смеси по сравнению с работой двигателя на дизельном топливе не наблюдается.

Дымность отработавших газов при работе двигателя на 8% и 16% смесях значительно ниже, чем при работе на дизельном топливе. При этом с увеличением нагрузки для рассматриваемых частот вращения разница в значениях дымности для 8% и 16% смесей увеличивается.

Оксиды азота при работе двигателя на 8% и 16% смесях снижаются, удельный эффективный расход топлива увеличивается, чем при работе на дизельном топливе. Для частоты вращения коленчатого вала 1500 мин^{-1} с 60% нагрузкой наблюдается наименьшее отличие в удельном эффективном расходе для всех рассматриваемых топлив.

В заключении авторы работы на основании проведенных исследований делают вывод о том, что *n*-бутанол является весьма перспективным топливом будущего для дизелей и может эффективно использоваться в высокой концентрации в смесях с дизельным топливом с точки зрения выбросов вредных веществ и термического к.п.д. Это также подтверждается тем, что бутанол имеет относительно высокое цетановое число и очень хорошо растворяется в дизельном топливе, не требуя специальных присадок для повышения цетанового числа и стабилизаторов, которые обычно необходимы для смесей дизельного топлива и этанола.

В работе [32] представлены исследования физико-химических свойств смесей бутанола и дизельного топлива и работы дизеля с аккумуляторной топливной системой типа *Common rail* на смесях бутанола с дизельным топливом при содержании бутанола в смесях по объему 5, 10, 15, 20, 25, 30, 35, 40%.

На основании проведенных исследований авторами работы был сделан следующий вывод: немодифицированный дизель с аккумуляторной топливной системой типа *Common rail* может быть заправлен смесями бутанола и дизельного топлива при процентном содержании бутанола в смеси в диапазоне между 5-20% без существенного изменения рабочих характеристик двигателя и расхода топлива.

Исследования работы двигателя на смесях *изо*-бутанола и дизельного топлива представлено в работе [33]. Здесь испытания про-

водились на одноцилиндровом четырехтактном дизеле типа Lister 1-8 TE 9 с рабочим объемом 1,433 л, максимальной мощностью 6 кВт и максимальной частотой вращения коленчатого вала 850 мин⁻¹. Проведены они в диапазоне частоты вращения коленчатого вала 375...625 мин⁻¹ при различных нагрузках на дизельном топливе и 10, 20, 30 и 40% по объему смесей *изо*-бутанола с дизельным топливом. При этом определялись эффективная мощность двигателя, удельный эффективный расход топлива, температура отработавших газов, термический к.п.д. На основании проведенных исследований авторы делают вывод о том, что, для получения желательных рабочих характеристик двигателя, *изо*-бутанол может быть добавлен в дизельное топливо до 30% по объему.

В материалах статьи [34] представлены исследования влияния на работу высокофорсированного дизеля с непосредственным впрыском смесей дизельного топлива с *n*-бутанолом и многофазного впрыска.

На основании проведенных исследований авторы делают следующие выводы. Добавка *n*-бутанола в дизельное топливо может значительно снизить выбросы сажи и оксида углерода без существенного влияния на удельный эффективный расход топлива, с другой стороны, степень рециркуляции, используемая для поддержания постоянных выбросов оксидов азота, меняется незначительно, что говорит о невысоком влиянии используемых добавок *n*-бутанола на NO_x. Влияние пилотного впрыска и поствпрыска на показатели работы двигателя при использовании рассматриваемых смесей подобно тому же, что и при его работе на дизельном топливе. При одиночном впрыскивании выбросы сажи и оксида углерода снижаются с уменьшением угла опережения основного впрыска. Пилотный впрыск может снизить сажу, но при этом возрастет выброс оксида углерода. Поствпрыск может значительно уменьшить выброс сажи, однако при этом тщательно должны быть подобраны параметры впрыска. Сажу можно эффективно снизить посредством применения многофазного впрыска топлива. При каждой рассматриваемой характеристике впрыска увеличение содержания *n*-бутанола в смеси может приводить к более значительному снижению сажи. Исходя из этого возможно упрощение характеристики впрыскивания при добавке *n*-бутанола в дизельное топливо. Наличие пилотного впрыска и поствпрыска в сочетании с наибольшим содержанием *n*-бутанола

в смеси с дизельным топливом, используемой при испытаниях дает самый низкий выброс сажи.

По сравнению с метанолом и этанолом бутанол благодаря своим свойствам имеет следующие преимущества использования в дизелях.

Т.к. цетановое число бутанола в 5 раз выше, чем у метанола и в 2 раза выше, чем у этанола, а температура самовоспламенения ближе к таковой для дизельного топлива, период задержки воспламенения его смеси с дизельным топливом меньше, чем смеси метанола или этанола. Это приводит к уменьшению жесткости работы двигателя, максимального давления цикла и максимальной температуры сгорания.

Двигатель, работающий на топливе с использованием бутанола должен легче запуститься при холодной погоде, чем, работая на топливе с использованием этанола или метанола, т.к. теплота испарения бутанола значительно меньше теплоты испарения этанола и метанола.

Кинематическая вязкость бутанола в несколько раз выше, чем у метанола и этанола и почти такая же, как у дизельного топлива, т.е. бутанол обладает большей смазывающей способностью, чем метанол и этанол. Это значит использование бутанола в дизелях менее опасно для штатных топливных систем, т.к. уменьшается вероятность повышенных износов, прихватов и задиров их деталей, что характерно при использовании метанола и этанола. При этом концентрация бутанола в смеси с дизельным топливом может быть увеличена, без переделки топливной системы.

Низшая теплота сгорания бутанола выше, чем у метанола и этанола. Т.о. при сгорании бутанола в цилиндре при всех прочих равных условиях выделяется большее количество энергии. Это значит, максимальные давление и температура цикла растут, при этом возможно увеличение мощности без ухудшения экономичности.

Как видно из вышеприведенных исследований, выполненных на различных двигателях (с разным литражом, системой топливоподачи, максимальной мощностью и т.д.), а также на основании выводов их авторов – бутанол является весьма перспективным топливом для дизелей и может использоваться в дизелях без их модификации в смеси с дизельным топливом до определенной концентрации без существенного изменения их мощностных и экономических показателей, с общим улучшением экологических показателей.

Несмотря на явные преимущества бутанола над метанолом и этанолом при использовании его смесей с дизельным топливом в двигателе для организации рабочего процесса, дающего наилучшие мощностные, экономические и экологические показатели его работы, а также возможное его использование в чистом виде требуют более глубокие исследования, направления которых приведены для метанола и этанола.

Следует отметить, что в работе [35] представлены исследования развития топливных струй и их горения для смесей бутанола с дизельным топливом, однако, как это влияет на показатели рабочего процесса на реальном двигателе на различных режимах его работы, при различных условиях эксплуатации, различной комплектации и т. д. не показывается, а это принципиально важно. Как влияет на рабочий процесс дизеля изменение характеристик струй дизельного топлива, в большей степени изучено, а каково это влияние для смесей бутанола и дизельного топлива, которые имеют другие физико-химические свойства и соответственно параметры впрыскивания, неизвестно. Кроме того, важно отметить, что изменение свойств топлива ведет к изменению параметров его течения в распылителе, и в частности в его сопловых отверстиях, что также необходимо исследовать, ибо это напрямую влияет на характеристики топливных струй.

Проведенный в настоящей главе анализ показывает, что в технической литературе недостаточно внимания уделено проблемам совершенствования рабочих процессов двигателей, работающих на спиртосодержащих топливах.

Такие исследования необходимы для выбора наиболее эффективных способов повышения их технического уровня.

2 МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДВИГАТЕЛЕЙ, РАБОТАЮЩИХ НА АЛЬТЕРНАТИВНЫХ ТОПЛИВАХ

2.1 Математическая модель рабочего процесса дизеля

Разработана математическая модель рабочего процесса, учитывающая особенности впрыска и распределения топлива в камере сгорания, его испарения и смесеобразования, позволяющая оценивать влияние состава и физико-химических свойств альтернативных топлив на экономические, экологические и мощностные показатели дизеля.

Далее приведены основные положения математической модели рабочего процесса дизеля, работающего на альтернативных топливах. Вывод зависимостей проводился на примере смеси дизельного топлива и бутанола.

2.1.1 Определение параметров газов в цилиндре

Экономические и мощностные показатели двигателя, максимальные значения давления и температуры газов в цилиндре при математическом моделировании рабочего процесса определяются из расчетных индикаторных диаграмм. Оценку современного двигателя невозможно представить без сравнения количества токсичных соединений, содержащихся в отработавших газах с требованиями нормативных документов. Существует ряд методов расчета токсичных компонентов, требующих определения текущих температур в зоне реакции окисления, эти температуры также определяются по индикаторной диаграмме.

Для построения индикаторной диаграммы требуется рассчитать давления газов в цилиндре с учетом изменения их количества, процессов тепловыделения и теплообмена. Эти давления могут быть рассчитаны решением уравнений, описывающих первое или второе начало термодинамики. В первом случае давление определяется непосредственным решением соответствующего уравнения, во втором определяются сначала температуры газов в цилиндре, только затем с помощью уравнения Клапейрона – Менделеева или уравнения политропного процесса рассчитывают давления.

Наиболее удобным для построения индикаторной диаграммы считается первое начало термодинамики. Решение этого уравнения конечно-разностным методом относительно давления имеет вид:

$$P_n = \frac{2 \cdot B_0 \cdot H_u \cdot (\Delta X_n - \Delta X_{wn}) + P_{n-1} \cdot \left(\frac{K_n + 1}{K_n - 1} \cdot V_{n-1} - V_n \right)}{\left(\frac{K_n + 1}{K_n - 1} \cdot V_n - V_{n-1} \right)}, \quad (2.1)$$

где H_u – низшая теплота сгорания топлива;

ΔX_n – относительное количество теплоты, выделившейся на участке;

ΔX_{wn} – относительные потери теплоты от газов в стенки;

P_{n-1} – давление газов в начале рассматриваемого участка;

V_{n-1}, V_n – соответственно объёмы в начале и конце рассматриваемого участка;

$K_n = \frac{C_p}{C_v}$ – величина отношения теплоёмкостей для середины

участка;

C_p и C_v – теплоёмкости рабочего тела соответственно при постоянном давлении и объёме, которые определяются с учетом элементарного состава топлива.

В процессах сжатия и расширения относительное количество теплоты, выделившейся на участке, $\Delta X_n = 0$.

В процессе сгорания:

$$\Delta X_n = X_n - X_{n-1}, \quad (2.2)$$

где X_n и X_{n-1} – относительное количество теплоты, выделившейся к концу и началу участка.

Для нахождения ΔX_n необходимо знать характеристику тепловыделения $X=f(\varphi)$ в зависимости от угла поворота коленчатого вала φ .

Основные положения методики расчета $\chi=f(\varphi)$ рассмотрены ниже (раздел 2.1.2).

Низшая теплота сгорания топлива приближенно может быть рассчитана по эмпирической формуле, если известен состав топлива.

По формуле Д. И. Менделеева низшая теплота сгорания жидкого топлива (в кДж/кг) [38]:

$$H_u = (33,91g_C + 125,6g_H - 10,89(g_O - g_S) - 2,51(9g_H + g_{H_2O})) \cdot 10^3, \quad (2.3)$$

где g_C , g_H , g_O , g_S , g_{H_2O} – массовые доли углерода, водорода, кислорода, серы и воды в 1 кг топлива.

Низшую теплоту сгорания смесевого топлива $H_{u\text{см}}$ можно найти при уже известных низших теплотах сгорания входящих в него компонентов. Для смеси дизельного топлива с бутанолом:

$$H_{u\text{см}} = C_{\text{бут}} \cdot H_{u\text{бут}} + (1 - C_{\text{бут}}) \cdot H_{u\text{диз}}, \quad (2.4)$$

где $C_{\text{бут}}$ – массовая доля бутанола в смеси с дизельным топливом.

$H_{u\text{бут}}$ – низшая теплота сгорания бутанола;

$H_{u\text{диз}}$ – низшая теплота сгорания дизельного топлива.

Относительные потери теплоты от газов в стенки на расчётном участке находятся из выражения:

$$\Delta\chi_{wn} = \frac{Q_{wn}}{B_0 \cdot H_u}, \quad (2.5)$$

где Q_{wn} – количество теплоты, передаваемое от газов от стенки в процессе теплообмена.

Величина Q_{wn} рассчитывается с помощью уравнения Ньютона – Рихмана.

Температура газов в цилиндре в конце расчетного участка определяется из характеристического уравнения:

$$T_n = \frac{P_n \cdot V_n}{R \cdot M_a \cdot \mu_{xn}}, \quad (2.6)$$

где R – универсальная газовая постоянная;

M_a – количество молей газов в начале сжатия;

μ_{xn} – текущее значение коэффициента молекулярного изменения.

Текущее значение коэффициента молекулярного изменения для дизеля определяем по следующей зависимости [38]:

для $\alpha \geq 1$:

$$\mu_{xn} = 1 + \frac{\frac{g_H}{4} + \frac{g_O}{32} - \frac{1}{m_T}}{\alpha \cdot L_0 + \frac{1}{m_T}}; \quad (2.7)$$

для $\alpha \leq 1$:

$$\mu_{xn} = 1 + \frac{0,21 \cdot (1 - \alpha) \cdot L_0 + \frac{g_H}{4} + \frac{g_O}{32} - \frac{1}{m_T}}{\alpha \cdot L_0 + \frac{1}{m_T}}, \quad (2.8)$$

где α – коэффициент избытка воздуха;

m_T – молекулярная масса топлива;

L_0 – теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива.

Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива в кмоль:

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \cdot \left(\frac{g_C}{12} + \frac{g_H}{4} - \frac{g_O}{32} \right). \quad (2.9)$$

Значения входящих в выражения (2.6)–(2.9) компонентов $\mu_{\chi n}$, m_i , L_0 зависят от элементарного состава топлива.

Массовые доли углерода, водорода и кислорода смесей дизельного топлива с бутанолом:

$$g_C = (1 - C_{\text{бут}}) \cdot g_{C\text{диз}} + C_{\text{бут}} \cdot g_{C\text{бут}} \quad (2.10)$$

$$g_H = (1 - C_{\text{бут}}) \cdot g_{H\text{диз}} + C_{\text{бут}} \cdot g_{H\text{бут}} \quad (2.11)$$

$$g_O = (1 - C_{\text{бут}}) \cdot g_{O\text{диз}} + C_{\text{бут}} \cdot g_{O\text{бут}} \quad (2.12)$$

После определения текущего давления газов в цилиндре находим температуру по формуле (2.6). Входящий в эту формулу коэффициент молекулярного изменения $\mu_{\chi n}$ определяется по выражениям (2.7), (2.8) в зависимости от коэффициента избытка воздуха в зоне горения.

2.1.2 Моделирование характеристик выгорания топлива

Характеристики выгорания топлива определяются по методике, основанной на методе, представленном в работе [39]:

$$\frac{dx}{d\varphi} = \frac{dx_0}{d\varphi} + \frac{dx_1}{d\varphi} + \frac{dx_2}{d\varphi}, \quad (2.13)$$

где $\frac{dx_0}{d\varphi}$ – скорость выгорания паров топлива, образовавшихся за

период задержки воспламенения;

$\frac{dx_1}{d\varphi}$ – скорость сгорания испаряющегося топлива;

$\frac{dx_2}{d\varphi}$ – скорость догорания паров топлива и продуктов неполного

сгорания, образовавшихся после воспламенения и невыгоревших к данному моменту.

Интенсивность протекания отдельных стадий выгорания топлива определяется средним поверхностным диаметром капель d_{32} . Вели-

чина d_{32} представляет собой отношение суммы произведений количества капель каждого диаметра на куб этого диаметра к сумме произведений количества капель каждого диаметра на квадрат этого диаметра:

$$d_{32} = \frac{\sum_{i_{min}}^{i_{max}} N_i \cdot d_i^3}{\sum_{i_{min}}^{i_{max}} N_i \cdot d_i^2}. \quad (2.14)$$

Значения плотности, динамической вязкости и коэффициент поверхностного натяжения рассчитываются по приведенным ниже выражениям.

Плотность смеси дизельного топлива с бутанолом рассчитывается по зависимости:

$$\rho_{см.т} = \frac{\rho_{диз} \cdot \rho_{бут}}{(1 - C_{бут}) \cdot \rho_{бут} + C_{бут} \cdot \rho_{диз}}, \quad (2.15)$$

где $\rho_{диз}$ – плотность дизельного топлива;

$\rho_{бут}$ – плотность бутанола.

Коэффициент поверхностного натяжения топлива $\sigma_{см.т}$, определяет физические свойства жидкости и зависит от рода составных компонентов жидкого топлива. Из анализа результатов экспериментальных и теоретических исследований изменение коэффициента поверхностного натяжения, вызванное варьированием состава смеси дизельного топлива с бутанолом, будем определять по «идеальной» форме термодинамической корреляции:

$$\sigma_{см.т} = C'_{бут} \cdot \sigma_{бут} + (1 - C'_{бут}) \cdot \sigma_{диз} - \frac{A}{2RT} \cdot (\sigma_{бут} - \sigma_{диз})^2 \cdot C'_{бут} \cdot (1 - C'_{бут}), \quad (2.16)$$

где $\sigma_{бут}$ – коэффициент поверхностного натяжения бутанола;

$\sigma_{диз}$ – коэффициент поверхностного натяжения дизельного топлива;

A – средняя удельная площадь поверхности молекул, составляющих смесь;

R – универсальная газовая постоянная;

T – температура смеси.

Величина удельной площади поверхности молекул компонента смеси A_k определяется по выражению:

$$A_k = V_k^{2/3} \cdot N_0^{1/3}, \quad (2.17)$$

где V_k – мольный объем чистого компонента смеси;

N_0 – число Авогадро.

Варьирование составом дизельного топлива, посредством применения альтернативных топлив, имеющих физические свойства, отличные от базового топлива, ведет к изменению коэффициента динамической вязкости μ_t . Изменение динамической вязкости смеси дизельного топлива с бутанолом в зависимости от концентрации бутанола в смеси аппроксимируется зависимостью:

$$\mu_{см.т} = 10^{(C'_{бут} \cdot \lg \mu_{бут} + (1 - C'_{бут}) \cdot \lg \mu_{диз})}, \quad (2.18)$$

где $C'_{бут}$ – мольная доля бутанола в смеси с дизельным топливом.

$\mu_{диз}$ – коэффициент динамической вязкости дизельного топлива;

$\mu_{бут}$ – коэффициент динамической вязкости бутанола.

Средняя скорость истечения топлива может быть определена с помощью следующего уравнения:

$$U_0 = \frac{24 \cdot B_0 \cdot \eta}{\mu_f \cdot \pi \cdot d_c^2 \cdot i_c \cdot \Phi_{вир}}, \quad (2.19)$$

где μ_f – коэффициент расхода распылителя;

Эта же скорость может быть рассчитана с помощью другого уравнения:

$$U_0 = \frac{\sum_{i=1}^n U_i \cdot B_{0i}}{B_{0i}}, \quad (2.20)$$

где U_i и B_{0i} – соответственно скорость и величина i -ой порции топлива.

Очевидно, что чем меньше диаметр d_{32} тем выше скорости сгорания топлива на всех стадиях протекания этого процесса. Попадание даже незначительного количества топлива на стенки камеры, температура которых значительно ниже температуры рабочей смеси в момент начала подачи топлива и тем более ниже температуры газов в момент протекания процесса сгорания, приводит к снижению скорости испарения топлива и соответственно скорости сгорания.

Степень снижения скорости испарения топлива при его попадании на стенки камеры сгорания описывается следующей функциональной зависимостью:

$$\chi = 1 - C_o \cdot (1 - \chi_0) \cdot \Phi_w \cdot \frac{2}{\sqrt{\pi}} \cdot e^{-0,5 \cdot \Phi_w^2}, \quad (2.21)$$

где Φ_w – относительное время взаимодействия струи со стенкой;

χ_0 – максимальная степень снижения скорости испарения топлива при взаимодействии струи со стенкой;

$$C_o = 1,46.$$

Относительное время взаимодействия топливной струи со стенкой камеры сгорания определяется зависимостью

$$\Phi_w = \frac{\varphi - \varphi_w}{\varphi_0}, \quad (2.22)$$

где φ – текущий угол поворота коленчатого вала;

φ_w – момент достижения вершиной струи стенок камеры;

φ_0 – продолжительность взаимодействия струи со стенкой до момента максимального снижения скорости испарения в этой зоне

(когда плотный передний фронт струи войдет в соприкосновение со стенкой).

Угол φ_w определяется по выражению:

$$\varphi_w = b \cdot n \cdot t. \quad (2.23)$$

Время t можно определить, задаваясь ориентировочно длиной струи l :

$$l = \left(t \cdot U_0 \cdot \frac{d_c}{tg\alpha_2} \right)^{0,5} \cdot \left(\mu_f \cdot \frac{\rho_m}{\rho_e} \right)^{0,25}, \quad (2.24)$$

где α_2 – угол конуса топливного факела;

μ_f – коэффициент истечения.

Продолжительность взаимодействия топливной струи со стенкой камеры сгорания зависит от длительности впрыскивания топлива $\varphi_{впр}$ и момента достижения струей стенки камеры:

$$\varphi_o = \varphi_{впр} - \varphi_w. \quad (2.25)$$

Для определения максимальной степени снижения скорости испарения топлива χ_o при изменении температуры стенок камеры сгорания от 270 до 700°C целесообразно использовать следующую эмпирическую зависимость:

$$\chi_o = q_v + 0,6 \cdot q_w \cdot \sqrt{\frac{T_w - T_i}{T_e - T_i}}, \quad (2.26)$$

где q_v и q_w – доли цикловой подачи топлива, распыленного в объеме камеры сгорания и достигшего ее стенок;

T_k , T_m , T_w – соответственно критическая температура фазового перехода жидкого топлива в пар, средняя молекулярная температура кипения топлива, температура стенки.

Для эффективного использования изложенных положений математической модели рабочего дизельного двигателя требуется уточнение ряда параметров:

- энергии активации смесей *n*-бутанола с дизельным топливом;
- верхнего предела давления в аккумуляторе системы топливоподачи, обеспечивающего безкавитационное истечение топлива из сопловых отверстий;
- времени достижения топливной струей стенок камеры сгорания;
- количества топлива испарившегося в объёме камеры сгорания;
- температуры стенки $T_{ис}$;

2.2 Математическая модель рабочего процесса двигателя с искровым зажиганием

Математическая модель основана на уравнении первого закона термодинамики в дифференциальной форме. Согласно этому закону, выделяемая при сгорании топлива теплота идет на совершение механической работы, изменение внутренней энергии системы, отводится через теплопередающие поверхности (стенки цилиндра, поршень, головку и др.) и идет на изменение полной энергии системы, вызванное изменением массы и количества движения газов в цилиндре [40]. Решение дифференциального уравнения осуществляется конечно-разностным методом.

Согласно расчетной схеме, представленной на рисунке 2.1, камера сгорания разделена на *N* зон, не участвующие в теплообмене друг с другом со своими коэффициентами избытка воздуха. Давление в каждой из зон в любой момент времени одинаково.

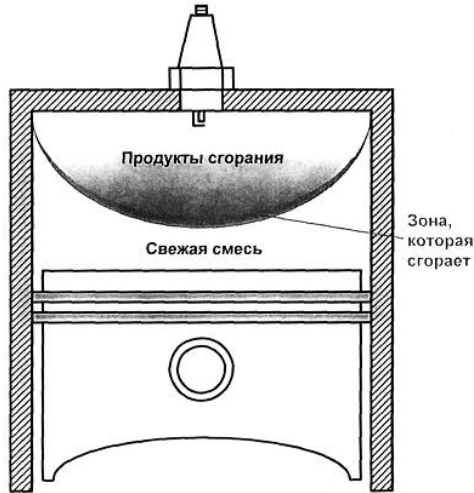


Рис. 2.1 – Расчетная схема математической модели двигателя с искровым зажиганием

Расчет сгорания в зоне производится из условия протекания изоэнтальпийного процесса, отсутствия прорыва газов через поршневые кольца, перемешивания и теплообмена между зонами.

Для рабочей смеси, состоящей из воздуха, паров топлива и остаточных газов удельная энтальпия определяется по формуле:

$$h_{смi} = r_{Вi} \left[\int_0^T C_{pВ} (T) dT + \Delta H_{В}^{обp} \right] + r_{Ti} \left[\int_0^T C_{pT} (T) dT + \Delta H_{T}^{обp} \right] + r_{\gamma i} \left[\int_0^T C_{p\gamma} (T) dT + \Delta H_{\gamma}^{обp} \right], \quad (2.27)$$

где r_B , r_T , r_γ – соответственно относительное объемное содержание воздуха, паров топлива и остаточных газов в смеси;

$C_{pВ}$, C_{pT} , $C_{p\gamma}$ – соответственно изобарная теплоемкость воздуха, паров топлива и остаточных газов, соответственно;

$\Delta H_B^{обp}$, $\Delta H_T^{обp}$, $\Delta H_\gamma^{обp}$ – соответственно теплота образования молекул воздуха, паров топлива и остаточных газов при температуре равной абсолютному нулю.

Изобарная теплоемкость любого из трех рассматриваемых компонентов рабочей смеси определяется температурой. Температура

рабочей смеси в каждой из зон может быть определена, если рассчитаны равновесные концентрации продуктов сгорания, их молярная энтальпия и коэффициент молекулярного изменения для предполагаемой температуры. На первом шаге интегрирования дифференциального уравнения делается допущение, что температура в конце расчетного участка равна температуре в начале расчета. Точное значение температуры определяют методом итераций. Для расчета температуры на втором и последующих этапах определения термодинамических параметров рабочей смеси используется уравнение:

$$T_{cmi} = T_{cm0} \left[\frac{p(\varphi)}{p_0} \right]^{\frac{(n_{cmi}-1)}{n_{cmi}}}, \quad (2.28)$$

где p_0 , T_{cm0} – давление и температура в цилиндре в начале процесса сжатия;

n_{cmi} – показатели политропы свежей смеси сгорания в i -ой зоне.
Температура в уже сгоревших зонах:

$$T_{pci} = T_{pci}^* \left[\frac{p(\varphi)}{p_i^*} \right]^{\frac{(n_{pci}-1)}{n_{pci}}}, \quad (2.29)$$

где n_{pci} – показатель политропы продуктов сгорания в i -ой зоне;

p_i^* и T_i^* – давление и температура в i -ой зоне в момент ее сгорания.

Скорость изменения давления в процессе сжатия определяется по формуле:

$$\Delta p / \Delta \varphi = \frac{\frac{\Delta Q}{\Delta \varphi} - p \frac{\Delta V}{\Delta \varphi}}{\frac{1}{p_0 N} \sum_{i=1}^N \left[\left(AT_{cm0} + 2B T_{cm0}^2 \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{(n_{cmi}-1)}{n_{cmi}}} \right) \left(\frac{n_{cmi}-1}{n_{cmi}} \right) \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{-1}{n_{cmi}}} \right]}. \quad (2.30)$$

Скорость изменения давления в процессе расширения:

$$\Delta p / \Delta \varphi = \frac{\frac{\Delta Q}{\Delta \varphi} - p \frac{\Delta V}{\Delta \varphi}}{\frac{M}{N} \sum_{i=1}^N \left[C_{vpci} \mu_i T_{pci}^* \left(\frac{n_{cmi}-1}{n_{cmi}} \right) \left(\frac{p}{p_i^*} \right)^{\frac{-1}{n_{cmi}}} \cdot \frac{1}{p_i^*} \right]}, \quad (2.31)$$

где M – общий заряд свежей смеси в начале сгорания;

N – количество зон;

μ_i – коэффициент молекулярного изменения продуктов сгорания в i -ой зоне;

A и B – коэффициенты, соответственно равные:

$$A = \alpha_B \Gamma_{Bi} + \alpha_T \Gamma_{Ti} + \alpha_\gamma \Gamma_{\gamma i} \quad (2.32)$$

$$B = b_B \Gamma_{Bi} + b_T \Gamma_{Ti} + b_\gamma \Gamma_{\gamma i}, \quad (2.33)$$

где α_B , α_T , α_γ , b_B , b_T , b_γ – соответствующие коэффициенты линейных уравнений изобарной теплоемкости воздуха, топлива и остаточных газов.

Процесс теплообмена между газами и поверхностью камеры сгорания можно описать уравнением:

$$\Delta x_w = \frac{\Delta p}{6 \cdot n \cdot V_0 \cdot \text{Hu}} \cdot \left\{ \left[\alpha_f \cdot (T - T_r) \cdot F_x \right]_{\text{cp}} + \sum_{i=1}^z \left[\alpha_f \cdot (T - T_{wi}) \cdot F_{wi} \right]_{\text{cp}} \right\}, \quad (2.34)$$

где α_r – коэффициент теплоотдачи от газов в стенку;

T_r – температура поверхности гильзы;

F_x – текущее значение площади поверхности теплоотдачи гильзы;

z и i – количество и номер поверхностей охлаждения, имеющих постоянную площадь соприкосновения с газами;

T_{wi} и F_{wi} – температура и площадь поверхностей охлаждения, имеющих постоянную площадь соприкосновения с газами.

Коэффициент теплоотдачи для процессов газообмена, сжатия и расширения определяется по формуле Вошни:

$$\alpha = 819,5 D^{-0,2} p_{\text{пр}}^{0,8} T^{-0,53} w^{0,8}, \quad (2.35)$$

где D – диаметр цилиндра;

$p_{\text{пр}}$ – текущее давление рабочего тела;

w – скорость рабочего тела, при газообмене $w = 6,18 C_{\text{п}}$, при сжатии $w = 2,28 C_{\text{п}}$, при сгорании и расширении:

$$w = 2,28 \cdot C_{\text{п}} + 3,24 \cdot 10^{-3} \frac{V_{\text{н}} \cdot T_{\text{а}}}{p_{\text{а}} \cdot V_{\text{а}}} \cdot (p - p_{\text{пр}}),$$

где $C_{\text{п}}$ – скорость поршня;

p – текущее давление в цилиндре.

Показатели политроп для свежей смеси и продуктов сгорания можно определить путем проведения итераций во время расчета давления в цилиндре, используя уравнение:

$$n = 1 + \left[\frac{\ln \left(\frac{T(\varphi)}{T(\varphi - \Delta\varphi)} \right)}{\ln \left(\frac{V(\varphi - \Delta\varphi)}{V(\varphi)} \right)} \right]. \quad (2.36)$$

Применение дважды метода итераций: при определении температуры в конце расчетного участка и нахождении показателя политропы процессов сжатия и расширения с одной стороны усложняют реализацию методики в программном модуле, а с другой снижается точность расчета давления и температуры.

Показатель политропы для каждого из процессов, протекающих в цилиндре двигателя, может быть определен по эмпирическим зависимостям, предложенным Вибе. Для моделирования процесса сжатия:

$$n = 1,438 - 0,000105 \cdot T_{\text{ср}}. \quad (2.37)$$

При моделировании процесса сгорания и расширения в зависимости от состава горючей смеси воспользуемся зависимостями [41]:

при $\alpha \leq 1$:

$$n = 1,259 + \left[76,7 - \left(13,6 - \frac{14,2}{\alpha} \right) \cdot \Delta x_i \right] \cdot \frac{1}{T_i} - \left(0,0665 - \frac{0,0245}{\alpha} \right) \cdot \Delta x_i; \quad (2.38)$$

при $\alpha > 1$:

$$n = 1,259 + (76,7 + 0,6\Delta x_i) \cdot \frac{1}{T_i} - \left(0,012 + \frac{0,03}{\alpha}\right) \cdot \Delta x_i, \quad (2.39)$$

где α – коэффициент избытка воздуха.

2.2.2 Моделирование процесса сгорания

Для описания процесса сгорания применяется уравнение И.И. Вибе [42, 43]:

$$x = 1 - e^{C \cdot \left(\frac{\varphi}{\varphi_z}\right)^{m+1}}, \quad (2.40)$$

где m – показатель характера сгорания;

φ – угол поворота коленчатого вала от начала сгорания до рассматриваемого момента времени;

φ_z – продолжительность сгорания;

C – постоянный коэффициент, который определяется по формуле:

$$C = \ln(1 - x_z), \quad (2.41)$$

где x_z – доля топлива, сгоревшего к моменту условного окончания сгорания.

Уравнение И.И. Вибе является полуэмпирическим. Опыт его использования в математических моделях расчета рабочего процесса показывает, что наиболее значительное влияние на показатели рабочего процесса оказывает условная продолжительность сгорания φ_z . Показатель степени m второстепенен, его влияние заметно в начальной фазе процесса сгорания, когда формируются максимальные величины температуры и давления цикла. Несмотря на многолетнее использование уравнения Вибе не существует рекомендаций, позволяющих провести однозначный выбор значений параметров m и φ_z .

Согласно данным [42], показатель характера сгорания имеет оптимальное значение $m \approx 1,5$, однако, это значение не достигнуто ни в бензиновых двигателях, ни в дизелях. Для серийных двигателей с

искровым зажиганием показатель m обычно лежит в пределах от 3 до 4. Условная продолжительность сгорания φ_z зависит от конструктивных, режимных факторов, применяемых топлив, реализуемых методов смесеобразования. Наиболее часто при моделировании рабочего процесса бензиновых двигателей, работающих на номинальном режиме, значения φ_z выбирают из предела 60...80 град ПКВ.

Существует достаточное количество зависимостей, позволяющих рассчитать значения параметров m и φ_z . Представляет интерес использование переменного показателя сгорания [44]. В данной работе проанализирован процесс сгорания водорода в одноцилиндровом четырехтактном двигателе с переменной степенью сжатия CFR (1Ч8,2/11,4) с искровым зажиганием. Испытания проводились при частоте вращения 600 мин⁻¹, степень сжатия менялась в диапазоне от 7 до 9,5. На основании результатов обработки индикаторных диаграмм авторами предложен переменный показатель динамики сгорания, изменяющийся по линейной зависимости от $m_1 = 1,5$ до $m_2 = 4$:

$$m = (m_2 - m_1) \cdot \frac{\varphi}{\varphi_z} + m_1. \quad (2.42)$$

Зависимость получена для сгорания водорода и отсутствуют рекомендации по определению параметра φ_z . Для использования данного уравнения в математической модели рабочего процесса двигателя работающего на бензине, а также смесях топлива со спиртами, требуются уточнения.

В работе [45] для описания процесса тепловыделения в двигателях ВАЗ-2121 и ЗМЗ-24, работающих на бензине с добавками водорода и водяного пара на основе теоретического анализа и обработки экспериментальных данных предложены зависимости для определения условной продолжительности сгорания φ_z и показателя характера сгорания m :

$$\varphi_z = \varphi_{z0} \left[0,733 \frac{\vartheta_{H_2O}}{\vartheta_H} \frac{n_0}{n} \frac{\alpha_0}{\alpha} \left(\frac{p}{p_0} \right)^{0,26} \left(\frac{T_0}{T} \right)^2 + 0,267 \right] \quad (2.43)$$

$$m = \frac{m_0}{1,4 \frac{g_{n0}}{g_n} \left(\frac{\alpha_0}{\alpha} \right)^{0,5} - 0,4}, \quad (2.44)$$

где g_n – нормальная скорость распространения пламени;

α – коэффициент избытка воздуха;

n – частота вращения двигателя;

p и T , – средние давление и температура цикла соответственно.

Индекс "0" относится к параметрам бензинового двигателя. Наличие в топливной смеси водорода и водяного пара учитывается в формулах через нормальную скорость распространения пламени, определенную экспериментально при различных добавках к бензину водорода и водяного пара.

Применение данных уравнений в математической модели двигателя с искровым зажиганием и работающего на бензине также требует уточнений. Кроме того необходимы дополнительные исследования для определения скорости сгорания смеси этанола с бензином. В работе [45] отсутствуют рекомендации по выбору m_0 и φ_{z0} при работе двигателя на бензине. Средние значения p и T не могут быть однозначно определены, так как они зависят от значений m_0 и φ_{z0} . Для расчета требуется использование метода итераций, что усложняет процесс построение программы расчета.

В работе [46] проводились исследования по влиянию малых добавок водорода к топливовоздушной смеси на характеристику тепловыделения двигателя с искровым зажиганием. В качестве экспериментальной установки использовалась одноцилиндровая установка УИТ–85 с переменной степенью сжатия. Испытания проводились на двух скоростных режимах (600 и 900 мин⁻¹). На основании обработки экспериментальных индикаторных диаграмм была получена полуэмпирическая зависимость для определения показателя характера сгорания, учитывающая среднюю скорость распространения пламени в основной фазе сгорания:

$$m = \left(\frac{\vartheta_{\text{осн}}}{C_m} \right) \left\{ 29,112 \frac{V_\theta}{V_a} (\alpha - 7,0483 \frac{V_\theta}{V_a} + 1,4822) - 5,609\alpha + 0,386\alpha^2 - 0,773 \right\} \times$$

$$\times \left(\frac{V_\theta}{V_a} \right)^{-0,35} \cdot \alpha, \quad (2.45)$$

где $\vartheta_{\text{осн}}$ – средняя скорость распространения пламени в основной фазе сгорания;

C_m – средняя скорость поршня;

V_θ – объем камеры в момент подачи искры;

V_a – полный объем цилиндра;

α – коэффициент избытка воздуха.

Уравнение содержит один параметр, подлежащий экспериментальному определению – среднюю скорость распространения пламени. Использование данного уравнения позволит определить величину m в зависимости от применяемого топлива с учетом изменения скоростного и нагрузочного режимов работы двигателя/

Для расчета продолжительности сгорания при условии изменения состава смеси можно использовать формулу, предложенную проф. В.А. Звоновым [47]:

$$\varphi_z = \varphi_{z(\alpha=1)} (1,958 - 2,437\alpha + 1,479\alpha^2). \quad (2.46)$$

Для эффективного использования этой зависимости требуется корректировка параметра $\varphi_{z(\alpha=1)}$ при смене скоростного режима, также неясно, на сколько, универсальна эта зависимость.

Зависимости, предложенные Вошни [48], позволяют определить параметры φ_z и m при изменении скоростного и нагрузочного режимов работы двигателя.

$$\varphi_z = \varphi_{zn} \left(\frac{\alpha_n}{\alpha} \right)^{0,6} \left(\frac{n}{n_n} \right)^{0,5}; \quad (2.47)$$

$$m = m_n \left(\frac{\varphi_z}{\varphi_{zn}} \right)^{0,5} \left(\frac{n_n}{n} \right)^{0,8} \left(\frac{P_{cn} T_c}{P_c T_{cn}} \right), \quad (2.48)$$

где P_c и T_c – соответственно давление и температура в конце такта сжатия.

Индекс «n» относит параметры, входящие в зависимости, к номинальному режиму работы.

Применение этих формул имеет отмеченные выше трудности: достоверное определение φ_z и m на номинальном режиме; для определения показателя m при смене режима требуется использовать метод итераций.

Для проведения сравнительного анализа рассмотренных выше зависимостей рассчитаем показатели рабочего цикла четырехцилиндрового четырехтактного двигателя с рабочим объемом 1,5 л для номинального режима ($n=5600 \text{ мин}^{-1}$). При расчете характеристик выгорания топлива показатель сгорания m определялся по выражениям (2.42) и (2.45) и был выбран из интервала 3...4. Моделирование рабочего цикла производилось при неизменном значении часового расхода топлива ($G_T=15 \text{ кг/ч}$). Показатель сгорания для случая «ручного» выбора принимался равным 3,5, а продолжительность сгорания – 70 град ПКВ. Показатели цикла с использованием зависимостей (2.43), (2.44), (2.46)–(2.48) не определялись, так как моделирование проводилось для номинального режима работы двигателя, работающего на бензине.

На рисунке 2.2 представлены участки расчетных индикаторных диаграмм, полученные для «m» заданных различными способами. Максимальные давления цикла для всех трех рассмотренных случаев практически равны, абсолютные значения немногим выше 3,0 МПа. Участки индикаторных диаграмм в случае «m» равного 3,5 и рассчитанного с помощью уравнения (2.45) практически полностью совпадают. Отличается с момента начала воспламенения до достижения максимального давления индикаторная диаграмма, рассчитанная по линейно изменяющемуся «m» (2.42), различие составляет ~0,25 МПа. Соответствующие различия имеются в зависимостях температуры газов в цилиндре (рисунок 2.3). На участке быстрого сгорания температура газов в цилиндре при переменном показателе «m» на ~ 100° выше, чем для остальных двух случаев.

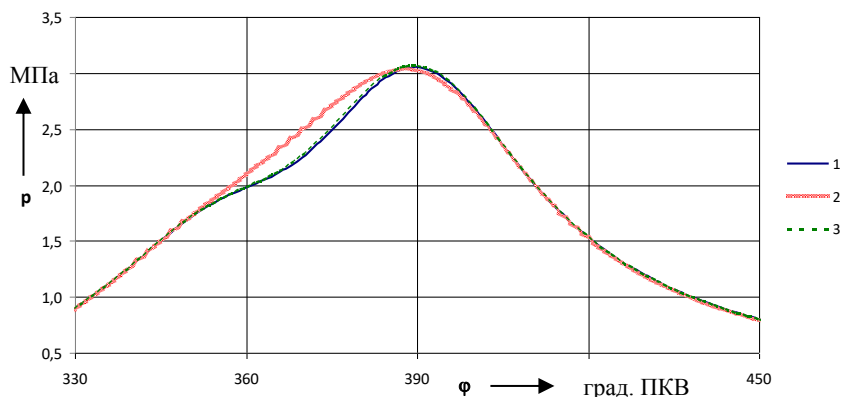


Рис. 2.2 – Расчетные индикаторные диаграммы:
 1 – показатель сгорания равен 3,5;
 2 – показатель сгорания рассчитан по формуле (2.42)
 3 – показатель сгорания рассчитан по формуле (2.45)

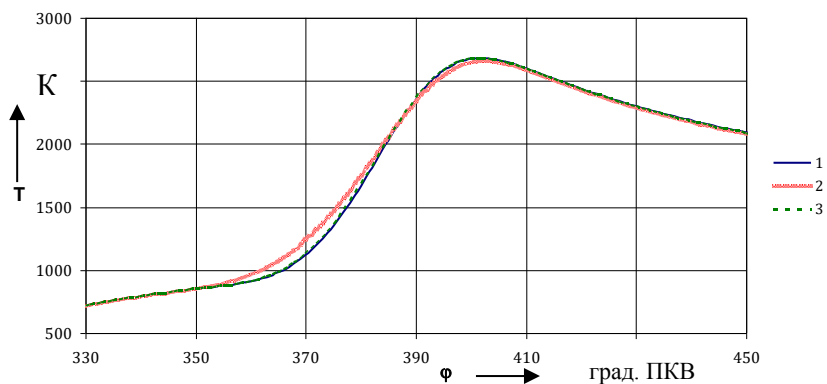


Рис. 2.3 – Расчетные диаграммы температур в цилиндре двигателя:
 1 – показатель сгорания равен 3,5;
 2 – показатель сгорания рассчитан по формуле (2.42)
 3 – показатель сгорания рассчитан по формуле (2.45)

Различия в характере изменения давления и температуре газов в цилиндре обусловлены тем, что на участке быстрого сгорания скорость тепловыделения, рассчитанная при помощи зависимости (2.42), выше по сравнению остальными двум зависимостями (рису-

нок 2.4). Очевидно, что рекомендованный в работе [44], диапазон изменения параметра « m » не подходит для моделирования процесса сгорания бензино-воздушной смеси. Использование уравнения (2.42) в моделировании рабочего цикла возможно после корректировки диапазона варьирования параметра « m ».

Несмотря на заметные отличия в характеристике тепловыделения и индикаторной диаграмме существенных различий в рассчитанных значениях среднего индикаторного давления p_i и удельного индикаторного расхода топлива g_i нет (таблица 2.1). Разница между минимальным и максимальным значением g_i составляет ~ 1 г/(кВт*ч) ($\sim 0,5\%$), для p_i эта разница составляет 0,004 МПа ($\sim 0,5\%$). Основное влияние на результаты расчета оказывает продолжительность сгорания топлива φ_z .

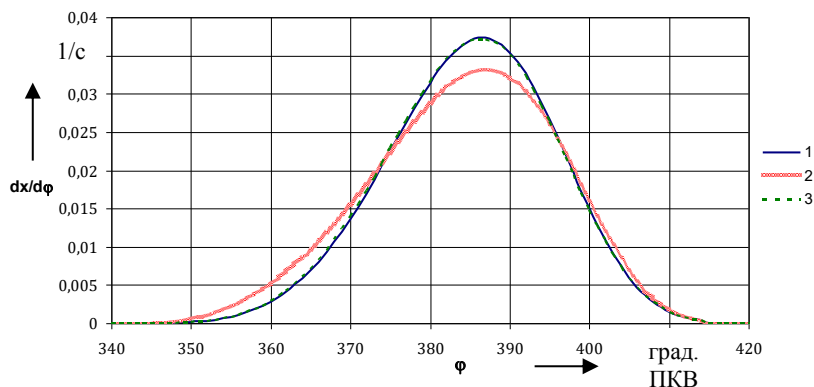


Рис. 2.4 – Расчетные дифференциальные характеристики выгорания:

- 1 – показатель сгорания равен 3,5;
- 2 – показатель сгорания рассчитан по формуле (2.42)
- 3 – показатель сгорания рассчитан по формуле (2.45)

Таблица 2.1 – Результаты расчета рабочего цикла бензинового двигателя

Показатели цикла	Формулы для расчета процесса выгорания		
	$m = 3,5$	(16)	(19)
p_i , МПа	0,937	0,941	0,939
g_i , г/(кВт*ч)	228,6	227,6	228,3

Таким образом, имеющиеся формулы для определения φ_z и m требуют уточнения с учетом особенностей протекания процесса сгорания при применении смесей бензина с этанолом.

2.2.3 Моделирование негомогенности заряда в цилиндре двигателя

Одним из направлений улучшения топливной экономичности, экологических показателей современных двигателей внутреннего сгорания является повышение гомогенности топливовоздушной смеси. Уровень развития топливopодающих систем не позволяет достигнуть равномерного распределения топлива. Исследования смесеобразования и сгорания в двигателях с внешним смесеобразованием [49, 50] показывают, что существует неоднородность распределения топлива в объеме камеры сгорания. Исследования в работе [50] проведены с помощью лазера на специальном двигателе с прозрачным поршнем позволили провести замер концентраций топлива в плоскости перпендикулярной оси цилиндра в различных точках камеры сгорания (рисунок 2.5).

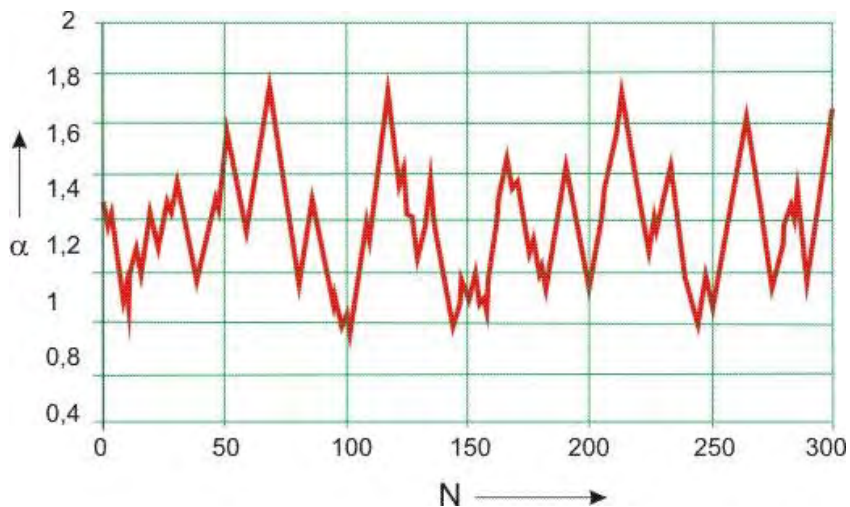


Рис. 2.5 – Изменение значения коэффициента избытка воздуха по различным точкам камеры сгорания

Статистический анализ результатов, показанных на рисунке 2.5, позволил построить гистограмму, характеризующую распределение величин коэффициента избытка воздуха (рисунок 2.6)

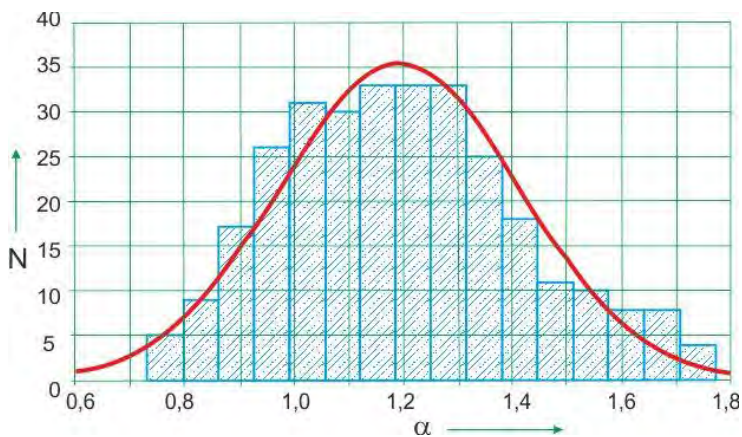


Рис. 2.6 – Распределение значений коэффициента избытка воздуха по зонам камеры сгорания

Полученное распределение может быть аппроксимировано нормальным законом распределения (рисунок 2.6). Дальнейший анализ показал, что полученная статистическая выборка может быть удовлетворительно описана другими законами распределения близкими по своей форме с нормальным законом, например, законы распределения Пуассона и Реллея (рисунки 2.7 и 2.8) [51].

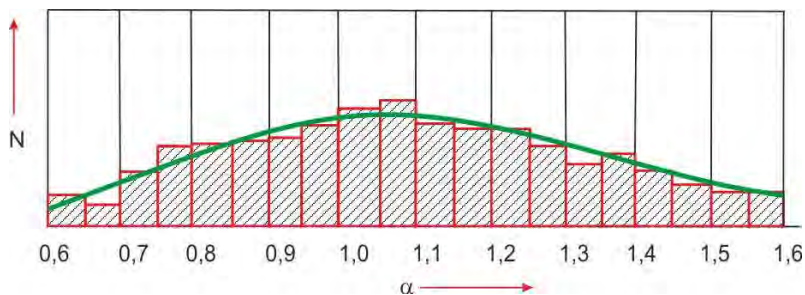


Рис. 2.7 – Распределение значений коэффициента избытка воздуха по зонам по закону Пуассона ($\lambda=3,5$)

Закон распределения Пуассона описывается уравнением:

$$W(x) = \frac{\lambda^k}{k!} e^{-\lambda} \quad (2.49)$$

где $\lambda > 0$ – параметр распределения Пуассона
Математическое ожидание и дисперсия:

$$M(x) = \lambda, \quad \sigma(x) = \lambda. \quad (2.50)$$

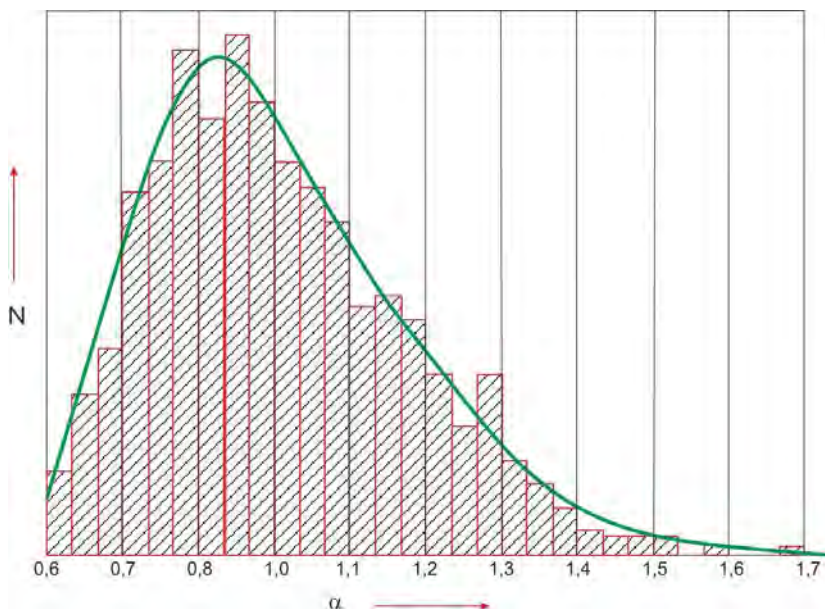


Рис. 2.8 – Распределение значений коэффициента избытка воздуха по зонам по закону Реллея

Закон Реллея описывается системой:

$$W(x) = \begin{cases} 0, & x < 0 \\ \frac{x}{\sigma^2} \exp\left(\frac{-x}{\sigma^2}\right), & x \geq 0 \end{cases} \quad (2.51)$$

Математическое ожидание:

$$M_x = \sqrt{\frac{\pi}{2}} \sigma. \quad (2.52)$$

Среднее квадратичное отклонение:

$$\sigma_x^2 = \left(2 - \frac{\pi}{2}\right) \sigma^2. \quad (2.53)$$

Выбор конкретного из законов распределения требует проведения дополнительных исследований, характер этих законов позволяет сделать предположение: при моделировании средних нагрузок работы двигателя можно воспользоваться нормальным законом распределением или законом Пуассона, моделирование режимов близких к полной нагрузке можно осуществить с помощью закона Релея.

Построение многозонной модели сгорания топлива, требует применения зависимостей, устанавливающих связь между величинами m_0 и φ_{z0} с одной стороны и параметрами, характеризующими условия сгорания топлива в конкретной зоне. Условия сгорания определяются термодинамическими параметрами рабочей смеси, температурой стенок камеры сгорания, расположением очага воспламенения и соотношением между количеством топлива, находящимся в рассматриваемой зоне, и количеством воздуха в зоне горения. Это соотношение задается локальным коэффициентом избытка воздуха. Количество зон имеющих конкретный коэффициент избытка воздуха определяется по зависимостям, приведенным выше (рисунки 2.6–2.8). Для расчета продолжительности сгорания топлива в каждой из зон можно воспользоваться уравнением (2.43).

3 РАСЧЕТНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДИЗЕЛЯ

3.1 Показатели рабочего процесса дизеля при применении спиртосодержащих топлив

Расчетные исследования проведены для режима С100 13-ступенчатого цикла ESC автомобильного дизеля 4ЧН 11/12,5 (если режим не приведен по тексту).

3.1 Влияние содержания бутанола на среднее индикаторное давление и максимальную температуру процесса сгорания

Зависимости среднего индикаторного давления и максимальной температуры газов в цилиндре от содержания бутанола в смеси с дизельным топливом и угла опережения впрыска топлива приведены на рисунках 3.1 и 3.2.

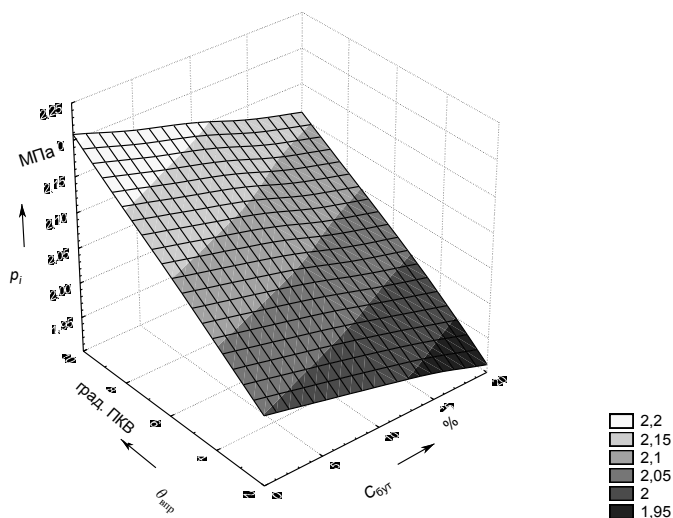


Рис. 3.1 – Зависимость среднего индикаторного давления от содержания бутанола в смеси с дизельным топливом и угла опережения впрыска топлива

С увеличением содержания бутанола в смеси с дизельным топливом во всем диапазоне углов опережения впрыска топлива среднее индикаторное давление снижается. Снижается оно и с уменьшением угла опережения впрыска топлива для всех рассматриваемых смесей (рисунок 3.1). Например, снижение ρ_i при использовании 20% смеси по сравнению с дизельным топливом с $\theta_{впр}$ равным 10 град. ПКВ составляет 4,52%; с $\theta_{впр}=4$ град. ПКВ – 3,9%. Смесь 5% бутанола и дизельного топлива вызывает отклонение ρ_i не более чем на 1,3% по сравнению с работой на дизельном топливе для всех рассматриваемых углов опережения впрыска топлива.

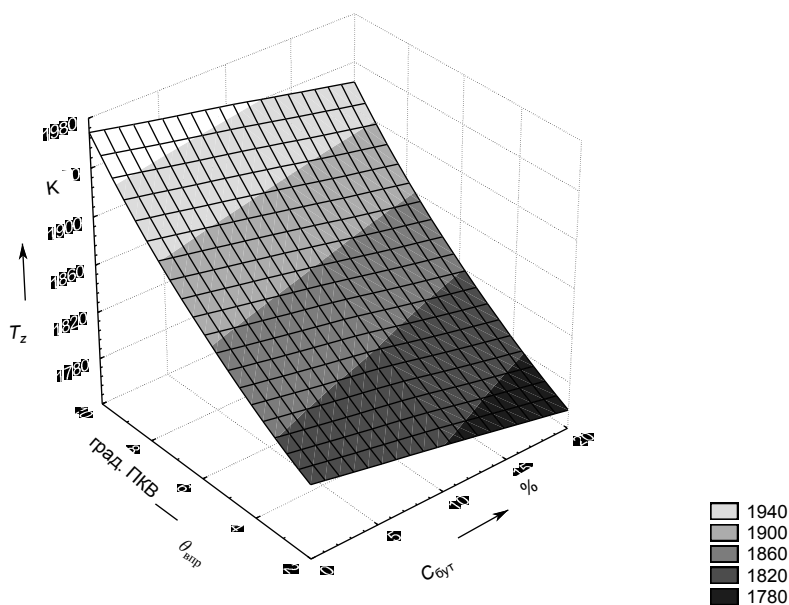


Рис. 3.2 – Зависимость максимальной температуры газов в цилиндре от содержания бутанола в смеси с дизельным топливом и угла опережения впрыска топлива

Для поддержания мощности при использовании вышеуказанных смесей на том же уровне, что и при работе двигателя на дизельном топливе $\theta_{впр}$ необходимо увеличить, например, для 15% смеси на 3 град. ПКВ (с 5 до 8 град. ПКВ).

С увеличением содержания бутанола в смеси во всем рассматриваемом диапазоне углов опережения впрыска топлива максимальная температура газов (T_z) в цилиндре падает. Падает она и при уменьшении $\theta_{впр}$ (рисунок 3.2). Падение максимальной температуры для 20% смеси по сравнению с дизельным топливом при $\theta_{впр}=2$ град. ПКВ составляет 47° (2,6%), при $\theta_{впр}=8$ град. ПКВ – 44° (2,3%). Для 5% смеси снижение максимальной температуры по сравнению с дизельным топливом при всех углах опережения впрыска топлива составляет не более 12° (0,67%).

3.2 Показатели рабочего процесса в зависимости от содержания бутанола в смеси при различных углах опережения впрыска топлива и расходах воздуха

Для определения влияния содержания бутанола в смеси $C_{бут}$, расхода воздуха G_v и угла опережения впрыска топлива $\theta_{впр}$, а также их сочетаний на показатели рабочего процесса проведено планирование эксперимента с использованием насыщенного близкого к D-оптимальному плана для трех изменяемых параметров. Постоянство режима поддерживается за счет изменения цикловой подачи топлива.

Получены регрессионные зависимости для определения удельного индикаторного расхода топлива и удельного выброса оксидов азота от угла опережения впрыска топлива, расхода воздуха и содержания бутанола в смеси, г/(кВт·ч):

$$g_I = 181,1 - 7,6375 \cdot \theta_{впр}^* - 0,4125 \cdot G_e^* + 4,2625 \cdot C_{бут}^* + 0,0625 \cdot (\theta_{впр}^*)^2 + 1,0 \cdot (G_e^*)^2 + 0,6 \cdot (C_{бут}^*)^2 - 0,4125 \cdot \theta_{впр}^* \cdot G_e^* - 0,2375 \cdot \theta_{впр}^* \cdot C_{бут}^* + 0,075 \cdot G_e^* \cdot C_{бут}^*, \quad (3.1)$$

$$g_{NO_x} = 2,55 + 0,239375 \cdot \theta_{впр}^* - 0,12625 \cdot G_e^* + 0,03375 \cdot C_{бут}^* + 0,150625 \cdot (\theta_{впр}^*)^2 - 0,15625 \cdot (G_e^*)^2 - 0,11625 \cdot (C_{бут}^*)^2 - 0,05125 \cdot \theta_{впр}^* \cdot G_e^* - 0,00125 \cdot \theta_{впр}^* \cdot C_{бут}^* - 0,0425 \cdot G_e^* \cdot C_{бут}^*, \quad (3.2)$$

где $\theta_{впр}^*$, G_e^* , $C_{бут}^*$ – приведенные значения изменяемых параметров в натуральном масштабе измерений.

Проведен анализ полученных зависимостей, построены графики.

На рисунках 3.3 и 3.4 представлены зависимости удельных выбросов оксидов азота от содержания бутанола в смеси с дизельным топливом и расхода воздуха при углах опережения впрыска топлива 8 и 3 град. ПКВ соответственно.

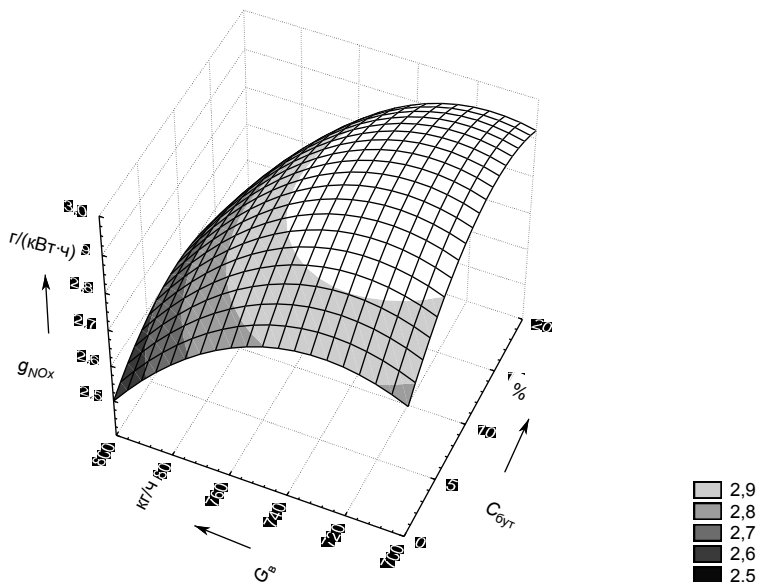


Рис. 3.3 – Зависимость удельных выбросов оксидов азота от содержания бутанола в смеси с дизельным топливом и расхода воздуха при угле опережения впрыска топлива 8 град. ПКВ

С увеличением содержания бутанола в смеси для всех рассматриваемых значений расхода воздуха удельный выброс оксидов азота сначала растет, а затем начинает падать. Для угла опережения впрыска топлива 8 град. ПКВ интенсивность роста и падения ниже, чем при 3 град. ПКВ.

При $\theta_{впр}=8$ град. ПКВ и $Q_v=700$ кг/ч изменение g_{NOx} составляет не более 7,4%, при $\theta_{впр}=3$ град. ПКВ и $Q_v=700$ кг/ч – не более 9,5% для всех рассматриваемых смесей по сравнению с дизельным топливом. Удельные выбросы для всего сочетания расхода воздуха и содержа-

ния бутанола в смеси при угле опережения впрыска топлива 3 град. ПКВ ниже, чем при 8 град. ПКВ.

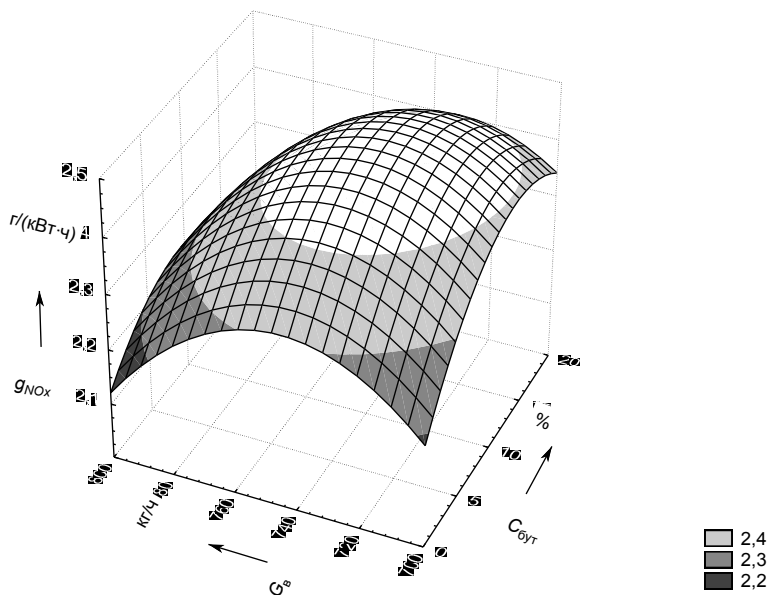


Рис. 3.4 – Зависимость удельных выбросов оксидов азота от содержания бутанола в смеси с дизельным топливом и расхода воздуха и угле опережения впрыска топлива 3 град. ПКВ

Достижение минимальных и максимальных значений удельных выбросов оксидов азота для различного содержания бутанола в смеси зависит от взаимного сочетания расхода воздуха и угла опережения впрыска топлива.

На рисунке 3.5 показано изменение g_{NOx} в пределах 1,5% от содержания бутанола в смеси с дизельным топливом и расхода воздуха при угле опережения впрыска топлива 8 град. ПКВ.

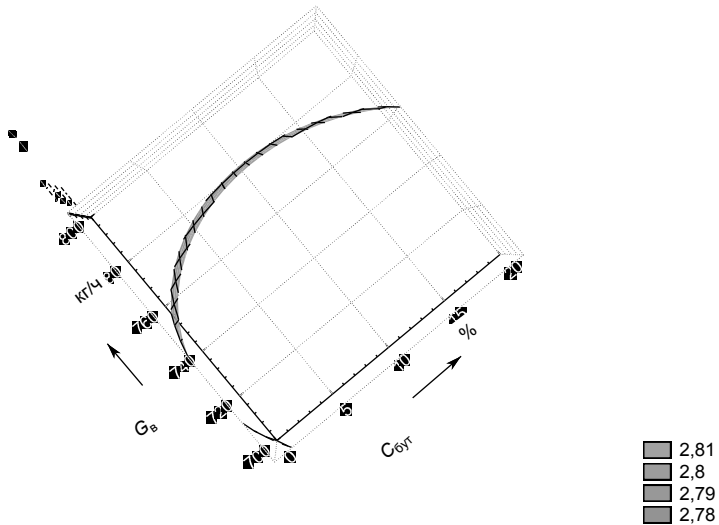


Рис. 3.5 – Зависимость удельных выбросов оксидов азота от содержания бутанола в смеси с дизельным топливом и расхода воздуха при угле опережения впрыска топлива 8 град. ПКВ при изменении g_{NOx} менее 1,5%

Как видно из рисунка данный диапазон удельных выбросов оксидов азота может быть получен при различных сочетаниях содержания бутанола в смеси и расхода воздуха.

Т. о. меняя параметры наддува и угол опережения впрыска топлива по сравнению с тем же для дизельного топлива можно с различной интенсивностью влиять на удельные выбросы окислов азота.

Изменение удельного индикаторного расхода топлива в зависимости от содержания бутанола в смеси с дизельным топливом и расхода воздуха при угле опережения впрыска топлива 8 и 3 град. ПКВ показано на рисунках 3.6 и 3.7.

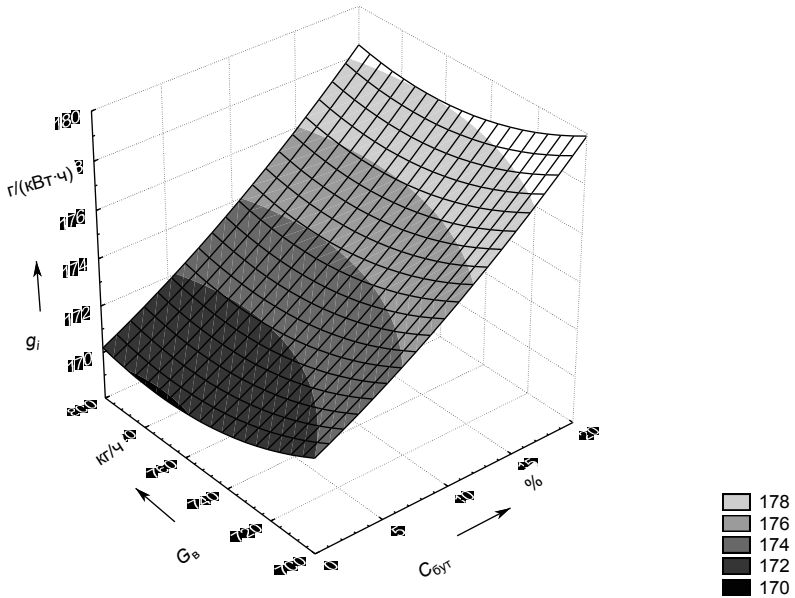


Рис. 3.6 – Зависимость удельного индикаторного расхода топлива от содержания бутанола в смеси с дизельным топливом и расхода воздуха при угле опережения впрыска топлива 8 град. ПКВ

Увеличение содержания бутанола в смеси приводит к росту удельного индикаторного расхода топлива при всех рассматриваемых значениях расхода воздуха (рисунки 3.6, 3.7). Например для 20% смеси по сравнению с дизельным топливом при $\theta_{впр}=3$ град. ПКВ и $Q_в=750$ кг/ч g_i увеличивается на 4,9%; для 10% смеси при $\theta_{впр}=3$ град. ПКВ и $Q_в=750$ кг/ч – 2,1%.

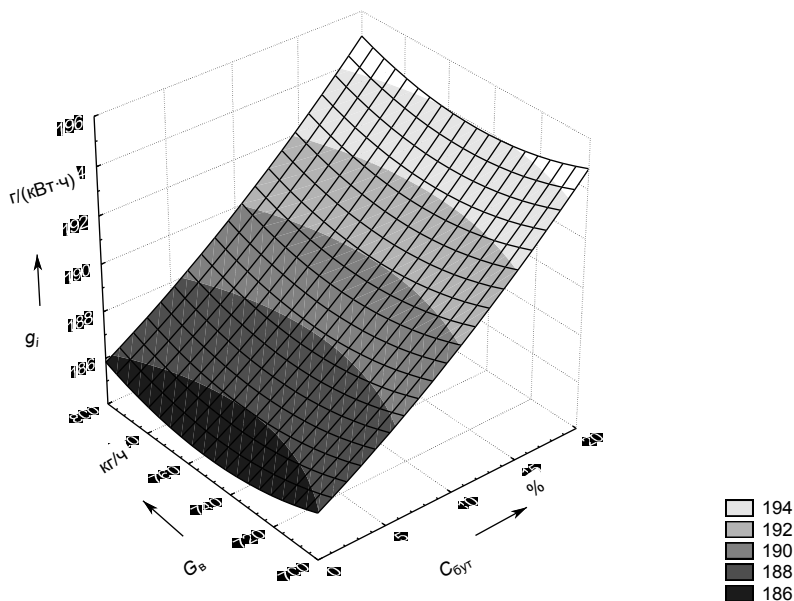


Рис. 3.7 – Зависимость удельного индикаторного расхода топлива от содержания бутанола в смеси с дизельным топливом и расхода воздуха при угле опережения впрыска топлива 3 град. ПКВ

3.3 Влияние параметров топливоподдачи на показатели рабочего процесса дизеля

3.3.1 Угол опережения впрыска топлива и диаметр сопловых отверстий распылителя

Для определения совместного влияния содержания бутанола в смеси $C_{\text{бут}}$, угла опережения впрыска топлива $\theta_{\text{впр}}$ и диаметра сопловых отверстий распылителей форсунок d_c на удельный индикаторный расход топлива g_i и удельный выброс оксидов азота g_{NOx} проведено планирование эксперимента с использованием насыщенного близкого к D -оптимальному плана для трех изменяемых параметров. Изменяемые параметры рассматриваются в следующих диапазонах: $C_{\text{бут}} - 0-20\%$, $\theta_{\text{впр}} - 3-8$ град. ПКВ, $d_c - 0,138-0,178$ мм.

Режим поддерживается постоянным за счет изменения цикловой подачи топлива.

По результатам проведенных исследований получены регрессионные зависимости для определения удельного индикаторного расхода топлива и удельного выброса оксидов азота от угла опережения впрыска топлива, диаметра сопловых отверстий распылителей и содержания бутанола в смеси, г/(кВт·ч):

$$g_i = 181,0 - 6,74375 \cdot \theta_{впр}^* + 3,7125 \cdot d_c^* + 4,2625 \cdot C_{б\gamma m}^* + 1,14375 \cdot (\theta_{впр}^*)^2 - 2,1375 \cdot (d_c^*)^2 + 0,2125 \cdot (C_{б\gamma m}^*)^2 - 1,5375 \cdot \theta_{впр}^* \cdot d_c^* - 0,1375 \cdot \theta_{впр}^* \cdot C_{б\gamma m}^* + 0,425 \cdot d_c^* \cdot C_{б\gamma m}^*, \quad (3.3)$$

$$g_{NO_x} = 2,59 + 0,293125 \cdot \theta_{впр}^* - 1,23 \cdot d_c^* + 0,1225 \cdot C_{б\gamma m}^* + 0,134375 \cdot (\theta_{впр}^*)^2 + 1,17875 \cdot (d_c^*)^2 - 0,04125 \cdot (C_{б\gamma m}^*)^2 + 0,03 \cdot \theta_{впр}^* \cdot d_c^* + 0,0725 \cdot \theta_{впр}^* \cdot C_{б\gamma m}^* - 0,32 \cdot d_c^* \cdot C_{б\gamma m}^*, \quad (3.4)$$

где $\theta_{впр}^*$, d_c^* , $C_{б\gamma m}^*$ – приведенные значения изменяемых параметров в натуральном масштабе измерений.

Анализ регрессионных зависимостей показывает, что удельный индикаторный расход топлива растет с увеличением содержания бутанола в смеси при всех рассматриваемых значениях угла опережения впрыска топлива (рисунки 3.8, 3.9). Например, для 10% смеси по сравнению с дизельным топливом при $d_c=0,178$ мм и $\theta_{впр}=8$ град. ПКВ g_i увеличивается на 2,5%; для 20% смеси – на 5,3%. Для 10% смеси при $d_c=0,138$ мм и $\theta_{впр}=8$ град. ПКВ увеличение g_i составляет 2,1%; для 20% смеси – 4,4%.

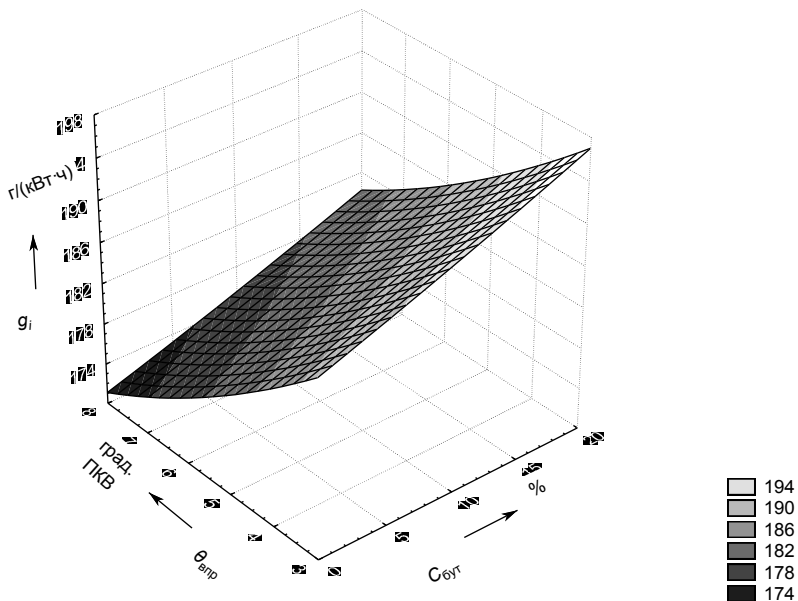


Рис. 3.8 – Зависимость удельного индикаторного расхода топлива от содержания бутанола в смеси с дизельным топливом и угла опережения впрыска топлива при диаметре сопловых отверстий распылителей 0,178 мм

Для снижения g_i при увеличении содержания бутанола в смеси угол опережения впрыска топлива необходимо увеличивать.

Удельный индикаторный расход топлива равный 177 г/(кВт·ч) при $\alpha_c=0,138$ мм может быть получен для 10% смеси при $\theta_{впр}=4,7$ град. ПКВ, для 20% смеси при $\theta_{впр}=6,7$ град. ПКВ; при $\alpha_c=0,178$ мм – для 10% смеси при $\theta_{впр}=7,4$ град. ПКВ, для 20% смеси при $\theta_{впр}>8$ град. ПКВ. Для дизельного топлива это g_i получается при $\alpha_c=0,138$ мм и $\theta_{впр}=3,3$ град. ПКВ.

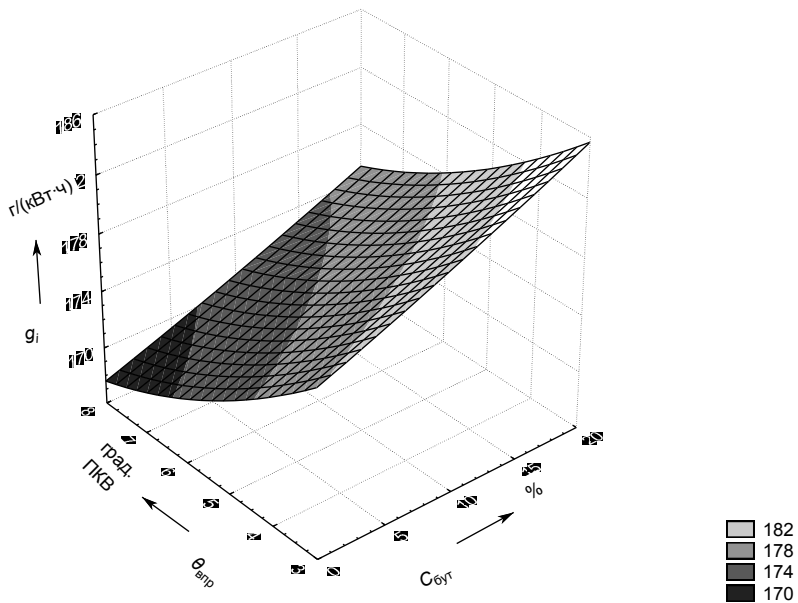


Рис. 3.9 – Зависимость удельного индикаторного расхода топлива от содержания бутанола в смеси с дизельным топливом и угла опережения впрыска топлива при диаметре сопловых отверстий распылителей 0,138 мм

На рисунках 3.10 и 3.11 представлены зависимости удельных выбросов оксидов азота от содержания бутанола в смеси с дизельным топливом и угла опережения впрыска топлива.

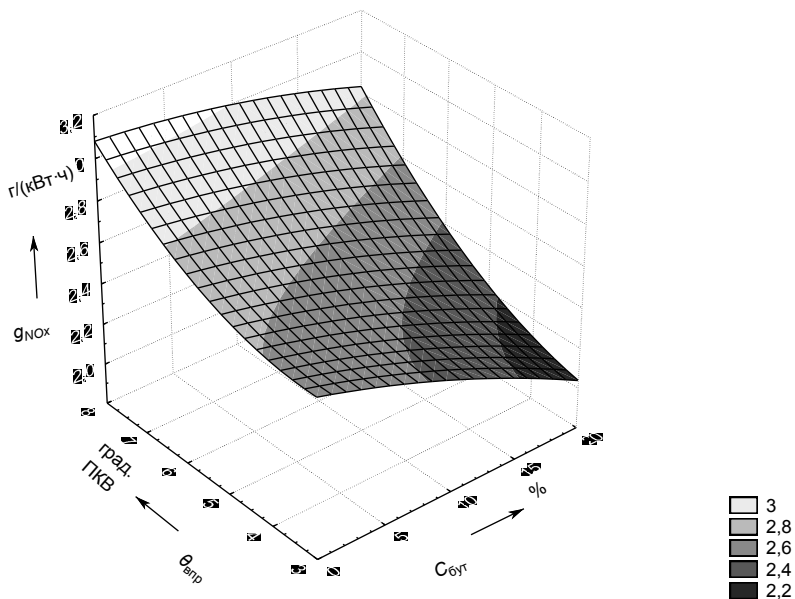


Рис. 3.10 – Зависимость удельных выбросов оксидов азота от содержания бутанола в смеси с дизельным топливом и угла опережения впрыска топлива при диаметре сопловых отверстий распылителей 0,178 мм

С увеличением содержания бутанола в смеси во всем рассматриваемом диапазоне $\theta_{\text{впр}}$ удельный выброс оксидов азота падает при диаметре сопловых отверстий 0,178 мм и растет при $d_c=0,138$ мм (рисунки 3.10, 3.11). При $d_c=0,178$ мм и $\theta_{\text{впр}}=8$ град. ПКВ для 10 и 20% смеси падение g_{NOx} составляет 2,7 и 8,1% соответственно; если $\theta_{\text{впр}}=3$ град. ПКВ – 8,9 и 20,9%. При $d_c=0,138$ мм и $\theta_{\text{впр}}=8$ град. ПКВ для 10 и 20% смеси рост g_{NOx} составляет 11,5 и 21,3% соответственно; если $\theta_{\text{впр}}=3$ град. ПКВ – 9,2 и 16,6%.

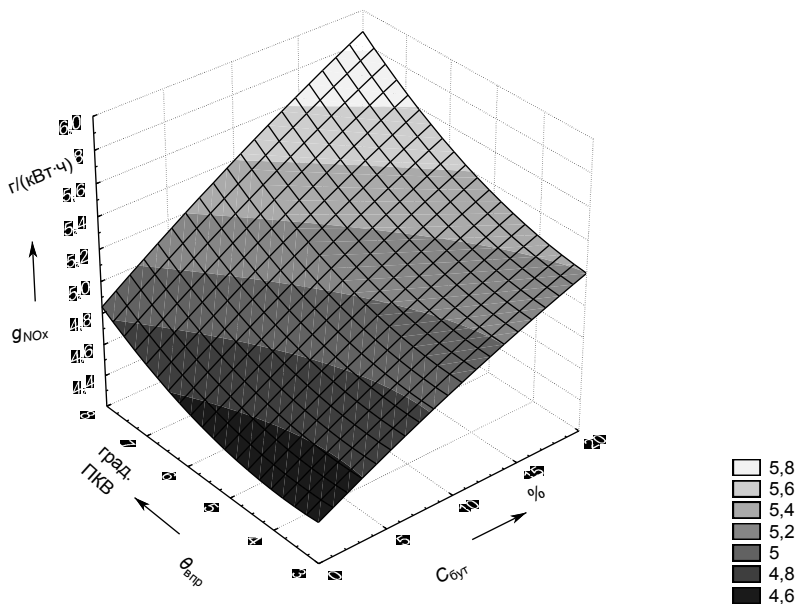


Рис. 3.11 – Зависимость удельных выбросов оксидов азота от содержания бутанола в смеси с дизельным топливом и угла опережения впрыска топлива при диаметре сопловых отверстий распылителей 0,138 мм

Влияние содержания бутанола в смеси с дизельным топливом и диаметра сопловых отверстий распылителей форсунок на удельный индикаторный расход топлива при угле опережения впрыска 8 и 3 град. ПКВ представлено на рисунках 3.12 и 3.13.

Как видно из рисунков 3.12 и 3.13 с увеличением содержания бутанола в смеси удельный индикаторный расход топлива увеличивается при всех рассматриваемых значениях диаметра сопловых отверстий. Наименьшее значение g_i при работе на любой из рассматриваемых смесей достигается при минимальном из приведенных диаметре сопловых отверстий (0,138 мм).

Например, увеличение g_i для 5 и 15% смеси по сравнению с дизельным топливом при $\theta_{впр}=3$ град. ПКВ и $d_c=0,138$ мм составляет 1,07% (1,9 г/(кВт·ч)); для 15% смеси – 3,26% (5,8 г/(кВт·ч)).

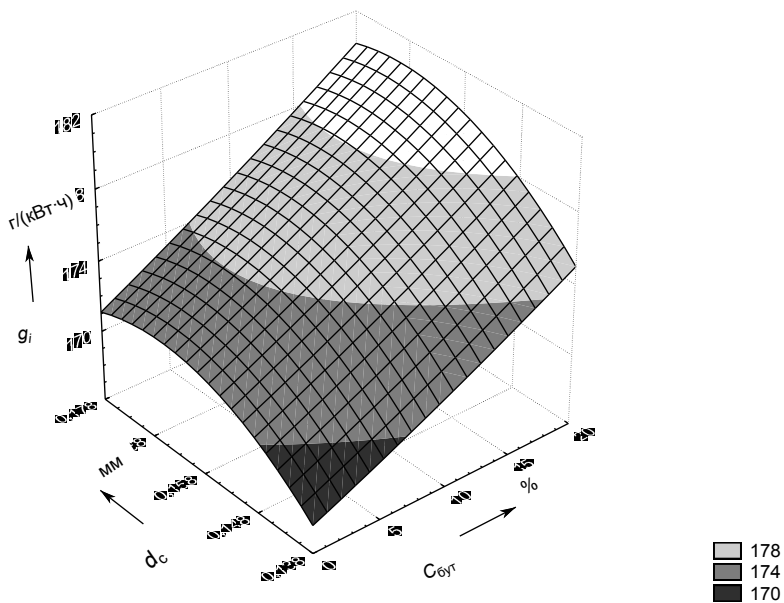


Рис. 3.12 – Зависимость удельного индикаторного расхода топлива от содержания бутанола в смеси с дизельным топливом и диаметра сопловых отверстий распылителей при угле опережения впрыска топлива 8 град. ПКВ

Изменение удельных выбросов оксидов азота в зависимости от содержания бутанола в смеси с дизельным топливом и диаметра сопловых отверстий распылителей при угле опережения впрыска топлива 8 и 3 град. ПКВ показано на рисунках 3.14 и 3.15.

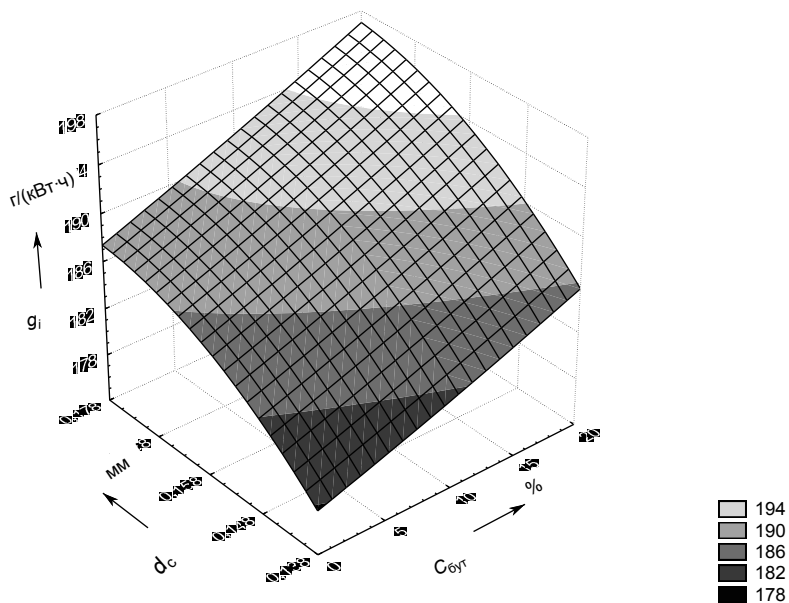


Рис. 3.13 – Зависимость удельного индикаторного расхода топлива от содержания бутанола в смеси с дизельным топливом и диаметра сопловых отверстий распылителей при угле опережения впрыска топлива 3 град. ПКВ

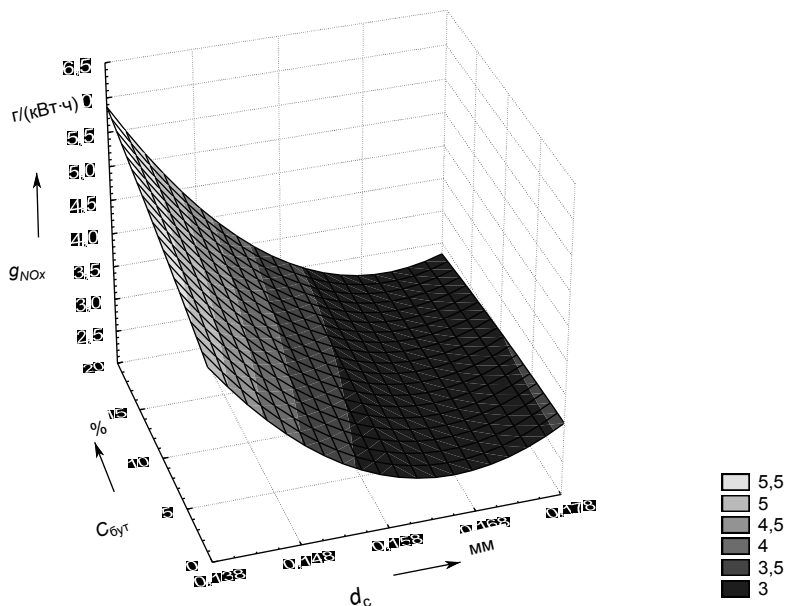


Рис. 3.14 – Зависимость удельных выбросов оксидов азота от содержания бутанола в смеси с дизельным топливом и диаметра сопловых отверстий распылителей при угле опережения впрыска топлива 8 град. ПКВ

Как видно из рисунков 3.14 и 3.15 характер изменения удельных выбросов оксидов азота в зависимости от содержания бутанола определяется значением диаметра сопловых отверстий: они могут расти, падать или практически не изменяться. При диаметре сопловых отверстий 0,138 мм g_{NOx} увеличивается и для 5 и 15% смеси это увеличение по сравнению с дизельным топливом при $\theta_{впр}=3$ град. ПКВ составляет 4,8 (0,216) и 13,1% (0,586 г/(кВт·ч)). Минимальные значения удельных выбросов оксидов азота достигаются при диаметрах сопловых отверстий в районе 0,168 мм.

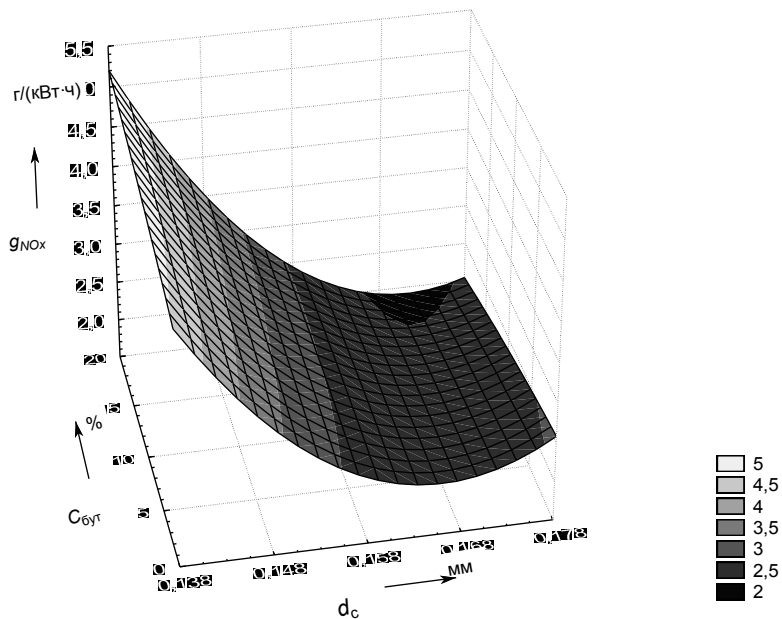


Рис. 3.15 – Зависимость удельных выбросов оксидов азота от содержания бутанола в смеси с дизельным топливом и диаметра сопловых отверстий распылителей при угле опережения впрыска топлива 3 град. ПКВ

Зависимость удельного индикаторного расхода топлива от угла опережения впрыска и диаметра сопловых отверстий распылителей при использовании дизельного топлива и 20% смеси представлена на рисунках 3.16 и 3.17.

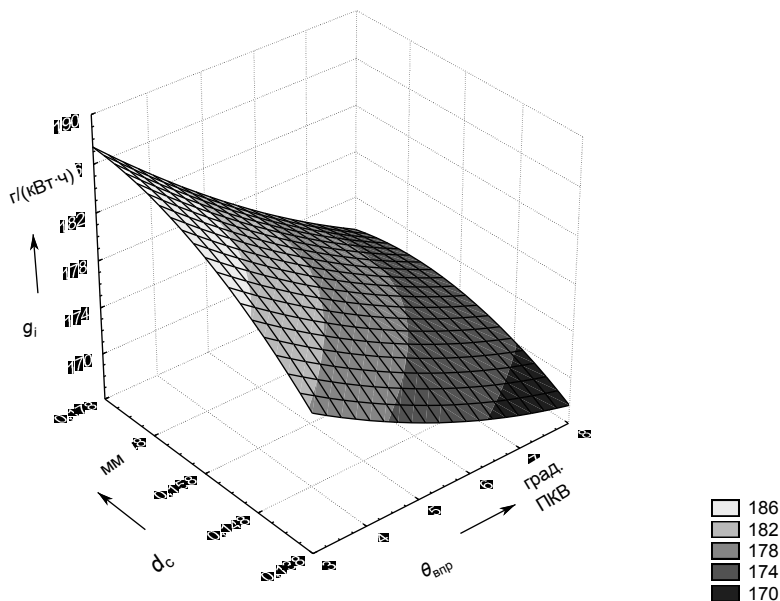


Рис. 3.16 – Зависимость удельного индикаторного расхода топлива от угла опережения впрыска и диаметра сопловых отверстий распылителей при использовании дизельного топлива

С увеличением $\theta_{впр}$ и уменьшением d_c в рассматриваемых диапазонах удельный индикаторный расход топлива уменьшается как для дизельного топлива, так и для рассматриваемых смесей.

Уменьшение g_i с увеличением $\theta_{впр}$ от 3 до 8 град. ПКВ при $d_c = 0,138$ мм для дизельного топлива и 20% смеси составляет 5,7 (10,1) и 5,8% (10,7 г/(кВт·ч)) соответственно. При уменьшении d_c от 0,178 до 0,138 мм с $\theta_{впр} = 3$ град. ПКВ падение g_i для дизельного топлива и 20% смеси составляет 5,2 (9,7) и 5,7% (11,3 г/(кВт·ч)).

При $\theta_{впр} = 8$ град. ПКВ и $d_c = 0,138$ мм g_i на 10,6% (19,8 г/(кВт·ч)) ниже, чем при $\theta_{впр} = 3$ град. ПКВ и $d_c = 0,178$ мм для дизельного топлива и на 11,2% (22 г/(кВт·ч)) ниже – для 20% смеси.

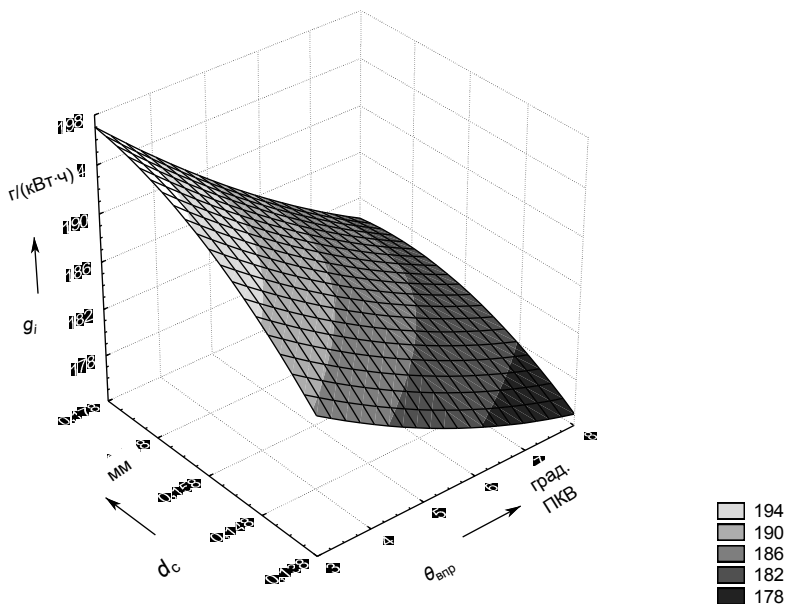


Рис. 3.17 – Зависимость удельного индикаторного расхода топлива от угла опережения впрыска и диаметра сопловых отверстий распылителей при использовании 20% смеси

3.3.2 Угол опережения и давления впрыска топлива

Исследование влияния давления впрыска топлива $\rho_{впр}$, угла опережения впрыска $\theta_{впр}$ и содержания бутанола в смеси $C_{бут}$ на показатели рабочего процесса проводилось для режима В75 13-ступенчатого цикла ESC путем выполнения планирования эксперимента с использованием насыщенного близкого к D-оптимальному плана для трех изменяемых параметров.

Значения изменяемых параметров лежат в следующих диапазонах: $\rho_{впр}$ – 140-200 МПа, $\theta_{впр}$ – 2...7 град. ПКВ, $C_{бут}$ – 0-20 %.

Режим поддерживается постоянным за счет изменения цикловой подачи топлива.

На основании проведенных расчетов получены регрессионные зависимости, построены графики, выполнен их анализ.

Регрессионная зависимость для определения удельного индикаторного расхода топлива от угла опережения впрыска, давления впрыска топлива и содержания бутанола в смеси, г/(кВт·ч):

$$g_i = 173,3 - 2,04375 \cdot \theta_{впр}^* - 3,0625 \cdot \rho_{впр}^* + 1,7375 \cdot C_{бют}^* + 0,39375 \cdot (\theta_{впр}^*)^2 + 0,8125 \cdot (\rho_{впр}^*)^2 + 0,2625 \cdot (C_{бют}^*)^2 - 0,0125 \cdot \theta_{впр}^* \cdot \rho_{впр}^* + 0,1375 \cdot \theta_{впр}^* \cdot C_{бют}^* + 0,675 \cdot \rho_{впр}^* \cdot C_{бют}^* \quad (3.5)$$

где $\theta_{впр}^*$, $\rho_{впр}^*$, $C_{бют}^*$ – приведенные значения изменяемых параметров в натуральном масштабе измерений.

Зависимость удельного индикаторного расхода топлива от содержания бутанола в смеси с дизельным топливом и давления впрыска топлива при угле опережения впрыска 7 и 2 град. ПКВ показано на рисунках 3.18 и 3.19.

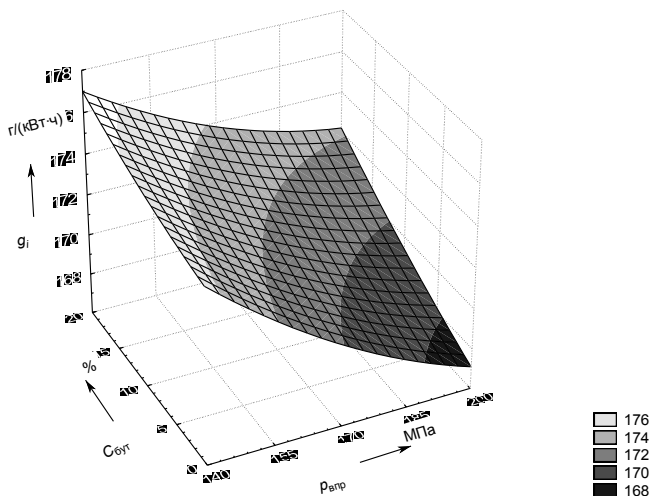


Рис. 3.18 – Зависимость удельного индикаторного расхода топлива от содержания бутанола в смеси с дизельным топливом и давления впрыска топлива при угле опережения впрыска 7 град. ПКВ

С увеличением содержания бутанола в смеси для всех рассматриваемых значений давления впрыска топлива удельный индикаторный расход топлива растет. Рост давления впрыска для всех исследуемых смесей и дизельного топлива приводит к снижению удельного индикаторного расхода (рисунки 3.18, 3.19).

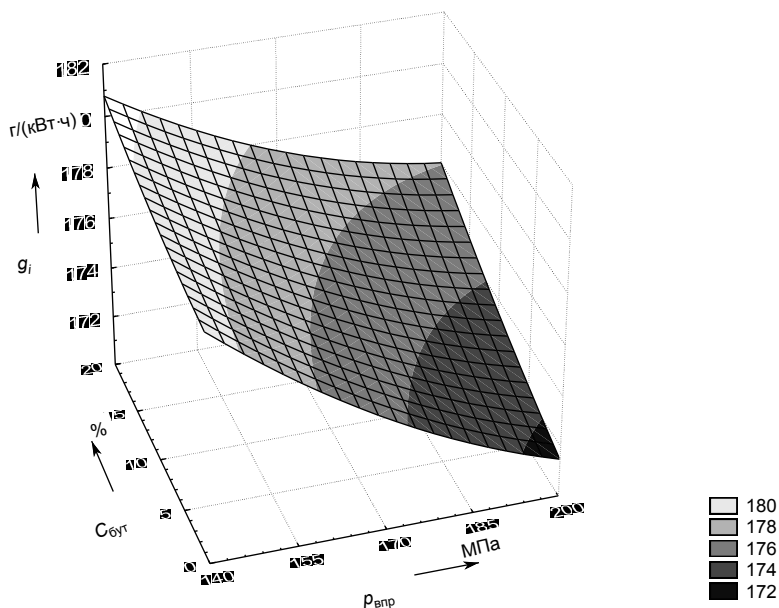


Рис. 3.19 – Зависимость удельного индикаторного расхода топлива от содержания бутанола в смеси с дизельным топливом и давления впрыска топлива при угле опережения впрыска 2 град. ПКВ

Например, при угле опережения впрыска 2 град. ПКВ и давлении впрыска 140 и 200 МПа для 10% смеси удельный индикаторный расход топлива возрастает по сравнению с дизельным топливом на 0,4 (0,7) и 1,2% (2 г/(кВт·ч)), для 20% смеси на – 1,1 (1,9) и 2,6% (4,5 г/(кВт·ч)).

Удельный индикаторный расход топлива равный 174,4 г/(кВт·ч) с $\theta_{впр}=2$ град. ПКВ для дизельного топлива получается при давлении впрыска равном 170 МПа, для 10% смеси – 185 МПа.

Изменение удельного индикаторного расхода топлива в зависимости от угла опережения впрыска и давления впрыска топлива при использовании дизельного топлива и 20% смеси представлено на рисунках 3.20 и 3.21.

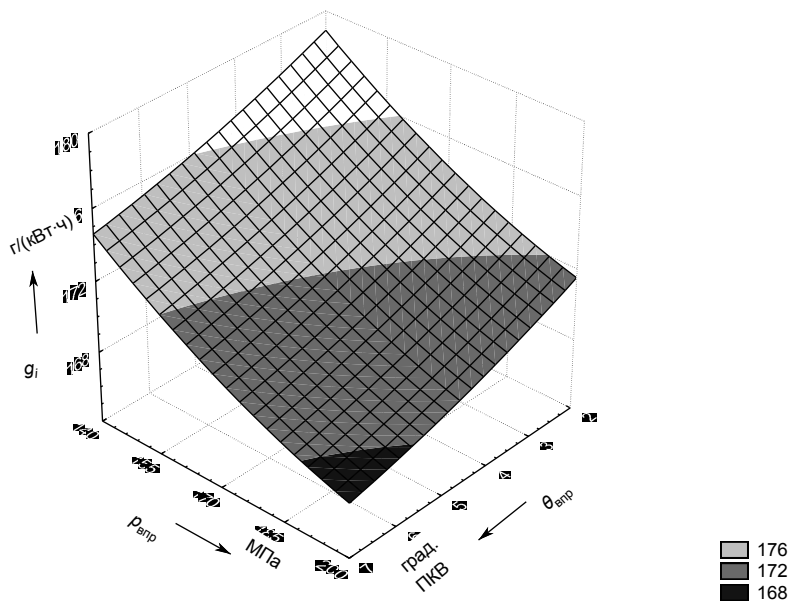


Рис. 3.20 – Зависимость удельного индикаторного расхода топлива от угла опережения впрыска и давления впрыска при использовании дизельного топлива

С увеличением $\theta_{впр}$ и $\rho_{впр}$ в рассматриваемых диапазонах удельный индикаторный расход топлива снижается как для дизельного топлива, так и рассматриваемых смесей.

Снижение g_i с увеличением $\rho_{впр}$ от 140 до 200 МПа при $\theta_{впр}=7$ град. ПКВ для дизельного топлива и 20% смеси составляет 4,3 (7,5 г/(кВт·ч)) и 2,7% (4,8 г/(кВт·ч)) соответственно. При возрастании $\theta_{впр}$ от 2 до 7 град. ПКВ с $\rho_{впр}=200$ МПа снижение g_i для дизельного топлива и 20% смеси составляет 2,6 (4,4 г/(кВт·ч)) и 2,2% (3,8 г/(кВт·ч)).

При $\theta_{\text{впр}}=7$ град. ПКВ и $\rho_{\text{впр}}=200$ МПа g_i на 6,6% (11,8 г/(кВт·ч)) ниже, чем при $\theta_{\text{впр}}=2$ град. ПКВ и $\rho_{\text{впр}}=140$ МПа для дизельного топлива и на 4,8% (8,6 г/(кВт·ч)) ниже – для 20% смеси.

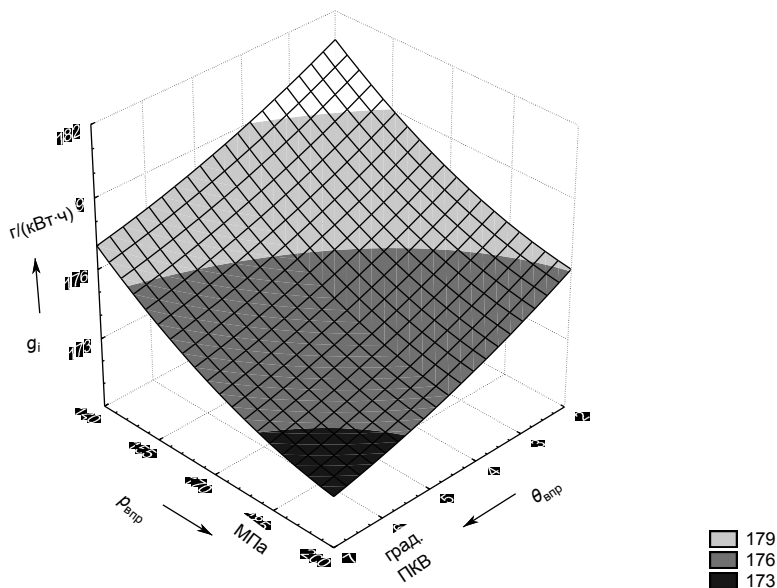


Рис. 3.21 – Зависимость удельного индикаторного расхода топлива от угла опережения впрыска и давления впрыска при использовании 20% смеси

3.4 Применение многофазного впрыска при работе на смесевом топливе

3.4.1 Регрессионные зависимости для определения удельного расхода топлива и выбросов оксидов азота при двухфазном впрыске топлива

Для определения совместного влияния содержания бутанола в смеси $S_{\text{бут}}$, угла опережения предварительного впрыска топлива $\theta_{\text{впр.п}}$ и интервала между предварительным и основным впрыском топлива $\theta_{\text{ин.по}}$ выраженного в углах поворота коленча-

того вала на удельный индикаторный расход топлива g_i и удельный выброс оксидов азота g_{NOx} проведено планирование эксперимента с использованием насыщенного близкого к D -оптимальному плана для трех изменяемых параметров. Изменяемые параметры рассматриваются в следующих диапазонах: $C_{\text{бут}} - 0-20\%$, $\theta_{\text{впр.п}} - 25-30$ град. ПКВ, $\theta_{\text{ин.по}} - 18-23$ град. ПКВ.

Режим поддерживается постоянным за счет изменения цикловой подачи топлива.

По результатам проведенных расчетов получены регрессионные зависимости для определения удельного индикаторного расхода топлива и удельного выброса оксидов азота от угла опережения предварительного впрыска топлива, интервала между предварительным и основным впрыском и содержания бутанола в смеси, $g/(кВт \cdot ч)$:

$$g_i = 175,6 - 5,09375 \cdot \theta_{\text{впр.п}}^* + 0,45 \cdot \theta_{\text{ин.по}}^* + 1,425 \cdot C_{\text{бут}}^* - 0,78125 \cdot (\theta_{\text{впр.п}}^*)^2 - 0,1625 \cdot (\theta_{\text{ин.по}}^*)^2 - 1,2625 \cdot (C_{\text{бут}}^*)^2 - 2,8 \cdot \theta_{\text{впр.п}}^* \cdot \theta_{\text{ин.по}}^* + 0,175 \cdot \theta_{\text{впр.п}}^* \cdot C_{\text{бут}}^* - 0,45 \cdot \theta_{\text{ин.по}}^* \cdot C_{\text{бут}}^*, \quad (3.6)$$

$$g_{NO_x} = 1,05 - 0,47 \cdot \theta_{\text{впр.п}}^* + 0,2275 \cdot \theta_{\text{ин.по}}^* - 0,0125 \cdot C_{\text{бут}}^* - 0,005 \cdot (\theta_{\text{впр.п}}^*)^2 + 0,175 \cdot (\theta_{\text{ин.по}}^*)^2 - 0,03 \cdot (C_{\text{бут}}^*)^2 - 0,1025 \cdot \theta_{\text{впр.п}}^* \cdot \theta_{\text{ин.по}}^* + 0,1425 \cdot \theta_{\text{впр.п}}^* \cdot C_{\text{бут}}^* + 0,235 \cdot \theta_{\text{ин.по}}^* \cdot C_{\text{бут}}^*, \quad (3.7)$$

где $\theta_{\text{впр.п}}^*$, $\theta_{\text{ин.по}}^*$, $C_{\text{бут}}^*$ – приведенные значения изменяемых параметров в натуральном масштабе измерений.

3.4.2 Влияние смесового топлива на удельный индикаторный расход топлива при применении двухфазного впрыска

Зависимости удельного индикаторного расхода топлива от содержания бутанола в смеси с дизельным топливом и угла опережения предварительного впрыска топлива при угловых интервалах между предварительным и основным впрыском 23 и 18 град. ПКВ показаны на рисунках 3.22 и 3.23.

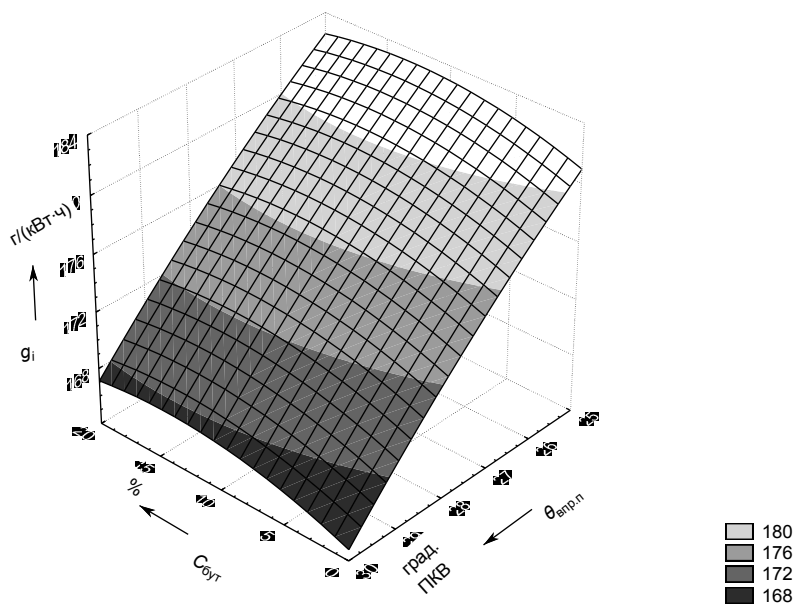


Рис. 3.22 – Зависимость удельного индикаторного расхода топлива от содержания бутанола в смеси с дизельным топливом и угла опережения предварительного впрыска топлива при угловом интервале 23 град. ПКВ

Удельный индикаторный расход топлива растет с увеличением содержания бутанола в смеси при всех рассматриваемых значениях угла опережения предварительного впрыска топлива (рисунки 3.22, 3.23). Например, для 10% смеси по сравнению с дизельным топливом при $\theta_{ин.по}=23$ град. ПКВ и $\theta_{впр.п}=30$ град. ПКВ g_i увеличивается на 1,5%; для 20% смеси – на 1,8%. Для 10% смеси при $\theta_{ин.по}=18$ град. ПКВ и $\theta_{впр.п}=30$ град. ПКВ увеличение g_i составляет 2%; для 20% смеси – 2,5%.

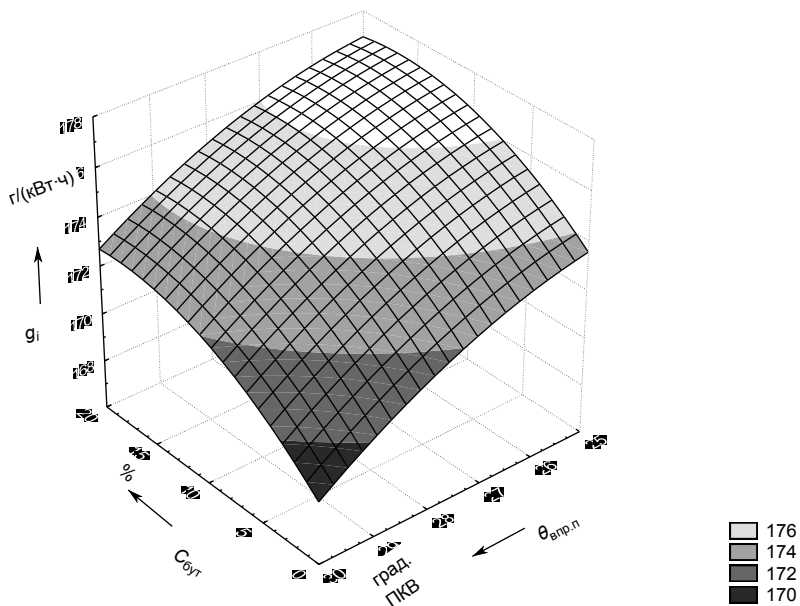


Рис. 3.23 – Зависимость удельного индикаторного расхода топлива от содержания бутанола в смеси с дизельным топливом и угла опережения предварительного впрыска топлива при угловом интервале 18 град. ПКВ

Для снижения g_i при увеличении содержания бутанола в смеси, как видно из рисунков, угол опережения предварительного впрыска топлива необходимо увеличивать.

Влияние содержания бутанола в смеси с дизельным топливом и углового интервала между предварительным и основным впрыском на удельный индикаторный расход топлива при углах опережения предварительного впрыска 30 и 25 град. ПКВ представлено на рисунках 3.24 и 3.25.

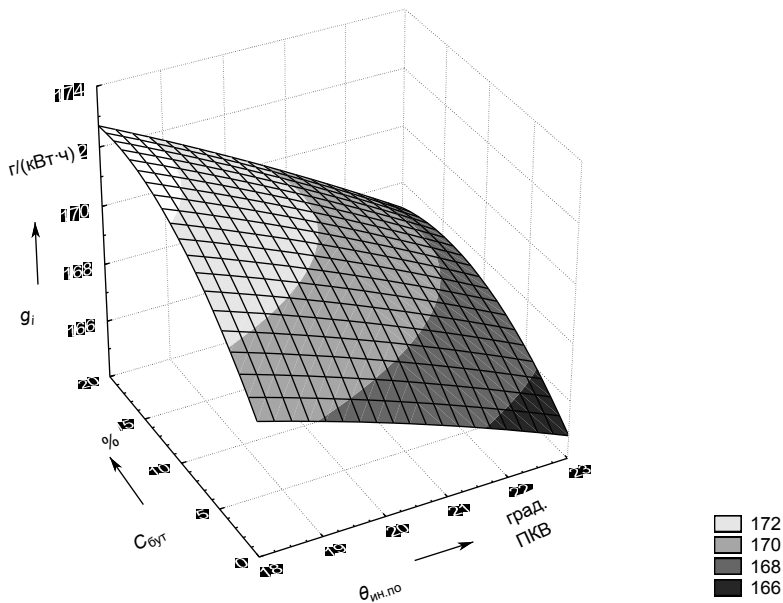


Рис. 3.24 – Зависимость удельного индикаторного расхода топлива от содержания бутанола в смеси и углового интервала между предварительным и основным впрыском при угле опережения предварительного впрыска топлива 30 град. ПКВ

Как видно из рисунков 3.24 и 3.25, с увеличением содержания бутанола в смеси удельный индикаторный расход топлива увеличивается при всех рассматриваемых значениях углового интервала между предварительным и основным впрыском. При угле опережения предварительного впрыска топлива 30 град. ПКВ g_i падает с увеличением $\theta_{ин.по}$, а при $\theta_{впр.п}=25$ град. ПКВ растет для всех рассматриваемых смесей.

Например, увеличение g_i для 5 и 15% смеси по сравнению с дизельным топливом при $\theta_{впр.п}=25$ град. ПКВ и $\theta_{ин.по}=18$ град. ПКВ составляет 1,04% (1,8 г/(кВт·ч)); для 15% смеси – 2,02% (3,5 г/(кВт·ч)).

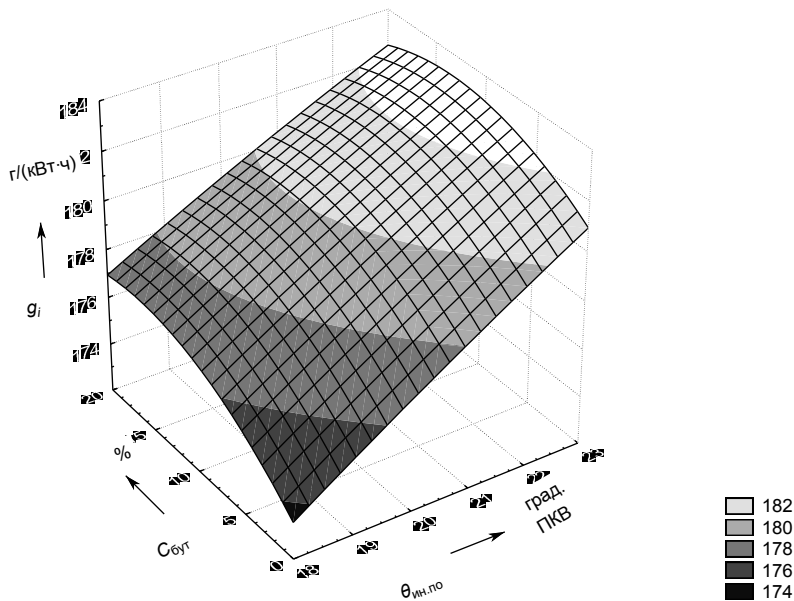


Рис. 3.25 – Зависимость удельного индикаторного расхода топлива от содержания бутанола в смеси и углового интервала между предварительным и основным впрыском при угле опережения предварительного впрыска топлива 25 град. ПКВ

Зависимость удельного индикаторного расхода топлива от угла опережения предварительного впрыска и углового интервала между предварительным и основным впрыском при использовании дизельного топлива и 20% смеси представлена на рисунках 3.26 и 3.27.

С увеличением $\theta_{впр.п}$ в рассматриваемом диапазоне для всех приведенных значений $\theta_{ин.по}$ удельный индикаторный расход топлива уменьшается как для дизельного топлива, так и для рассматриваемых смесей; интенсивность падения g_i снижается с уменьшением $\theta_{ин.по}$. С изменением углового интервала между предварительным и основным впрыском g_i может падать, расти или практически не изменяться для рассматриваемых значений угла опережения предварительного впрыска.

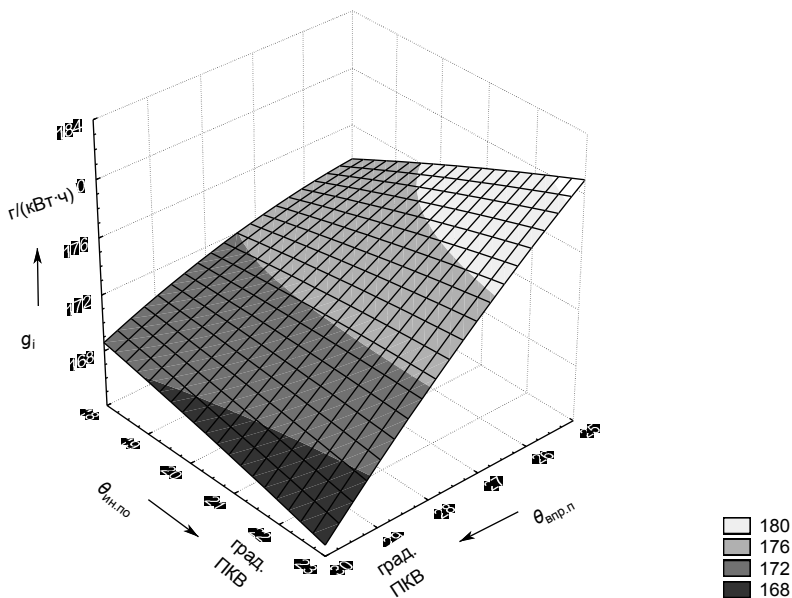


Рис. 3.26 – Зависимость удельного индикаторного расхода топлива от угла опережения предварительного впрыска и углового интервала между предварительным и основным впрыском при использовании дизельного топлива

Уменьшение g_i с увеличением $\theta_{\text{впр.п}}$ от 25 до 30 град. ПКВ при $\theta_{\text{ин.по}}=18$ град. ПКВ для дизельного топлива и 20% смеси составляет 2,8 (4,9) и 2,4% (4,2 г/(кВт·ч)) соответственно, при $\theta_{\text{ин.по}}=23$ град. ПКВ – 8,9 (16,1) и 8,4% (15,4 г/(кВт·ч)).

При уменьшении $\theta_{\text{ин.по}}$ от 23 до 18 град. ПКВ с $\theta_{\text{впр.п}}=25$ град. ПКВ падение g_i для дизельного топлива и 20% смеси составляет 4,1 (7,4) и 3,1% (5,6 г/(кВт·ч)).

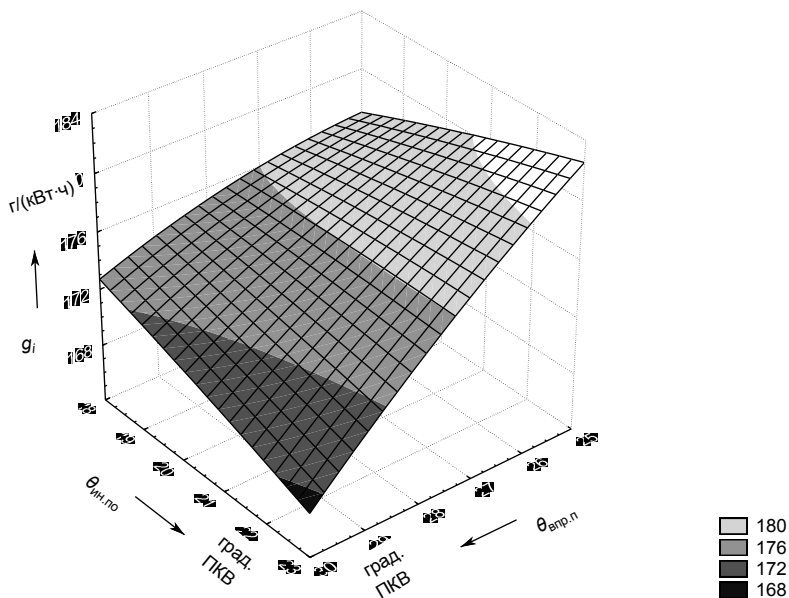


Рис. 3.27 – Зависимость удельного индикаторного расхода топлива от угла опережения предварительного впрыска и углового интервала между предварительным и основным впрыском при использовании 20% смеси

3.4.3 Влияние смесевое топлива на удельный выброс оксидов азота при применении двухфазного впрыска

На рисунках 3.28 и 3.29 представлены зависимости удельных выбросов оксидов азота от содержания бутанола в смеси с дизельным топливом и угла опережения предварительного впрыска топлива при угловых интервалах между предварительным и основным впрыском 23 и 18 град. ПКВ.

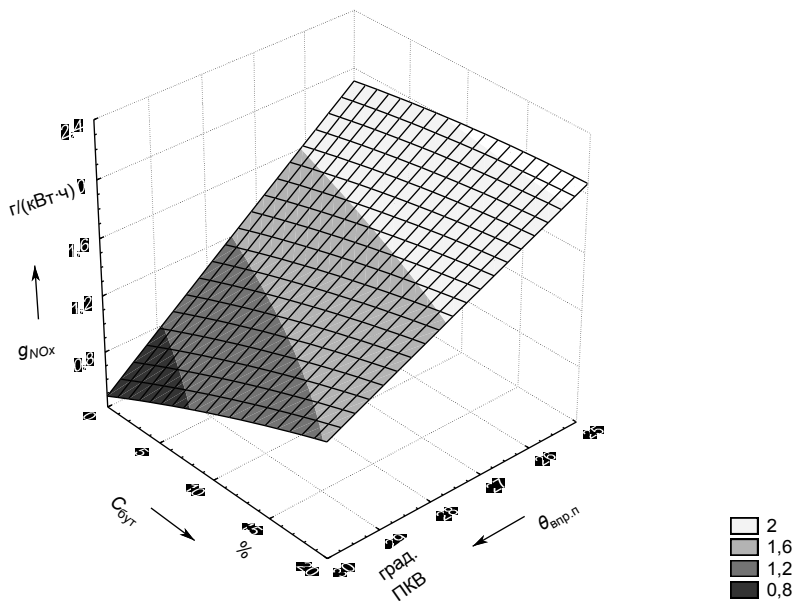


Рис. 3.28 – Зависимость удельных выбросов оксидов азота от содержания бутанола в смеси с дизельным топливом и угла опережения предварительного впрыска топлива при угловом интервале 23 град. ПКВ

С увеличением содержания бутанола в смеси во всем рассматриваемом диапазоне значений угла опережения предварительного впрыска топлива удельный выброс оксидов азота растет при угловом интервале между предварительным и основным впрыском 23 град. ПКВ и падает при $\theta_{\text{ин.по}}=18$ град. ПКВ (рисунки 3.28, 3.29). При $\theta_{\text{ин.по}}=23$ град. ПКВ и $\theta_{\text{впр.п}}=30$ град. ПКВ для 10 и 20% смеси g_{NOx} растет в 1,8 и 2,5 раз соответственно; если $\theta_{\text{впр.п}}=25$ град. ПКВ – 1,05 и 1,08 раз. При $\theta_{\text{ин.по}}=18$ град. ПКВ и $\theta_{\text{впр.п}}=30$ град. ПКВ для 10 и 20% смеси g_{NOx} падает в 1,12 и 1,4 раза; если $\theta_{\text{впр.п}}=25$ град. ПКВ – 1,3 и 1,8 раза.

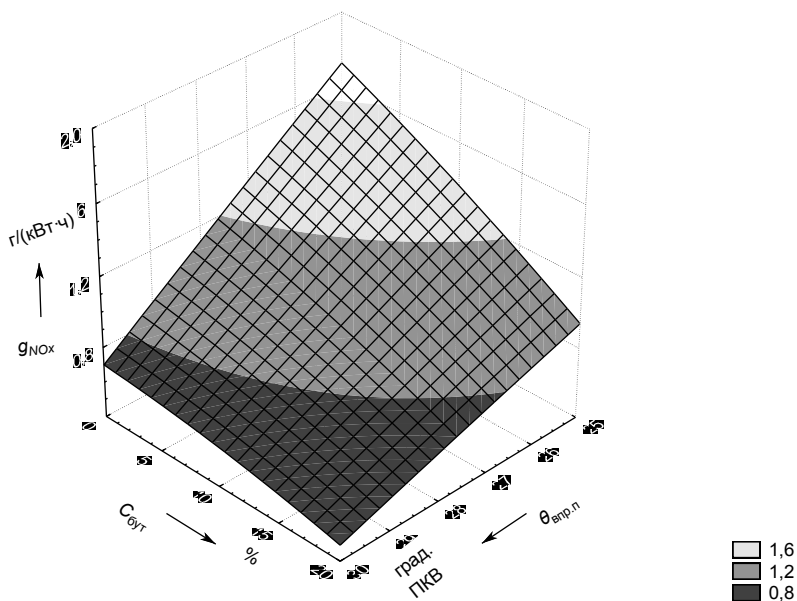


Рис. 3.29 – Зависимость удельных выбросов оксидов азота от содержания бутанола в смеси с дизельным топливом и угла опережения предварительного впрыска топлива при угловом интервале 18 град. ПКВ

Изменение удельных выбросов оксидов азота в зависимости от содержания бутанола в смеси с дизельным топливом и углового интервала между предварительным и основным впрыском при угле опережения предварительного впрыска топлива 30 и 25 град. ПКВ показано на рисунках 3.30 и 3.31.

Как видно из рисунков 3.30 и 3.32 характер изменения удельных выбросов оксидов азота в зависимости от содержания бутанола в смеси определяется значением углового интервала между предварительным и основным впрыском. При угловом интервале между предварительным и основным впрыском 23 град. ПКВ g_{NOx} увеличивается и для 5 и 15% смеси это увеличение по сравнению с дизельным топливом при $\theta_{впр.п}=25$ град. ПКВ составляет 3,3% (0,063 г/(кВт·ч)) и 7,5% (0,143 г/(кВт·ч)). Минимальные значения удельных выбросов оксидов азота достигаются для $\theta_{впр.п}$ равных 30 и 25 град. ПКВ при минимальных значениях $\theta_{ин.по}$ и максимальных значениях $C_{бут}$ рас-

смаатриваемых диапазонов, а для $\theta_{\text{впр.п}} = 30$ град. ПКВ еще и при угловом интервале между предварительным и основным впрыском $\sim 21,5$ град. ПКВ при малом содержании бутанола в смеси.

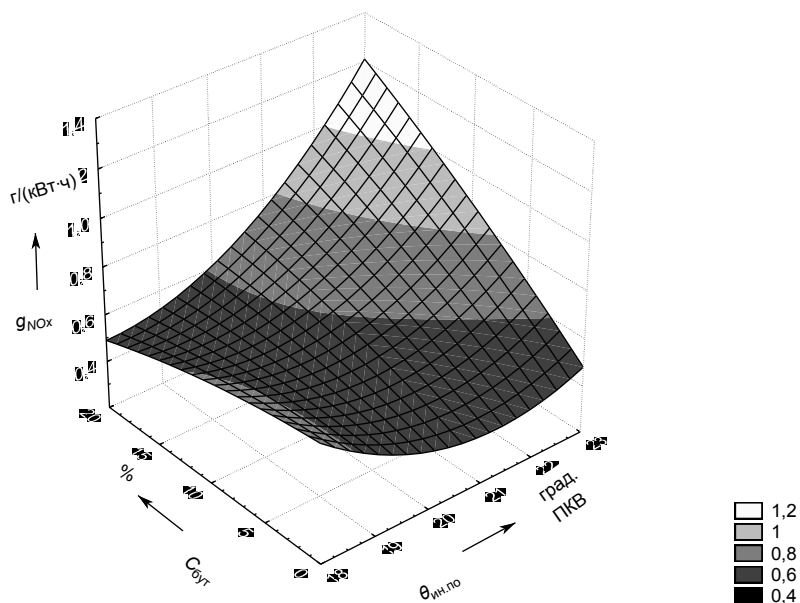


Рис. 3.30 – Зависимость удельных выбросов оксидов азота от содержания бутанола в смеси и углового интервала между предварительным и основным впрыском ($\theta_{\text{впр.п}} = 30$ град. ПКВ)

Отклонение показателей рабочего процесса двигателя при использовании смесей бутанола и дизельного топлива по сравнению с тем же для дизельного топлива зависят как от содержания бутанола в смеси, так и от характеристики впрыска топлива. Сочетание вышеуказанных параметров определяет степень отклонения показателей рабочего процесса и величину изменения регулировочных значений при получении требуемых показателей.

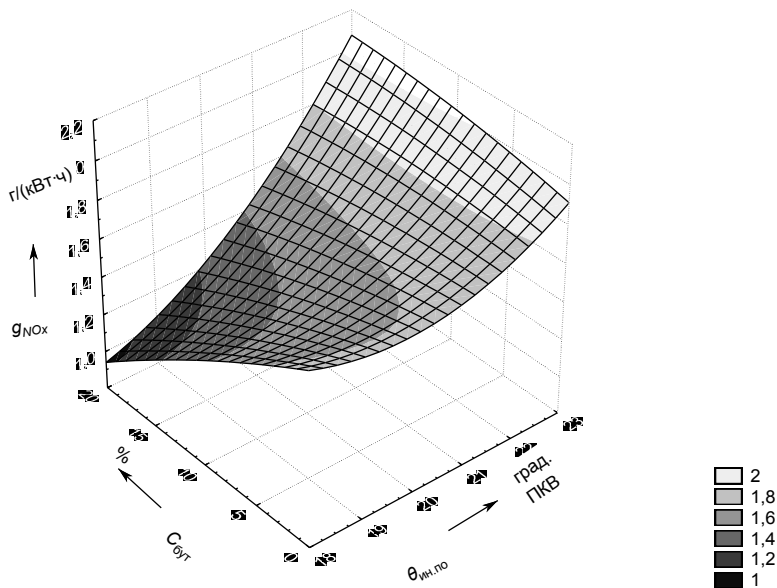


Рис. 3.31 – Зависимость удельных выбросов оксидов азота от содержания бутанола в смеси и углового интервала между предварительным и основным впрыском ($\theta_{впр.п} = 25$ град. ПКВ)

Применение многофазного впрыска топлива позволяет более гибко управлять процессами смесеобразования и сгорания топливовоздушной смеси в цилиндре двигателя. Следовательно, позволяет адаптировать двигатель для работы на смесях дизельного топлива и бутанола, если это необходимо для обеспечения требуемых показателей, в широком диапазоне пользуясь регулировочными параметрами топливоподачи и в меньшей степени прибегая к конструктивным изменениям.

3.5 Показатели дизеля при работе на смесевом топливе и применении рециркуляции отработавших газов

Степень рециркуляции $C_{рец}$ изменялась в диапазоне $0...22$ %, содержание бутанола в смеси $C_{бут} - 0...20$ %.

Зависимость удельного индикаторного расхода топлива g_i от степени рециркуляции и содержания бутанола в смеси с дизельным топливом показаны на рисунке 3.32.

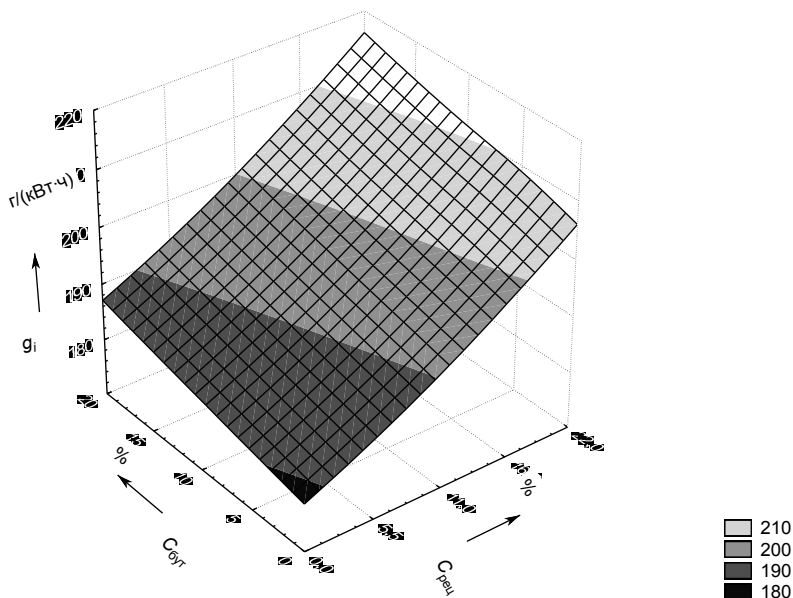


Рис. 3.32 – Зависимость удельного индикаторного расхода топлива от содержания бутанола в смеси с дизельным топливом и степени рециркуляции

Удельный индикаторный расход топлива растет с увеличением степени рециркуляции и содержания бутанола в смеси (рисунок 3.32).

Например, для степени рециркуляции 11 и 22% g_i увеличивается на 6,7 и 15,4% соответственно, при 20% смеси – на 6,8 и 15,6%.

На рисунке 3.33 представлена зависимость удельных выбросов оксидов азота от степени рециркуляции и содержания бутанола в смеси с дизельным топливом.

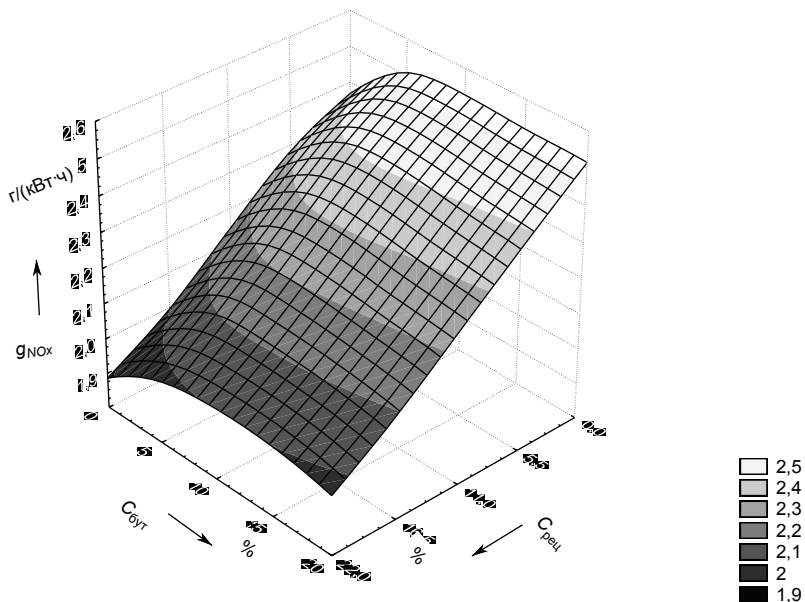


Рис. 3.33 – Зависимость удельных выбросов оксидов азота от содержания бутанола в смеси с дизельным топливом и степени рециркуляции

С увеличением степени рециркуляции во всем рассматриваемом диапазоне значений содержания бутанола в смеси удельный выброс оксидов азота падает. При увеличении содержания бутанола в смеси g_{NOx} растет. С ростом $C_{бут}$ интенсивность роста g_{NOx} уменьшается и даже наблюдается некоторое падение при $C_{бут}$ выше 15% (рисунок 3.32).

При использовании дизельного топлива для степени рециркуляции 11 и 22% удельные выбросы оксидов азота снижаются на 9,3 и 19,9%, при использовании 10% смеси – на 9,9 и 20,6%, при 20% смеси – на 11,1 и 21,8%.

Графики изменения давления и температуры газов в цилиндре при работе на дизельном топливе и его смесях содержащих 10 и 20 % бутанола с рециркуляцией и без рециркуляции (степень рециркуляции 11 и 22%) представлены на рисунках 3.34 и 3.35.

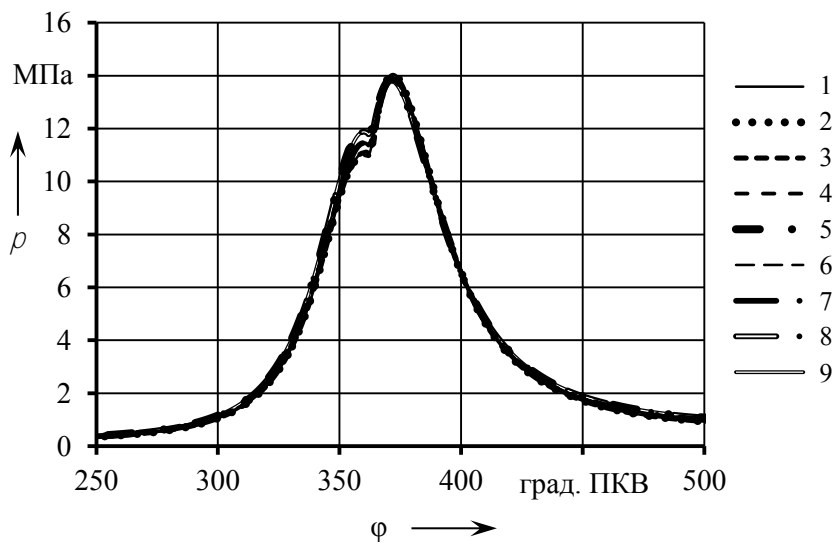


Рис. 3.34 – Индикаторные диаграммы при работе двигателя с применением рециркуляции и смесей бутанола и дизельного топлива:
 1 – 0% с.р. 0% бут, 2 – 0 и 10, 3 – 0 и 20, 4 – 11 и 0, 5 – 22 и 0, 6 – 11 и 10,
 7 – 11 и 20, 8 – 22 и 10, 9 – 22 и 20

Как видно из рисунка 3.34, существенного изменения в индикаторных диаграммах не наблюдается.

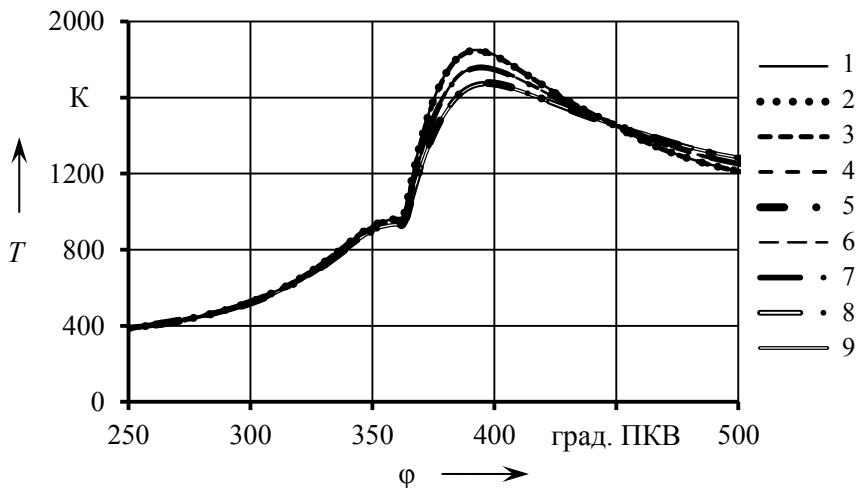


Рис. 3.35 – Изменение температуры в цилиндре при работе двигателя с применением рециркуляции и смесей бутанола и дизельного топлива: 1 – 0% с.р. 0% бут, 2 – 0 и 10, 3 – 0 и 20, 4 – 11 и 0, 5 – 22 и 0, 6 – 11 и 10, 7 – 11 и 20, 8 – 22 и 10, 9 – 22 и 20

При применении рециркуляции максимальная температура цикла падает и тем больше, чем выше степень рециркуляции, как с использованием дизельного топлива, так и для 10 и 20% смесей (рисунок 3.35).

На рисунках 3.36 и 3.37 показаны дифференциальные и интегральные характеристики выгорания топлива при работе двигателя с применением рециркуляции для смесей бутанола с дизельным топливом.

Дифференциальные характеристики выгорания топлива отличаются в зоне их максимальных значений. Наименьшие значения скорости выгорания топлива получаются при использовании рециркуляции (рисунок 3.36).

Продолжительность сгорания топлива по углу поворота коленчатого вала при использовании рециркуляции снижается как для дизельного топлива, так и для смесей (рисунок 3.37). Это снижение максимально при степени рециркуляции 22% для 20% смеси.

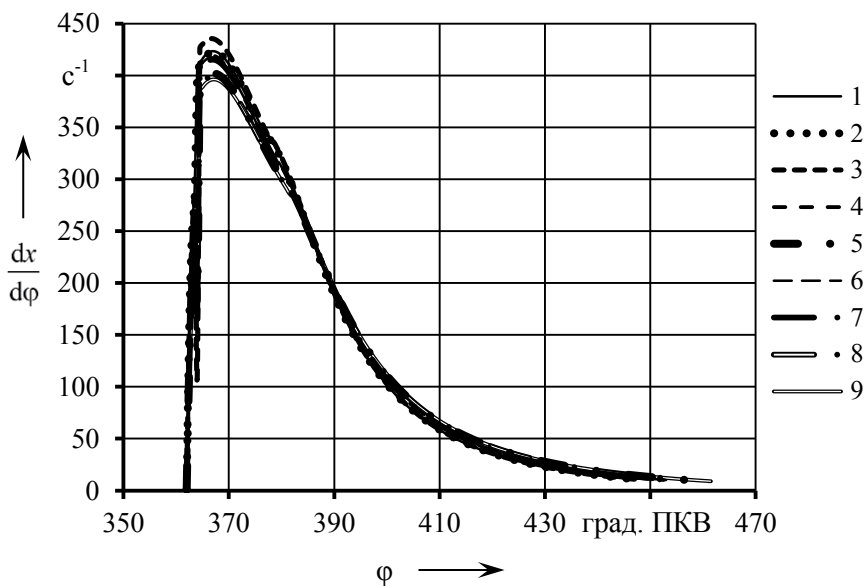


Рис. 3.36 – Дифференциальные характеристики выгорания при работе двигателя с применением рециркуляции для смесей бутанола с дизельным топливом: 1 – 0% с.р. 0% бут, 2 – 0 и 10, 3 – 0 и 20, 4 – 11 и 0, 5 – 22 и 0, 6 – 11 и 10, 7 – 11 и 20, 8 – 22 и 10, 9 – 22 и 20

Отклонение показателей рабочего процесса двигателя при использовании рециркуляции отработавших газов для смесей бутанола и дизельного топлива, по сравнению с тем же для дизельного топлива при отсутствии рециркуляции, зависят как от содержания бутанола в смеси, так и от степени рециркуляции. Сочетание вышеуказанных параметров определяет степень отклонения показателей рабочего процесса и величину степени рециркуляции при получении требуемых показателей.

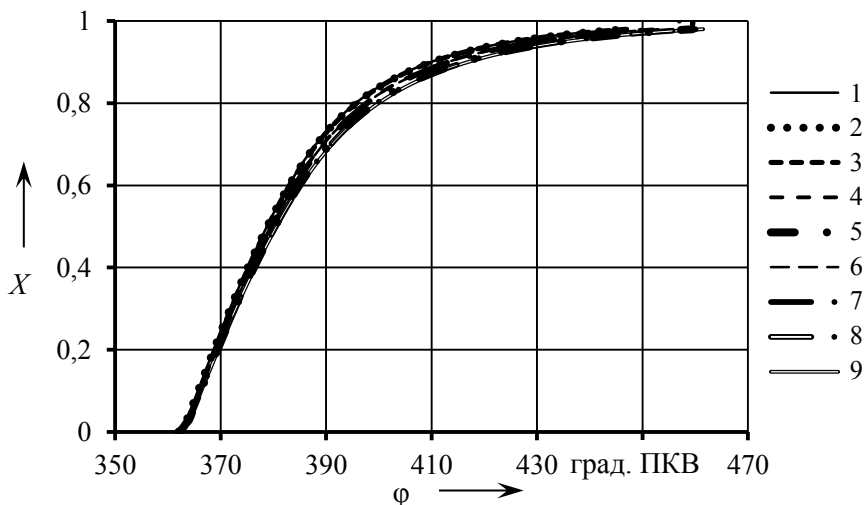


Рис. 3.37 – Интегральные характеристики выгорания топлива при работе двигателя с применением рециркуляции и смесей бутанола и дизельного топлива:
 1 – 0% с.р. 0% бут, 2 – 0 и 10, 3 – 0 и 20, 4 – 11 и 0, 5 – 22 и 0, 6 – 11 и 10,
 7 – 11 и 20, 8 – 22 и 10, 9 – 22 и 20

3.6 Показатели автомобильного дизеля при работе по 13-ти ступенчатому экологическому циклу

При проведении расчетных исследований принимались параметры рециркуляции отработавших газов, обеспечивающие выбросы оксидов азота на уровне Евро -5.

Максимальное количество бутанола в смесевом топливе - 30%.

Исследования проводились в два этапа. На первом этапе величина цикловой подачи топлива не менялась, основные результаты расчетных исследований приведены в таблицах 3.1...3.13.

Результаты исследований показывают, что 5% содержание бутанола в смеси практически не вызывает снижения мощности двигателя (p_i уменьшается менее чем на 1% при работе на всех 13-ти режимах). По мере увеличения концентрации бутанола мощность снижается. При работе на 30% смеси уменьшение составляет 5...7%.

Таблица 3.1 – Значения основных показателей рабочего процесса при работе на холостом ходу ($n_{х.х.} = 800 \text{ мин}^{-1}$).

Параметры	Доля бутанола в смеси						
	0	0,05	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3
α	7,59	7,77	7,80	7,91	8,02	8,13	8,25
p_i , МПа	0,178	0,174	0,173	0,171	0,169	0,168	0,166
g_i , г/(кВт·ч)	157,4	160,5	161,6	163,4	164,6	165,8	167,0
p_z , МПа	4,007	3,9997	3,968	3,978	3,969	3,96	3,95
T_z , К	1107,5	1102,6	1099,3	1095,7	1092,3	1088,8	1085,4
G_{NO_x} , г/ч	8,07	7,76	7,55	7,345	7,143	6,946	6,75
g_{NO_x} , г/(кВт·ч)	1,593	1,563	1,534	1,51	1,482	1,454	1,427

Таблица 3.2 – Значения основных показателей рабочего процесса на режиме А100 ($n = 1400 \text{ мин}^{-1}$, полная нагрузка).

Параметры	Доля бутанола в смеси						
	0	0,05	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3
α	1,73	1,76	1,787	1,81	1,84	1,87	1,897
p_i , МПа	1,917	1,897	1,877	1,856	1,836	1,816	1,795
g_i , г/(кВт·ч)	191,2	192,9	194,7	196,5	198,4	200,2	202,2
p_z , МПа	13,973	13,926	13,879	13,832	13,783	13,734	13,685
T_z , К	1769	1757	1745	1733	1720	1708	1696
G_{NO_x} , г/ч	286	273,7	265,6	253	241	224,8	213,5
g_{NO_x} , г/(кВт·ч)	3	2,891	2,837	2,733	2,631	2,482	2,384

Таблица 3.3 – Значения основных показателей рабочего процесса на режиме В50 ($n = 1700 \text{ мин}^{-1}$, 50% нагрузка).

Параметры	Доля бутанола в смеси						
	0	0,05	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3
α	3,14	3,19	3,244	3,29	3,35	3,4	3,4547
p_i , МПа	1,046	1,037	1,027	1,016	1,006	0,996	0,985
g_i , г/(кВт·ч)	194,65	196,14	197,64	199,54	201,1	202,7	204,7
p_z , МПа	10,89	10,882	10,873	10,864	10,854	10,845	10,836
T_z , К	1307	1300	1293,4	1286,5	1279,7	1272,9	1266,1
G_{NO_x} , г/ч	118,5	114	109,6	107,9	103,7	99,6	97,9
g_{NO_x} , г/(кВт·ч)	1,87	1,816	1,762	1,754	1,701	1,65	1,641

Таблица 3.4 – Значения основных показателей рабочего процесса на режиме В75 ($n = 1700 \text{ мин}^{-1}$, 75% нагрузки).

Параметры	Доля бутанола в смеси						
	0	0,05	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3
α	2,01	2,03	2,06	2,1	2,13	2,163	2,193
p_i , МПа	1,451	1,435	1,42	1,405	1,39	1,374	1,359
g_i , г/(кВт·ч)	189,5	191,23	192,93	194,63	196,43	198,43	200,33
p_z , МПа	10,9	10,921	10,901	10,88	10,859	10,838	10,818
T_z , К	1658	1647,4	1637	1626,6	1616	1605,6	1595
G_{NOx} , г/ч	153,7	141,16	126,6	111,8	97	83,8	67,869
g_{NOx} , г/(кВт·ч)	1,748	1,628	1,471	1,313	1,151	1,007	0,824

Таблица 3.5 – Значения основных показателей рабочего процесса на режиме А50 ($n = 1400 \text{ мин}^{-1}$, 50% нагрузки).

Параметры	Доля бутанола в смеси						
	0	0,05	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3
α	2,10	2,13	2,16	2,19	2,22	2,25	2,31
p_i , МПа	1,063	1,05	1,039	1,026	1,014	1,003	0,99
g_i , г/(кВт·ч)	177,2	179,1	180,6	182,6	184,6	186,3	188,4
p_z , МПа	10,3	10,286	10,254	10,221	10,189	10,156	10,122
T_z , К	1890,6	1879,3	1868,1	1856,7	1845,3	1823,5	1822,6
G_{NOx} , г/ч	182,2	145	95	32	89,9	122,89	148,89
g_{NOx} , г/(кВт·ч)	3,437	2,77	1,836	0,62	1,779	2,456	3,015

Таблица 3.6 – Значения основных показателей рабочего процесса при работе на режиме А75 ($n = 1400 \text{ мин}^{-1}$, 75% нагрузки).

Параметры	Доля бутанола в смеси						
	0	0,05	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3
α	1,99	2,02	2,05	2,08	2,11	2,14	2,17
p_i , МПа	1,484	1,468	1,451	1,434	1,417	1,4	1,384
g_i , г/(кВт·ч)	178,7	180,1	180,9	183,8	185,6	187,5	189,4
p_z , МПа	12,096	12,055	12,015	11,975	11,934	11,893	11,852
T_z , К	1806,8	1795,9	1785,1	1774,2	1763,2	1752,2	1741,1
G_{NOx} , г/ч	223	205	188,2	175,6	157,9	139,99	121,6
g_{NOx} , г/(кВт·ч)	3,0135	2,8	2,6	2,455	2,23	2,003	1,761

Таблица 3.7 – Значения основных показателей рабочего процесса на режиме А25 ($n = 1400 \text{ мин}^{-1}$, 25% нагрузки).

Параметры	Доля бутанола в смеси						
	0	0,05	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3
α	3,47	3,52	3,58	3,63	3,69	3,75	3,80
p_i , МПа	0,529	0,524	0,52	0,515	0,51	0,505	0,5
g_i , г/(кВт·ч)	197,2	198,7	200,4	201,7	203,3	204,9	206,5
p_{23} , МПа	8,024	8,006	7,986	7,967	7,948	7,9	7,9
T_{23} , К	1334,9	1328	1321	1314,5	1307,7	1301	1294
\dot{G}_{NOx} , г/ч	89,45	86,6	83,89	81,19	79,55	77,97	73,4
\dot{g}_{NOx} , г/(кВт·ч)	3,388	3,31	3,236	3,161	3,087	3,014	2,941

Таблица 3.8 – Значения основных показателей рабочего процесса на режиме В100 ($n = 1700 \text{ мин}^{-1}$, полная нагрузка).

Параметры	Доля бутанола в смеси						
	0	0,05	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3
α	1,72	1,74	1,77	1,80	1,83	1,85	1,88
p_i , МПа	1,989	1,969	1,948	1,928	1,907	1,886	1,865
g_i , г/(кВт·ч)	203,6	205,7	207,5	209,5	211,5	213,6	215,8
p_{23} , МПа	13,598	13,574	13,549	13,524	13,499	13,475	13,451
T_{23} , К	1658,4	1641	1633,6	1621	1608,3	1595,6	1582,9
\dot{G}_{NOx} , г/ч	253,7	240,7	225,4	210,85	196,97	183,76	171,19
\dot{g}_{NOx} , г/(кВт·ч)	2,105	1,816	1,71899	1,6249	1,5345	1,447	1,363

Таблица 3.9 – Значения основных показателей рабочего процесса на режиме В100 ($n = 1700 \text{ мин}^{-1}$, 25% нагрузки).

Параметры	Доля бутанола в смеси						
	0	0,05	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3
α	4,52	4,59	4,66	4,73	4,80	4,87	4,95
p_i , МПа	0,578	0,573	0,569	0,564	0,559	0,554	0,549
g_i , г/(кВт·ч)	189,3	190,6	191,9	193,2	194,6	195,9	197,3
p_{23} , МПа	9,558	9,54	9,522	9,504	9,486	9,467	9,449
T_{23} , К	1162,8	1158,1	1153,3	1148,6	1143,9	1139,3	1134,7
\dot{G}_{NOx} , г/ч	54	52,5	50,9	49,3	47,797	46,3	44,85
\dot{g}_{NOx} , г/(кВт·ч)	1,546	1,511	1,478	1,444	1,411	1,379	1,348

Таблица 3.10 – Значения основных показателей рабочего процесса на режиме С100 ($n = 2000 \text{ мин}^{-1}$, полная нагрузка).

Параметры	Доля бутанола в смеси						
	0	0,05	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3
α	1,71	1,74	1,77	1,79	1,82	1,84	1,86
p_i , МПа	2	1,975	1,954	1,934	1,912	1,891	1,87
g_i , г/(кВт·ч)	190,8	192,3	194,2	196,0	197,8	199,7	201,6
p_z , МПа	13,65	13,613	13,576	13,539	13,501	13,462	13,424
T_z , К	1737,4	1724,2	1713,5	1701,6	1687,9	1677,5	1665,4
G_{NOx} , г/ч	312,2	297,9	284,3	267,4	254,9	239,4	224,6
g_{NOx} , г/(кВт·ч)	2,194	2,116	2,041	1,941	1,8704	1,776	1,685

Таблица 3.11 – Значения основных показателей рабочего процесса на режиме С25 ($n=2000 \text{ мин}^{-1}$, 25% нагрузки).

Параметры	Доля бутанола в смеси						
	0	0,05	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3
α	4,09	4,15	4,22	4,28	4,34	4,41	4,48
p_i , МПа	0,666	0,66	0,654	0,649	0,643	0,633	0,627
g_i , г/(кВт·ч)	187,3	188,6	190,0	191,4	192,8	195,4	196,9
p_z , МПа	9,754	9,735	9,716	9,697	9,677	9,657	9,637
T_z , К	1225,6	1220	1214,5	1209	1203,5	1198	1192,5
G_{NOx} , г/ч	97,0	93,8	90,7	87,7	84,8	82,3	79,5
g_{NOx} , г/(кВт·ч)	2,043	1,993	1,945	1,898	1,85	1,824	1,778

Таблица 3.12 – Значения основных показателей рабочего процесса на режиме С75 ($n = 2000 \text{ мин}^{-1}$, 75% нагрузки).

Параметры	Доля бутанола в смеси						
	0	0,05	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3
α	1,92	1,94	1,97	2,00	2,03	2,06	2,09
p_i , МПа	1,639	1,621	1,604	1,586	1,569	1,551	1,534
g_i , г/(кВт·ч)	183,3	185,0	186,6	188,4	190,2	192,1	193,9
p_z , МПа	12,088	12,057	12,105	11,995	11,963	11,931	11,899
T_z , К	1712,3	1701,6	1711,9	1680,1	1669,4	1658,6	1647,7
G_{NOx} , г/ч	222,1	209,12	192,6	180	168,38	153,36	138,9
g_{NOx} , г/(кВт·ч)	1,901	1,809	1,685	1,595	1,506	1,387	1,271

Таблица 3.13 – Значения основных показателей рабочего процесса на режиме С50 ($n = 2000 \text{ мин}^{-1}$, 50% нагрузки).

Параметры	Доля бутанола в смеси						
	0	0,05	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3
α	3,07	3,11	3,16	3,20	3,25	3,30	3,35
p_s , МПа	1,08	1,069	1,058	1,046	1,035	1,024	1,013
g_s , г/(кВт·ч)	182,9	184,5	186,1	187,9	189,5	191,4	193,1
p_z , МПа	10,773	10,769	10,767	10,764	10,762	10,759	10,756
T_z , К	1370,6	1363,3	1356	1348,7	1341,5	1334,2	1327
G_{NOx} , г/ч	142,1	136	130,1	127,9	122,22	120,06	114,6
g_{NOx} , г/(кВт·ч)	1,846	1,7855	1,7255	1,715	1,656	1,6458	1,5878

Экономичность двигателя также ухудшается по мере роста содержания бутанола в смеси и если увеличение удельного индикаторного расхода топлива при работе на 5% смеси составляет менее 1,5 г/(кВт·ч), то при работе на 30% смеси рост этого показателя составляет 4...10%.

Эти изменения обусловлены снижением теплотворности топливной смеси. Повышение концентрации бутанола в смеси приводит в рассматриваемых случаях к росту коэффициента избытка воздуха в среднем на 8...10%.

С ростом содержания бутанола в смеси максимальное давление сгорания p_{\max} и температура газов за цикл T_{\max} незначительно снижаются (примерно на 2...4% для 30% смеси), а для отдельных режимов (В75, В50) изменение максимального давления процесса сгорания составляет менее 1%.

Выбросы оксидов азота уменьшаются с увеличением содержания бутанола в смеси. Это обусловлено как снижением давления и температуры, так и изменением соотношения между количеством атомов углерода и водорода участвующих в реакциях горения.

На втором этапе цикловая подача топлива на исследуемых режимах выбиралась с учетом достижения средним индикаторным давлением величины, соответствующей работе на дизельном топливе. Результаты расчета приведены в таблицах 3.14...3.26.

Таблица 3.14 – Значения основных показателей рабочего процесса дизеля на холостом ходу ($n_{х.х.} = 800 \text{ мин}^{-1}$)

Параметры	Доля бутанола в смеси						
	0	0,05	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3
g_i , г/(кВт·ч)	155,4	161,6	163,2	165,3	166,5	168,5	170,3
G_{NOx} , г/ч	8,1	8,3	8,3	8,3	8,2	8,2	8,2
g_{NOx} , г/(кВт·ч)	1,593	1,626	1,626	1,635	1,613	1,62	1,616

Таблица 3.15 – Значения основных показателей рабочего процесса на режиме А100 ($n = 1400 \text{ мин}^{-1}$, полная нагрузка)

Параметры	Доля бутанола в смеси						
	0	0,05	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3
p_i , МПа	1,917	1,917	1,917	1,917	1,917	1,917	1,917
g_i , г/(кВт·ч)	190,5	193,2	195,6	197,9	200,4	202,9	206,0
G_{NOx} , г/ч	286	290,97	294,4	293,58	298,6	299,3	300
g_{NOx} , г/(кВт·ч)	3	3,041	3,078	3,069	3,12	3,129	3,137

Таблица 3.16 – Значения основных показателей рабочего процесса на режиме В50 ($n = 1700 \text{ мин}^{-1}$, 50% нагрузки)

Параметры	Доля бутанола в смеси						
	0	0,05	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3
p_i , МПа	1,046	1,046	1,046	1,046	1,046	1,046	1,046
g_i , г/(кВт·ч)	194,8	196,7	198,8	201,1	203,3	205,7	208,1
G_{NOx} , г/ч	117,7	117,3	116	114,7	113,5	112,3	111,2
g_{NOx} , г/(кВт·ч)	1,87	1,85	1,831	1,811	1,792	1,772	1,784

Таблица 3.17 – Значения основных показателей рабочего процесса на режиме В75 ($n = 1700 \text{ мин}^{-1}$, 75% нагрузки)

Параметры	Доля бутанола в смеси						
	0	0,05	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3
p_i , МПа	1,451	1,451	1,451	1,451	1,451	1,451	1,451
g_i , г/(кВт·ч)	189,5	191,5	193,5	195,7	197,8	200,0	202,8
G_{NOx} , г/ч	153	161,6	167,4	176	180	184	190
g_{NOx} , г/(кВт·ч)	1,819	1,839	1,904	2,002	2,053	2,096	2,164

Таблица 3.18 – Значения основных показателей рабочего процесса на режиме А50 ($n = 1400 \text{ мин}^{-1}$, 50% нагрузки)

Параметры	Доля бутанола в смеси						
	0	0,05	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3
p_i , МПа	1,063	1,063	1,063	1,063	1,063	1,063	1,063
g_i , г/(кВт·ч)	177,1	179,1	181,1	183,3	185,3	187,4	189,5
G_{NOx} , г/ч	182,2	203,4	228,05	254,75	272,6	288,23	301,9
g_{NOx} , г/(кВт·ч)	3,437	3,829	4,2959	4,804	5,138	5,431	5,69

Таблица 3.19 – Значения основных показателей рабочего процесса на режиме А75 ($n = 1400 \text{ мин}^{-1}$, 75% нагрузки)

Параметры	Доля бутанола в смеси						
	0	0,05	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3
p_i , МПа	1,483	1,483	1,483	1,483	1,483	1,483	1,483
g_i , г/(кВт·ч)	178,4	180,3	182,3	184,2	186,3	188,5	190,6
G_{NOx} , г/ч	223	229,2	243	249	255	270	276
g_{NOx} , г/(кВт·ч)	3,0135	3,097	3,283	3,374	3,45	3,66	3,733

Таблица 3.20 – Значения основных показателей рабочего процесса на режиме А25 ($n = 1400 \text{ мин}^{-1}$, 25% нагрузки)

Параметры	Доля бутанола в смеси						
	0	0,05	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3
p_i , МПа	0,529	0,529	0,529	0,529	0,529	0,529	0,527
g_i , г/(кВт·ч)	197,3	199,3	201,5	203,7	205,9	208,2	210,6
G_{NOx} , г/ч	89,5	88,8	88,1	87,4	87,0	86,1	85,6
g_{NOx} , г/(кВт·ч)	3,388	3,365	3,34	3,314	3,295	3,265	3,24

Таблица 3.21 – Значения основных показателей рабочего процесса на режиме В100 ($n = 1700 \text{ мин}^{-1}$, полная нагрузка)

Параметры	Доля бутанола в смеси						
	0	0,05	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3
p_i , МПа	1,989	1,989	1,989	1,989	1,989	1,989	1,989
g_i , г/(кВт·ч)	203,4	205,4	208,3	210,9	212,9	215,6	218,1
G_{NOx} , г/ч	253,7	256,78	261,2	262	263,2	268,33	269,66
g_{NOx} , г/(кВт·ч)	2,105	2,131	2,168	2,17	2,184	2,2267	2,238

Таблица 3.22 – Значения основных показателей рабочего процесса на режиме В25 ($n = 1700 \text{ мин}^{-1}$, 25% нагрузки)

Параметры	Доля бутанола в смеси						
	0	0,05	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3
p_s , МПа	0,578	0,578	0,578	0,578	0,578	0,578	0,578
g_s , г/(кВт·ч)	189,3	191,3	193,5	195,6	197,8	200,2	202,7
G_{NOx} , г/ч	54,0	53,8	53,7	53,3	53,1	52,8	52,7
g_{NOx} , г/(кВт·ч)	1,541	1,537	1,533	1,523	1,517	1,508	1,505

Таблица 3.23 – Значения основных показателей рабочего процесса на режиме С100 ($n = 2000 \text{ мин}^{-1}$, полная нагрузка)

Параметры	Доля бутанола в смеси						
	0	0,05	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3
p_s , МПа	2	2	2	2	2	2	2
g_s , г/(кВт·ч)	191,1	192,7	194,7	197,6	199,8	202,0	204,4
G_{NOx} , г/ч	312,2	316,9	319,7	320,8	322,6	327,8	331,2
g_{NOx} , г/(кВт·ч)	2,194	2,227	2,248	2,255	2,267	2,304	2,327

Таблица 3.24 – Значения основных показателей рабочего процесса на режиме С25 ($n = 2000 \text{ мин}^{-1}$, 25% нагрузки)

Параметры	Доля бутанола в смеси						
	0	0,05	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3
p_s , МПа	0,666	0,666	0,666	0,666	0,669	0,663	0,665
g_s , г/(кВт·ч)	187,3	189,3	191,6	193,9	196,2	198,5	200,9
G_{NOx} , г/ч	96,6	96,3	95,9	95,5	95,0	94,4	93,7
g_{NOx} , г/(кВт·ч)	2,035	2,03	2,02	2,0108	1,999	1,987	1,973

Таблица 3.25 – Значения основных показателей рабочего процесса на режиме С75 ($n = 2000 \text{ мин}^{-1}$, 75% нагрузки)

Параметры	Доля бутанола в смеси						
	0	0,05	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3
p_s , МПа	1,639	1,639	1,639	1,639	1,639	1,639	1,639
g_s , г/(кВт·ч)	183,3	185,2	187,2	189,2	191,8	194,0	196,2
G_{NOx} , г/ч	222,1	225	233,32	236,7	238,2	247,09	250,8
g_{NOx} , г/(кВт·ч)	1,901	1,926	1,997	2,026	2,039	2,115	2,147

Таблица 3.26 – Значения основных показателей рабочего процесса на режиме С50 ($n = 2000 \text{ мин}^{-1}$, 50% нагрузки)

Параметры	Доля бутанола в смеси						
	0	0,05	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3
p_i , МПа	1,08	1,08	1,08	1,08	1,08	1,08	1,08
g_i , г/(кВт·ч)	182,9	184,8	186,8	188,7	191,2	193,3	195,5
G_{NOx} , г/ч	141,0	140,4	138,5	136,8	135,8	133,8	131,9
g_{NOx} , г/(кВт·ч)	1,832	1,823	1,799	1,7767	1,763	1,737	1,713

По мере увеличения концентрации бутанола в смеси для поддержания заданного режима работы двигателя требуется увеличение расхода топлива. Рост расхода топлива ведет к уменьшению коэффициента избытка воздуха. При выравнивании среднего индикаторного давления коэффициент избытка воздуха становится практически равным коэффициенту при работе на дизельном топливе. В результате выравниваются не только величины P_i , но и значения максимальных давлений и температур процесса сгорания.

Увеличение расхода топлива для поддержания заданного нагрузочного режима ведет к снижению экономичности двигателя по мере роста содержания бутанола в смеси. Удельный индикаторный расход топлива для 30% смеси увеличивается на 7...9% по сравнению с расходом на дизельном топливе.

Неоднозначно сказывается присутствие бутанола в смеси на выход оксидов азота. При невысоких нагрузках (до 50% полной нагрузки) рост концентрации бутанола ведет к незначительному снижению оксидов азота в отработавших газах для всех рассмотренных режимов и наоборот более высокие нагрузки ведут к росту выбросов оксидов азота.

Такая особенность в выходе оксидов азота в зависимости от концентрации бутанола в смеси предполагает изменение концентрации бутанола в зависимости от нагрузки - снижение концентрации по мере уменьшения нагрузки.

3.7 Влияние смесового топлива на показатели рабочего процесса дизеля на режимах внешней скоростной характеристики

Исследования проведены при работе дизеля по внешней скоростной характеристике в диапазоне частот вращения 1400...2300 мин⁻¹. Регулировочные и конструктивные параметры двигателя при этом не изменялись.

Зависимости среднего индикаторного давления, удельного индикаторного расхода топлива от частоты вращения коленчатого вала при использовании дизельного топлива и его смесей с бутанолом с содержанием последнего 5, 10, 15, 20, 25 и 30% представлены на рисунках 3.38 и 3.39.

Среднее индикаторное давление цикла с увеличением содержания бутанола в смеси снижается, причем это снижение различно для рассматриваемых режимов (рисунок 3.38). Например, для режимов с частотой вращения коленчатого вала 1800...2100 мин⁻¹ оно ниже, чем для других. При $n=1800$ мин⁻¹ для 10, 20 и 30% смесей снижения p_i по сравнению с дизельным топливом составляет 0,67; 1,4 и 2,4%, а при $n=2300$ мин⁻¹ p_i снижается на 1,6; 3 и 4,5%.

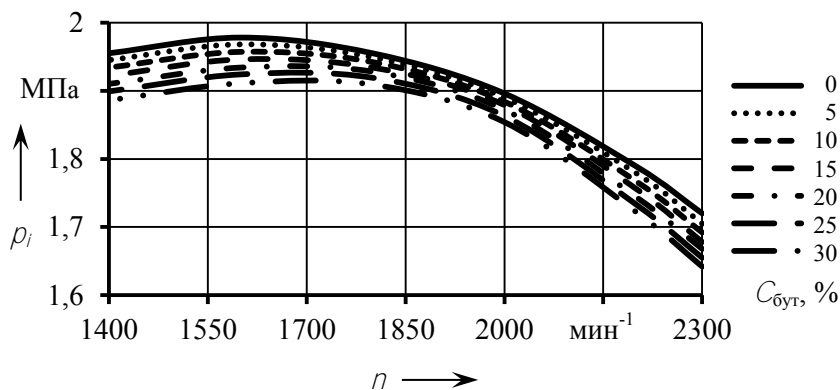


Рис. 3.38 – Изменение среднего индикаторного давления от частоты вращения коленчатого вала

Как видно из рисунка 3.39 при увеличении содержания бутанола в смеси удельный индикаторный расход топлива растет на всех ско-

ростных режимах. Наименьшее увеличение получается в диапазоне частот вращения 1800...2100 мин⁻¹. При $n=1800$ мин⁻¹ и $n=2300$ мин⁻¹ для 10, 20, 30% смесей увеличение g_i по сравнению с дизельным топливом составляет 0,67; 1,4; 2,4% и 1,6; 3; 4,5%.

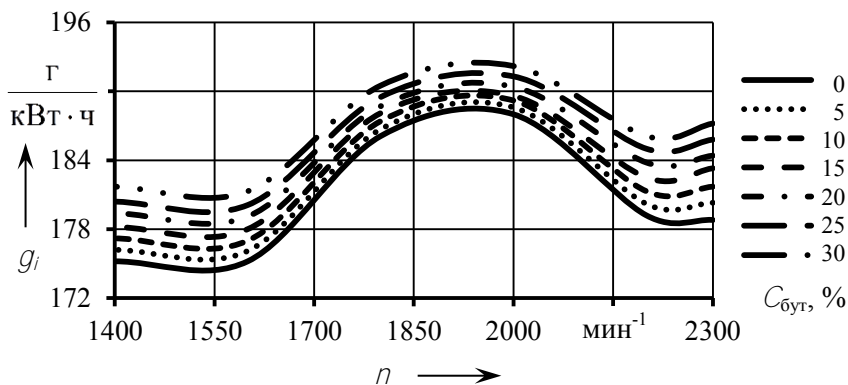


Рис. 3.39 – Изменение удельного индикаторного расхода топлива от частоты вращения коленчатого вала

Зависимость индикаторного КПД (η_i) от частоты вращения коленчатого вала (n) представлена на рисунке 3.40.

На рисунке 3.41, показано относительное изменение индикаторного КПД ($\delta\eta_i$) от частоты вращения коленчатого вала при использовании смесей дизельного топлива с бутанолом по сравнению с дизельным топливом.

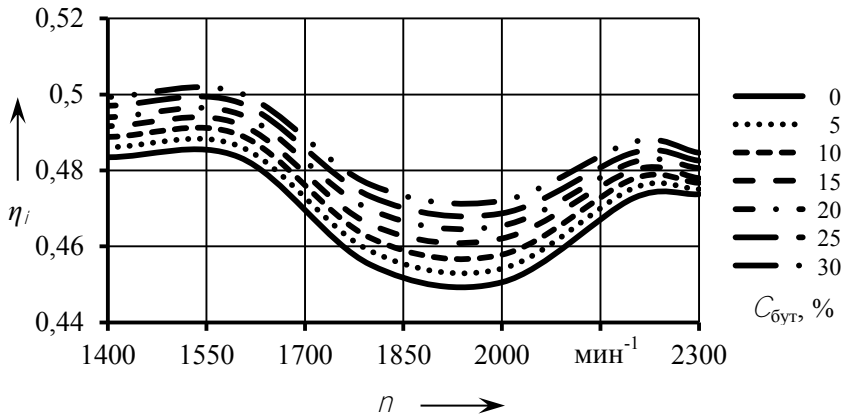


Рис. 3.40 – Зависимость индикаторного КПД от частоты вращения коленчатого вала

Индикаторный КПД двигателя с увеличением содержания бутанола в смеси повышается.

Разброс значений индикаторного КПД в рассматриваемом диапазоне внешней скоростной характеристики для 5% смеси минимален и составляет не более 0,5%, а для 30% максимален – не более 2,5%. Для 15% смеси максимальное отклонение индикаторного КПД по режимам не более 1,7%.

Индикаторный КПД при применении 15% смесей увеличивается по сравнению с дизельным топливом не более чем на 1,5% во всем исследуемом диапазоне, кроме режимов с частотами близкими 2200...2300 мин⁻¹.

При применении 20% смесей η_i выше по сравнению с дизельным топливом не более чем на 2% во всем исследуемом диапазоне.

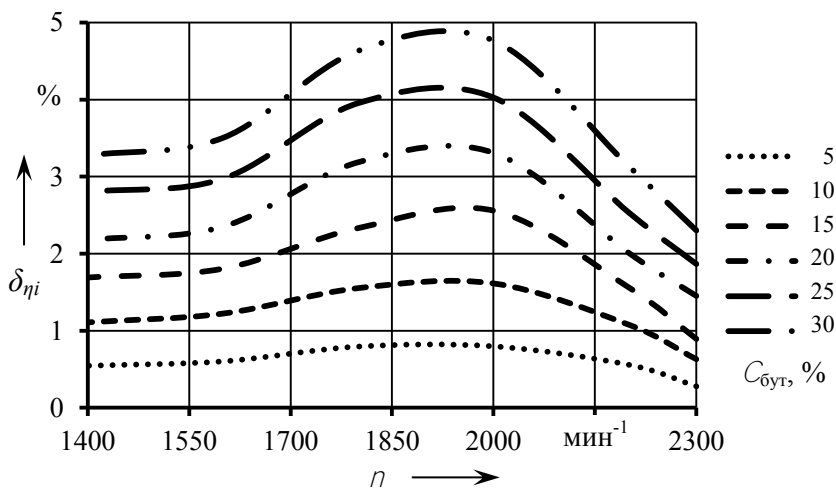


Рис. 3.41 – Относительное изменение индикаторного КПД

Содержание бутанола в смеси для режимов с частотами вращения 1400, 1600, 1800, 2000, 2200, 2300 мин^{-1} с учетом снижения их p_i по сравнению с работой на дизельном топливе не более чем на 1%, показано на рисунке 3.42.

При условии падения среднего индикаторного давления по сравнению с работой на дизельном топливе не более чем на 1% для режима с частотой вращения коленчатого вала 2000 мин^{-1} содержание бутанола в смеси не должно превышать 16,5% и это наибольшее значение из всех рассмотренных режимов (рисунок 3.42). Для $n=1400 \text{ мин}^{-1}$ и $n=2300 \text{ мин}^{-1}$ $C_{\text{бут}}$ не должно превышать более 9,5 и 6%.

Такое влияние на вышеуказанные параметры определяется различиями в протекании процессов смесеобразования и сгорания на разных режимах работы двигателя (которые зависят как от частоты вращения и нагрузки, так и от регулировочных параметров системы питания для каждого режима).

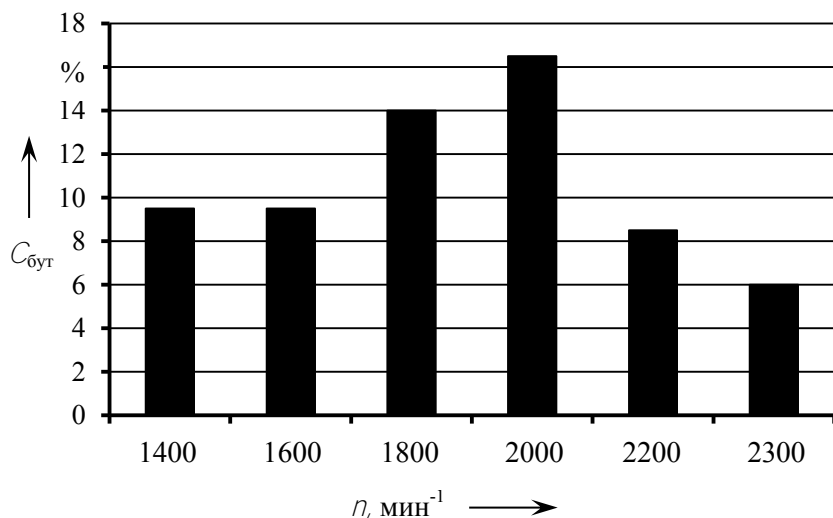


Рис. 3.42 – Содержание бутанола в смеси в зависимости от режима при изменении их среднего индикаторного давления не более чем 1% (при неизменной цикловой подаче топлива)

На рисунках 3.43 и 3.44 показано изменение удельного индикаторного расхода топлива и удельных выбросов оксидов азота от содержания бутанола в смеси с дизельным топливом на режимах внешней скоростной характеристики с частотами вращения коленчатого вала 1400, 1600, 1800, 2000, 2200, 2300 min^{-1} . при нагрузочных режимах, соответствующих работе на дизельном топливе.

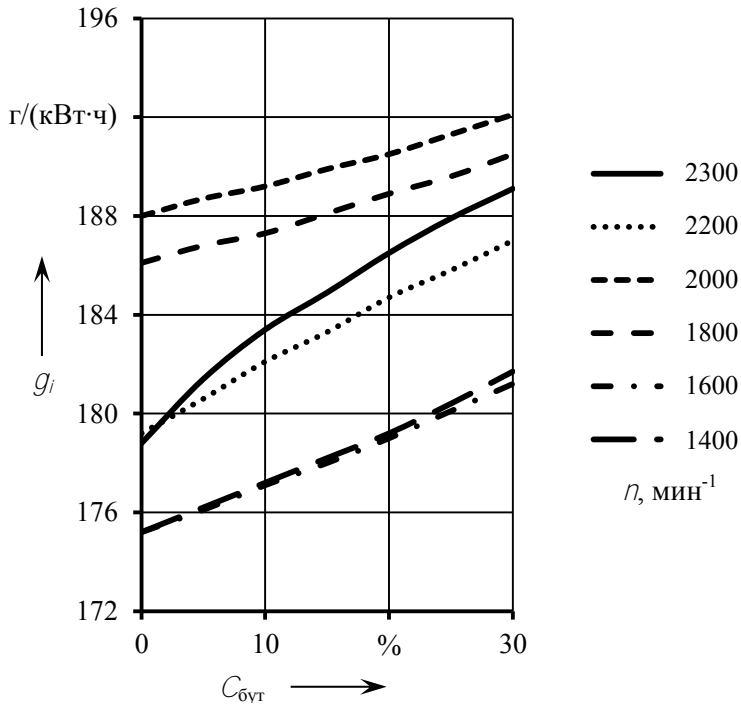


Рис. 3.43 – Изменение удельного индикаторного расхода топлива от содержания бутанола в смеси с дизельным топливом

С ростом содержания бутанола в смеси удельный индикаторный расход топлива увеличивается (рисунок 3.43). Характер и степень увеличения определяется режимом работы двигателя. Наименьшее изменение g_i получается на частотах вращения 1800 и 2000 мин⁻¹. Для 10, 20, 30% смесей по сравнению с дизельным топливом g_i увеличивается на 0,65; 1,5; 2,4% и 0,64; 1,3; 2,2%.

Рисунок 3.44 показывает, что влияние содержания бутанола в смеси на удельные выбросы оксидов азота неодинаково. При частотах вращения коленчатого вала 1600, 1800 и 2000 мин⁻¹ с увеличением содержания бутанола в смеси g_{NOx} снижаются, при $n=2200$ мин⁻¹ – растут, при 1400 и 2300 мин⁻¹ – снижаются, а затем растут. Например, при $n=1800$ мин⁻¹ для 10, 20 и 30% смесей удельные выбросы оксидов азота по сравнению с работой на дизельном

топливе снижаются на 6,2; 11,2 и 15,1%; при $n=2200 \text{ мин}^{-1}$ – g_{NOx} увеличиваются на 1,7; 6,3 и 12,6%.

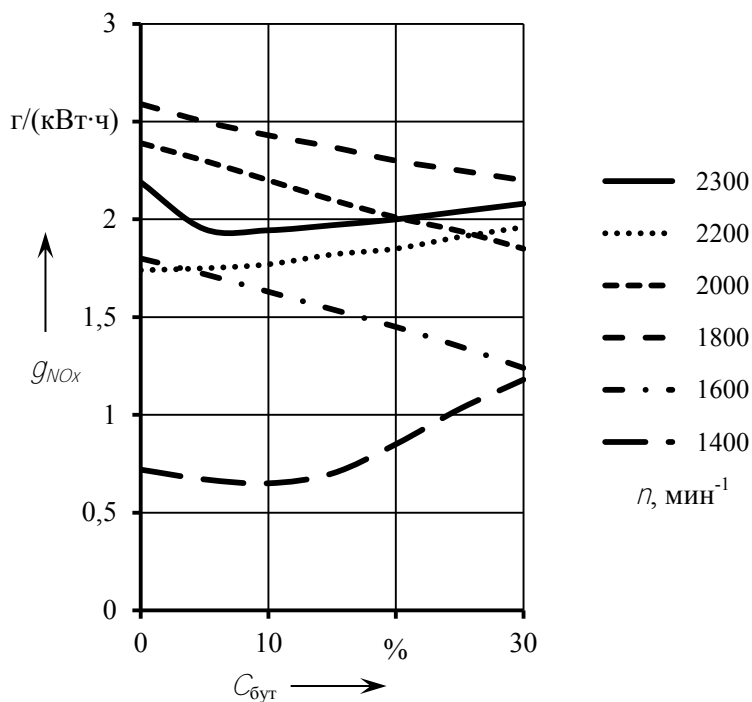


Рис. 3.44 – Изменение удельных выбросов оксидов азота от содержания бутанола в смеси с дизельным топливом

Проанализировано влияние исследуемых смесей на показатели рабочего процесса при условии сохранения значений коэффициентов избытка воздуха (соответствующих работе на дизельном топливе) для режимов внешней скоростной характеристики с частотами вращения 1600, 1800, 2000, 2200, 2300 мин^{-1} . Коэффициенты избытка воздуха поддерживались постоянными за счет изменения цикловой подачи топлива.

Зависимость среднего индикаторного давления, удельного индикаторного расхода топлива и удельных выбросов оксидов азота от содержания бутанола в смеси с дизельным топливом для режимов

внешней скоростной характеристики с частотами вращения коленчатого вала 1400, 1600, 1800, 2000, 2200, 2300 мин⁻¹ представлены на рисунках 3.45, 3.46 и 3.47.

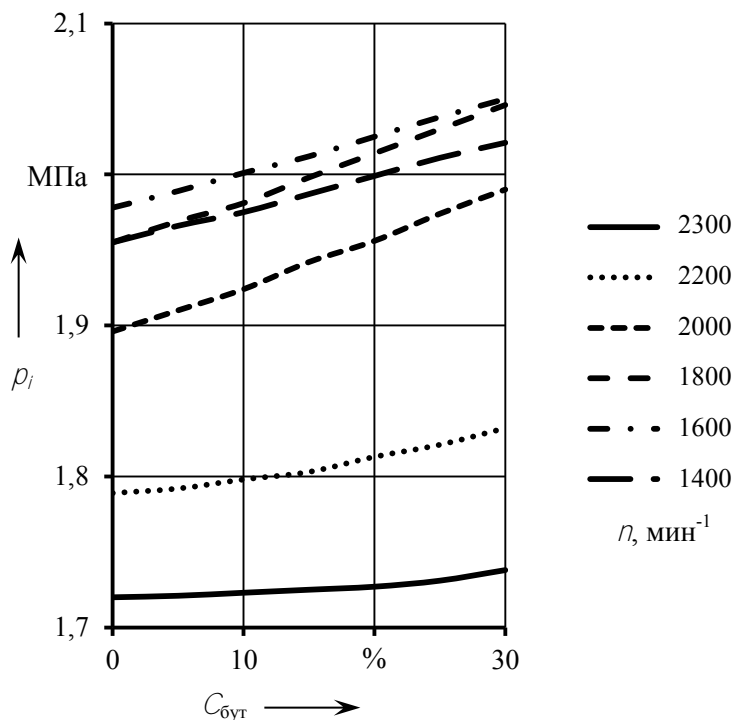


Рис. 3.45 – Изменение среднего индикаторного давления от содержания бутанола в смеси с дизельным топливом

Среднее индикаторное давление цикла растет с увеличением количества бутанола в смеси с дизельным топливом для всех рассмотренных режимов при поддержании коэффициента избытка воздуха постоянным для каждого скоростного режима (рисунок 3.45). Интенсивность его роста различна для разных скоростных режимов. Наибольшее увеличение p_i получается при $n=2000$ мин⁻¹ и для 10, 20 и 30% смесей по сравнению с работой на дизельном топливе составляет 1,5; 3,2 и 5%.

Из рисунка 3.46 видно, что с ростом содержания бутанола в смеси при постоянстве коэффициента избытка воздуха для рассмотренных скоростных режимов удельный индикаторный расход топлива увеличивается. Наименьшее изменение g_i получается при $n=2000$ мин⁻¹, наибольшее при $n=2300$ мин⁻¹ и для 10, 20 и 30% смесей по сравнению с работой на дизельном топливе составляет 0,74; 1,4 и 2% и 2,5; 4,4 и 5,9%.

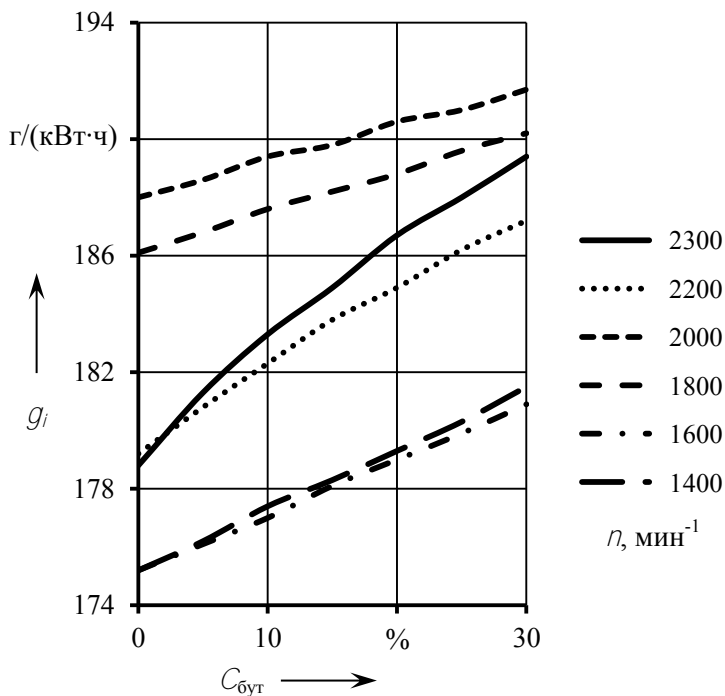


Рис. 3.46 – Изменение удельного индикаторного расхода топлива от содержания бутанола в смеси с дизельным топливом

Удельные выбросы оксидов азота с ростом бутанола в смеси при частотах вращения коленчатого вала 1400 и 1600 мин⁻¹ растут, при 2200 и 2300 мин⁻¹ снижаются, при 1800 и 2000 мин⁻¹ снижаются, а затем растут (рисунок 3.47). Например, при $n=2200$ мин⁻¹ для 10, 20 и 30% смесей удельные выбросы оксидов азота по сравнению с работой на дизельном топливе снижаются на 1,7; 2,9 и 3,5%; при

$n=2000 \text{ мин}^{-1}$ – g_{NOx} для 10 и 20% смесей снижаются на 1,7; 0,84%, а для 30% смеси растут на ~2,9%.

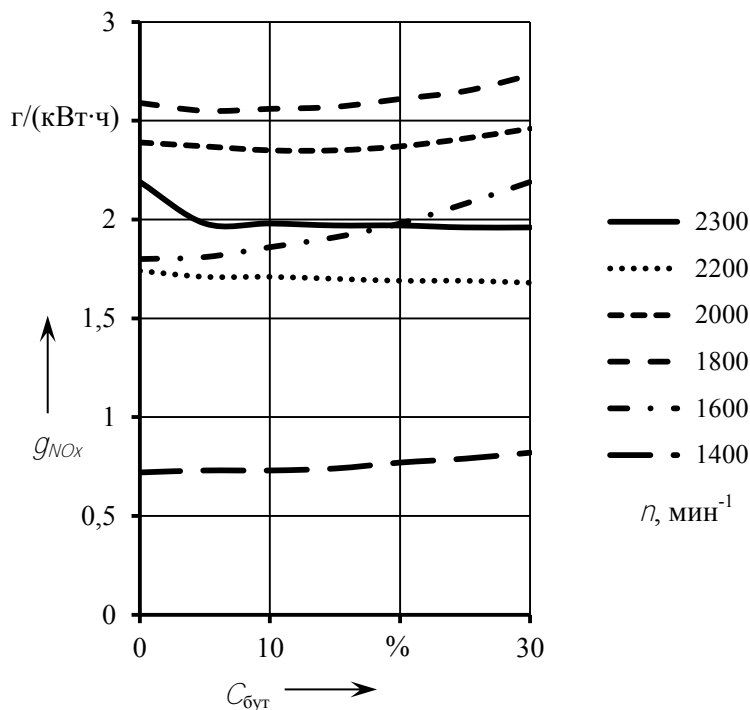


Рис. 3.47 – Изменение удельных выбросов оксидов азота от содержания бутанола в смеси с дизельным топливом

Таким образом, наименьшие изменения g_i и g_{NOx} для всех исследуемых режимов в совокупности могут быть получены при сохранении коэффициентов избытка воздуха.

Зависимость среднего индикаторного давления цикла и удельного индикаторного расхода топлива от частоты вращения коленчатого вала двигателя при использовании смесей дизельного топлива с бутанолом с сохранением коэффициентов избытка воздуха для каждого скоростного режима представлена на рисунках 3.48 и 3.49.

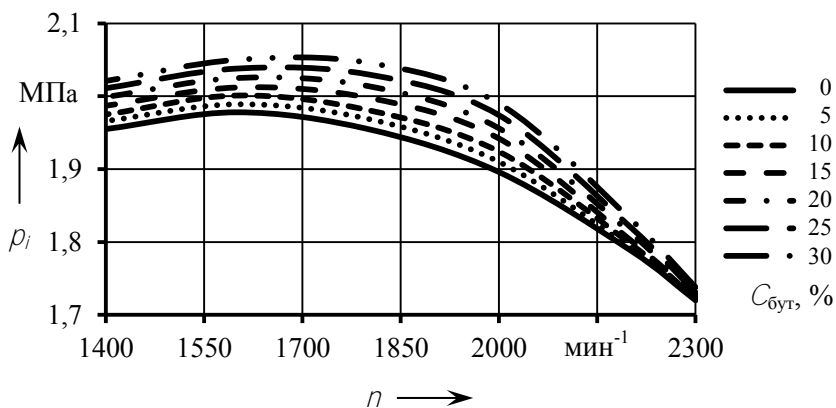


Рис. 3.48 – Изменение среднего индикаторного давления от частоты вращения при использовании дизельного топлива и его смесей с бутанолом

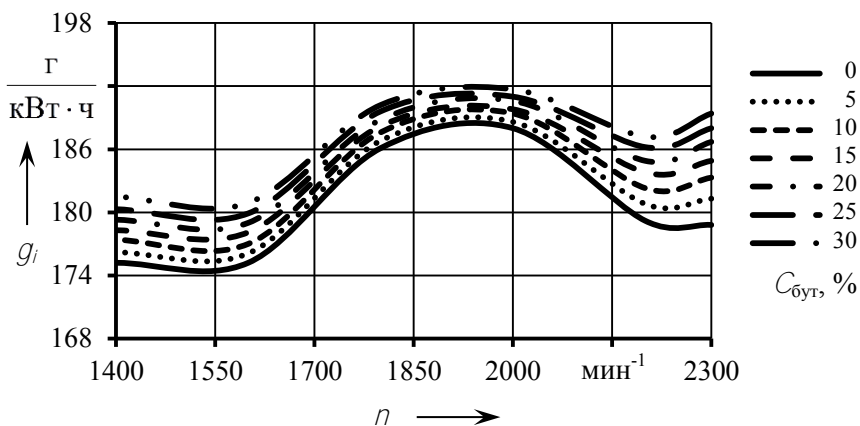


Рис. 3.49 – Изменение удельного индикаторного расхода топлива от частоты вращения при использовании дизельного топлива и его смесей с бутанолом

Рассмотрено влияние исследуемых смесей на индикаторный КПД при условии сохранения значений коэффициентов избытка воздуха для режимов внешней скоростной характеристики с частотами вращения 1400, 1600, 1800, 2000, 2200, 2300 мин^{-1} (рисунок 3.50).

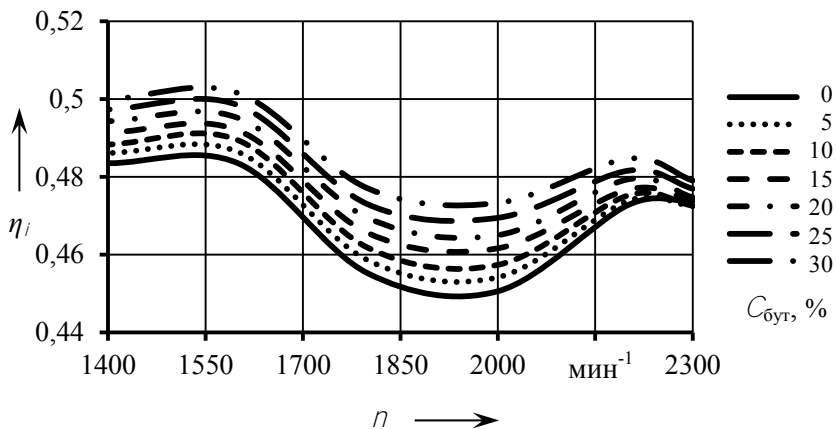


Рис. 3.50 – Зависимость индикаторного КПД от частоты вращения при использовании дизельного топлива и его смесей с бутанолом

Индикаторный КПД двигателя растет при увеличении содержания бутанола в смеси.

Относительное изменение индикаторного КПД представлено на рисунке 3.51. Наибольший разброс значений индикаторного КПД при работе на смесях, по сравнению с дизельным топливом для рассматриваемых режимов, получается для 30% смеси, наименьший – 5% смеси. Для 15% смеси максимальное отклонение удельного индикаторного КПД по режимам составляет не более 2,5%.

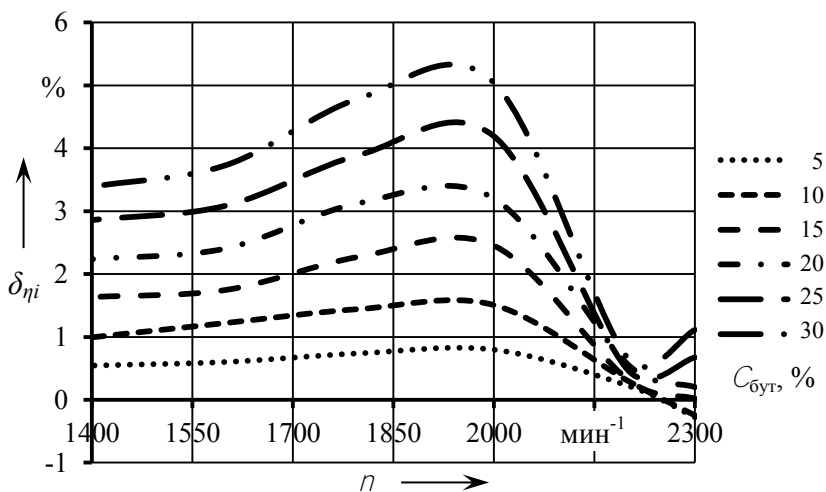


Рис. 3.51 – Относительное изменение индикаторного КПД при сохранении коэффициентов избытка воздуха для каждого скоростного режима

Из приведенного анализа следует, что одинаковое содержание бутанола в смеси при работе на рассматриваемых скоростных режимах двигателя по-разному влияет на изменение среднего индикаторного давления, удельного индикаторного расхода топлива и содержание оксидов азота.

При выборе содержания бутанола в смеси с дизельным топливом необходимо учитывать изменение показателей рабочего процесса двигателя во всем диапазоне режимов его работы, разброс значений по режимам, возможность достижения требуемых показателей изменением регулировочных параметров двигателя.

Содержание бутанола в смеси для режимов с частотами вращения 1400, 1600, 1800, 2000, 2200, 2300 мин⁻¹ с учетом изменения ρ_i по сравнению с работой на дизельном топливе не более чем на 1%, показано на рисунке 3.52.

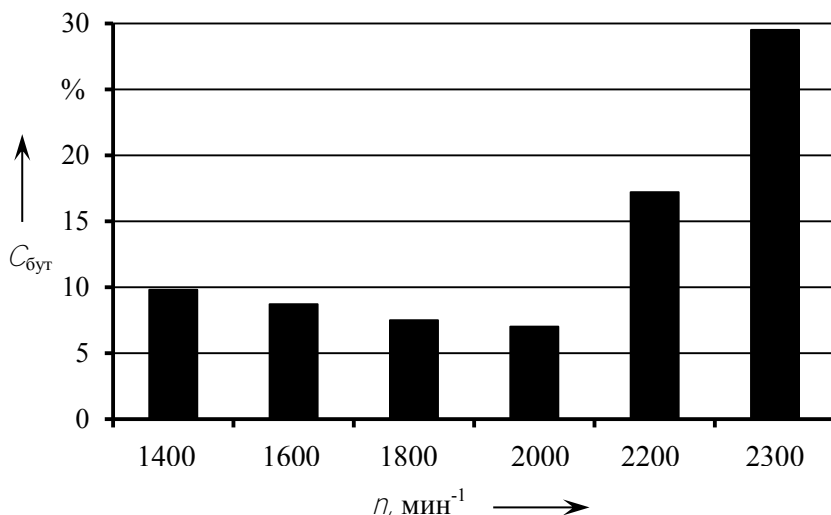


Рис. 3.52 – Содержание бутанола в смеси в зависимости от частоты вращения коленчатого вала при изменении среднего индикаторного давления не более чем 1%

При изменении среднего индикаторного давления по сравнению с работой на дизельном топливе не более чем на 1% для режима с частотой вращения коленчатого вала 2000 мин⁻¹ содержание бутанола в смеси не должно превышать 7% (рисунок 3.52). Для $n=1400$ мин⁻¹ и $n=2300$ мин⁻¹ $C_{\text{бут}}$ не должно превышать 9,8 и 29,5%.

Из проведенных исследований, следует, что для получения наилучших показателей двигателя во всем диапазоне режимов его работы для каждого режима или их совокупности целесообразно использование смесей с различным содержанием бутанола.

3.8 Снижение оксидов азота в дизелях при применении смесей дизельного топлива и бутанола

3.8.1 Исходные данные моделирования

Ранее было получено, что при использовании смесей дизельного топлива на режимах 100 и 75% нагрузки 13–ти ступенчатого цикла (A75, A100, B75, B100, C75, C100) наблюдался рост выбросов оксидов

азота (NO_x). В результате суммарные выбросы NO_x оказывались выше норм, установленных Евро-5.

С целью определения возможности снижения выбросов NO_x за счет изменения количества рециркулируемых газов при использовании смесей дизельного топлива с бутанолом была проведена серия расчетов.

Нижние значения пределов изменения цикловой подачи топлива и степени рециркуляции соответствовали работе на дизельном топливе [29]. Верхние пределы определились расчетом при использовании смесей с содержанием до 30% бутанола. В результате были получены значения степени рециркуляции отработавших газов и цикловой подачи топлива на режимах 13-ти ступенчатого цикла (таблица 3.27), при которых выбросы NO_x соответствуют уровню Евро-5 при сохранении среднего индикаторного давления [29].

Таблица 3.27 – Верхние пределы изменения цикловой подачи топлива и степени рециркуляции

Параметры	Режимы					
	A75	A100	B75	B100	C75	C100
$g_{из}, \text{мм}^3$	118	160	128	180	134	172
$\rho_p, \%$	19	30	30	28	19	18

Расчеты проводились для смесового топлива, содержание бутанола последовательно увеличивалось на 5%. Продолжительность впрыска топлива в процессе расчетных исследований не изменялась и соответствовала значениям, принятым при моделировании рабочего процесса с использованием дизельного топлива.

3.8.2 Определение интервалов изменения цикловой подачи топлива и степени рециркуляции отработавших газов, обеспечивающих выбросы оксидов азота уровня Евро-5

На рисунках 3.53 и 3.54 представлены зависимости среднего индикаторного давления, удельного индикаторного расхода топлива и выбросов оксидов азота от степени рециркуляции и цикловой подачи при содержании в смеси 5% бутанола для режимов A75 и A100 13 – ти ступенчатого цикла.

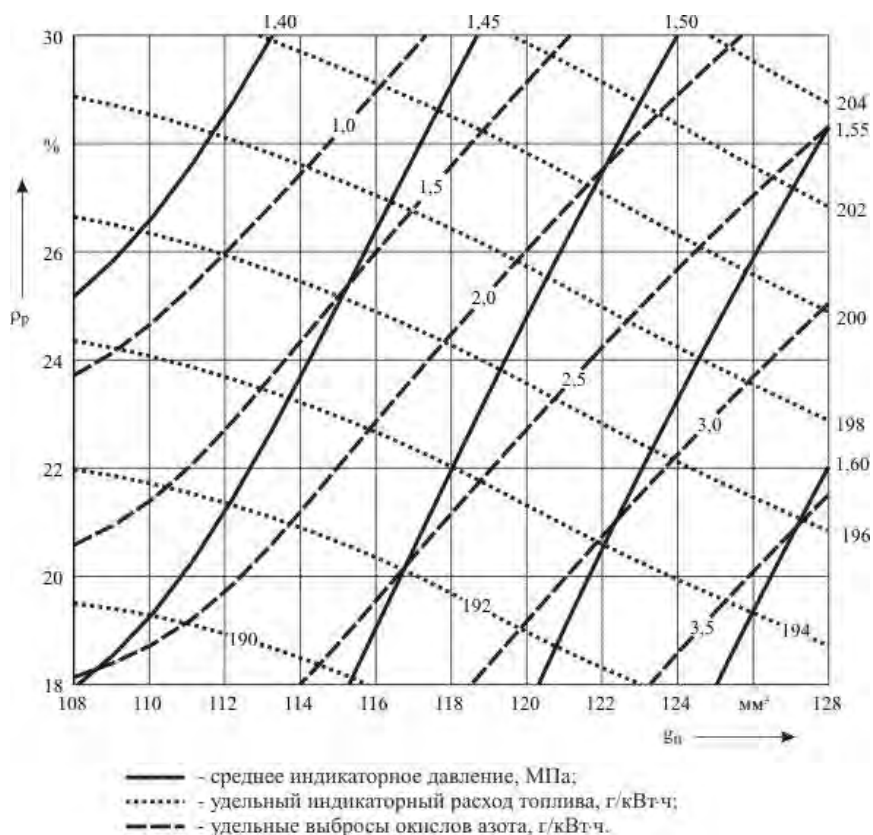


Рис. 3.53 – Зависимости p_i , g_i и NO_x от степени рециркуляции и цикловой подачи при содержании в смеси 5% бутанола для режима А75

Увеличение количества рециркулируемых газов в цилиндре дизеля при неизменной цикловой подаче топлива приводит к снижению p_i и NO_x и росту g_i . Ухудшение мощностных и топливо-экономических показателей дизеля обусловлено увеличением количества отработавших газов, которые имеют более высокую теплоемкость по сравнению с воздухом, что приводит к повышению потерь теплоты. Рост тепловых потерь способствует снижению максимальной температуры. В результате снижаются выбросы NO_x .

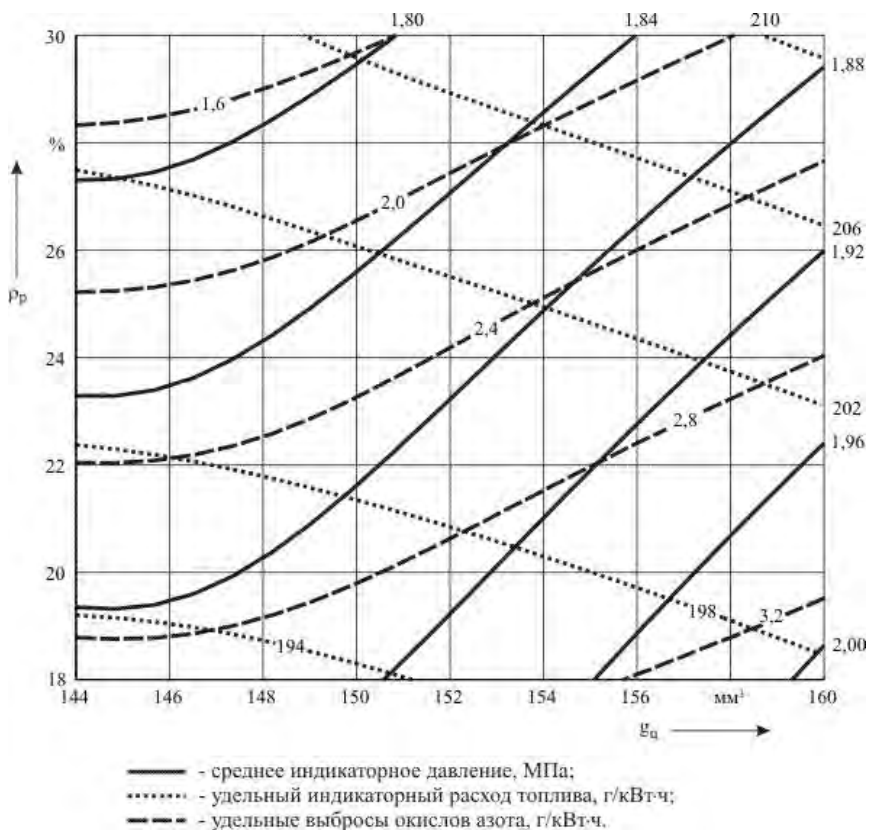


Рис. 3.54 – Зависимости p_i , g_i и NO_x от степени рециркуляции и цикловой подачи при содержании в смеси 5% бутанола для режима A100

Изменение мощностных и топливо-экономических показателей в зависимости от степени рециркуляции индивидуально для каждого из режимов. Так для режима A75 (рисунок 3.53) увеличение степени рециркуляции с 11 до 19% ведет к росту g_i и снижению $p_i \sim 2,5\%$ при цикловой подаче топлива 102 мм^3 . Для цикловой подачи 118 мм^3 ухудшение показателей g_i и p_i составляет $\sim 3\%$. При моделировании рабочего процесса с учетом параметров, соответствующих режиму A100, показатели g_i и p_i ухудшаются при увеличении степе-

ни рециркуляции с 18% до 28% более чем на 5,5% при цикловой подаче 144 мм^3 и на 7% при $g_{\text{ц}}$ равной 160 мм^3 .

На рисунках 3.55...3.56 представлены индикаторные диаграммы дизеля, работающего на режиме А100, для топлива содержащего 5% бутанола.

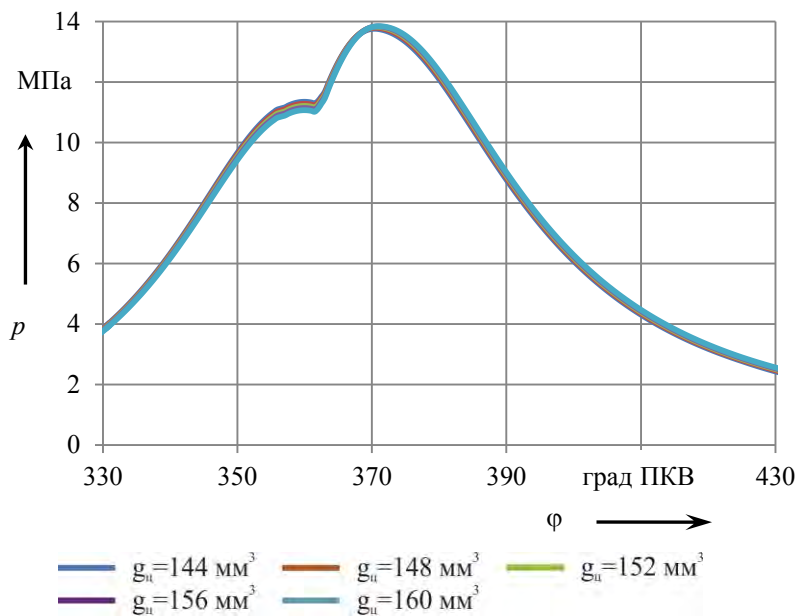


Рис. 3.55 – Индикаторные диаграммы, полученные для различных значений цикловой подачи топлива при степени рециркуляции отработавших газов 26%

Как видим, для выбранного режима и принятой величины степени рециркуляции увеличение цикловой подачи топлива с 144 до 160 мм^3 (11%) приводит к незначительному изменению характера протекания кривых давления. Увеличения максимального давления не происходит, так как процесс сгорания начинается и протекает в процессе расширения.

Различие в протекании кривых давления в случае увеличения ρ_p заметно в процессе сжатия, что обусловлено увеличением количества газов в цилиндре. В начале сгорания это различие начинает уменьшаться, и наибольшее значение максимального давления со-

ответствует режиму, протекающему с меньшим количеством рециркулируемых газов.

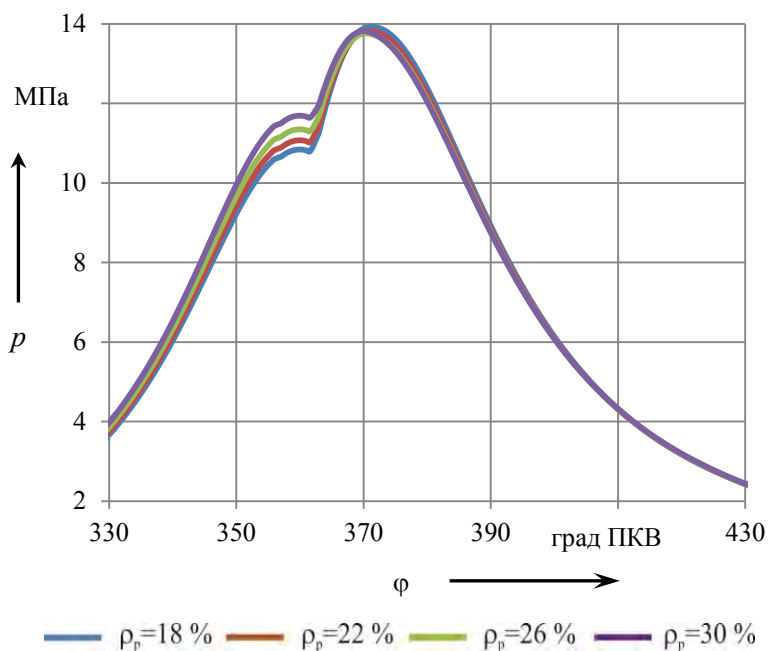


Рис. 3.56 – Индикаторные диаграммы, полученные для различных значений степени рециркуляции отработавших газов при цикловой подаче топлива 144 мм³

Различие в температурах при повышении цикловой подачи топлива более заметно, чем изменение давления газов в цилиндре (рисунки 3.57). Характер изменения температуры закономерен, так как по мере увеличения цикловой подачи топлива температура газов растет.

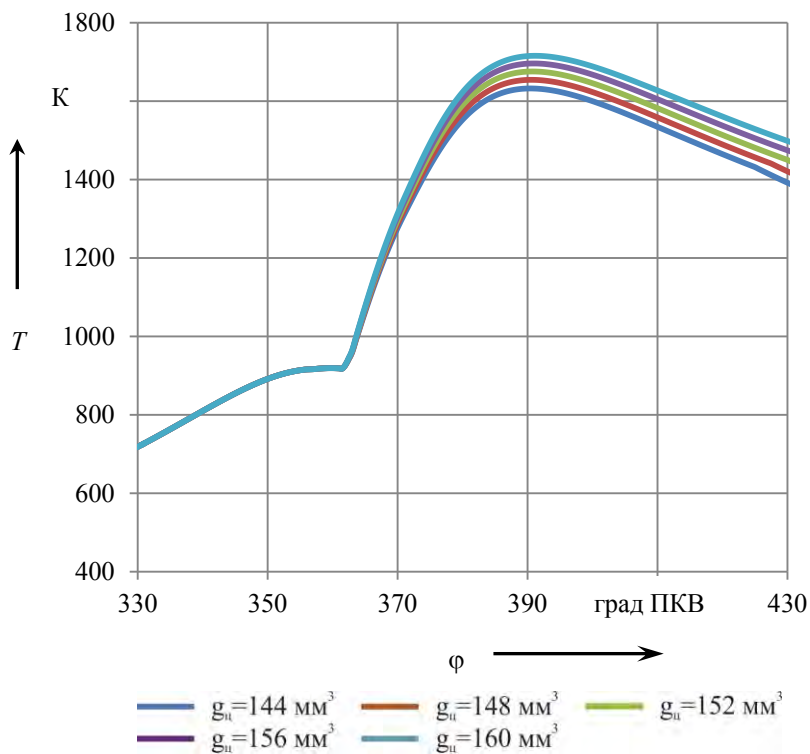


Рис. 3.57 – Изменение температуры газов в цилиндре при различных значениях цикловой подачи топлива и степени рециркуляции отработавших газов 26%

В случае увеличения количества отработавших газов, подаваемых в цилиндр дизеля, температура газов снижается (рисунок 3.58), сказывается увеличение теплоемкости рабочей смеси. Максимальное снижение температуры происходит при ρ_p равной 30% и составляет почти 200°. Снижение температуры газов на каждые 4% изменения ρ_p составляет в среднем 65°. Максимум разности температур происходит через 25 град ПКВ после начала подачи топлива, затем эта разность уменьшается.

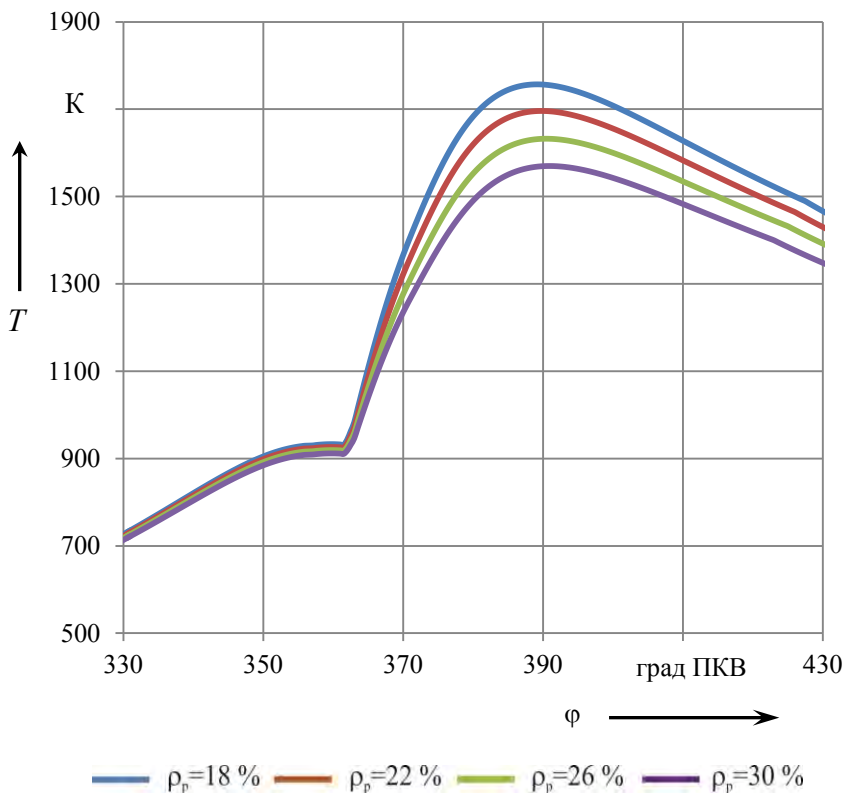


Рис. 3.58 – Изменение температуры газов в цилиндре при различных значениях степени рециркуляции отработавших газов и цикловой подаче топлива 144 мм³

Увеличение концентрации бутанола в смеси при постоянных величинах цикловой подачи топлива и рециркуляции отработавших газов ведет к незначительному снижению максимального давления (рисунок 3.59). Оно уменьшается по сравнению с работой на дизельном топливе в среднем на 0,2 МПа (~1,6%) при использовании смеси с содержанием 30% бутанола.

Снижение теплотворности смеси приводит к уменьшению максимальной температуры (рисунок 3.60), это снижение составляет 12° на каждые 5% бутанола в смеси и достигает наибольшей величины 72° (4,5%) при использовании смесей с содержанием 30% бутанола.

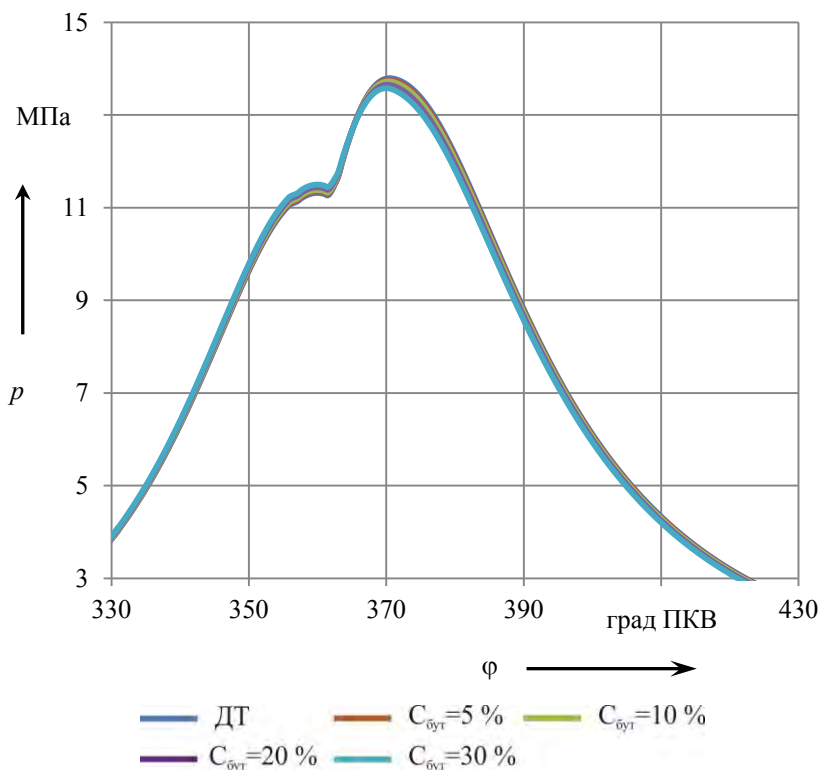


Рис. 3.59 – Изменение давления газов в цилиндре дизеля при различных концентрациях бутанола в смеси, неизменных величинах цикловой подачи топлива (144 мм^3) и степени рециркуляции отработавших газов (26%)

Отмеченная разность температур достигает наибольших значений по завершении процесса сгорания, которое при использовании смесевых топлив заканчивается раньше.

Расчитаны мощностные, топливно-экономические и экологические показатели рабочего процесса дизеля в зависимости от цикловой подачи топлива и степени рециркуляции отработавших газов для режимов В75, В100, С75 и С100 (рисунки 3.60...3.63)

Для других рассматриваемых режимов снижение p_i и увеличение g_i составляет 5...7% (рисунки 3.60...3.63) при соответствующем увеличении степени рециркуляции отработавших газов.

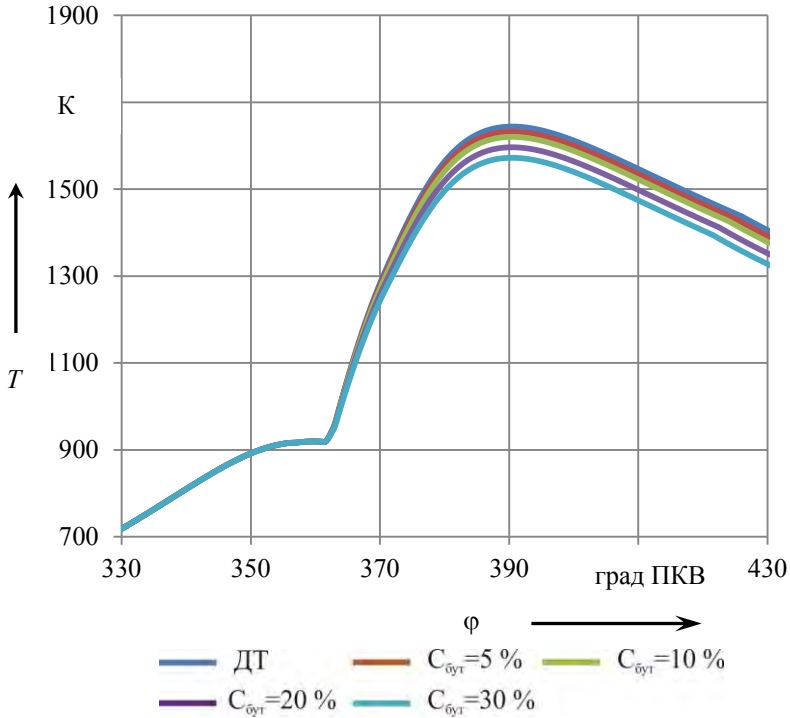


Рис. 3.60 – Индикаторные диаграммы, полученные для различных концентраций бутанола в смеси при неизменных величинах цикловой подачи топлива (144 мм^3) и степени рециркуляции отработавших газов (26%)

Характер изменения выбросов оксидов азота в зависимости от ρ_p и $g_{\text{ц}}$ во многом повторяет зависимости изменения ρ_s , однако динамика роста NO_x по мере повышения $g_{\text{ц}}$ ниже приращения величины среднего индикаторного давления, что указывает на возможность выбора таких значений $g_{\text{ц}}$ и ρ_p , при которых выбросы оксидов азота на соответствующих режимах 13-ти ступенчатого цикла не будут превышать требований Евро-5.

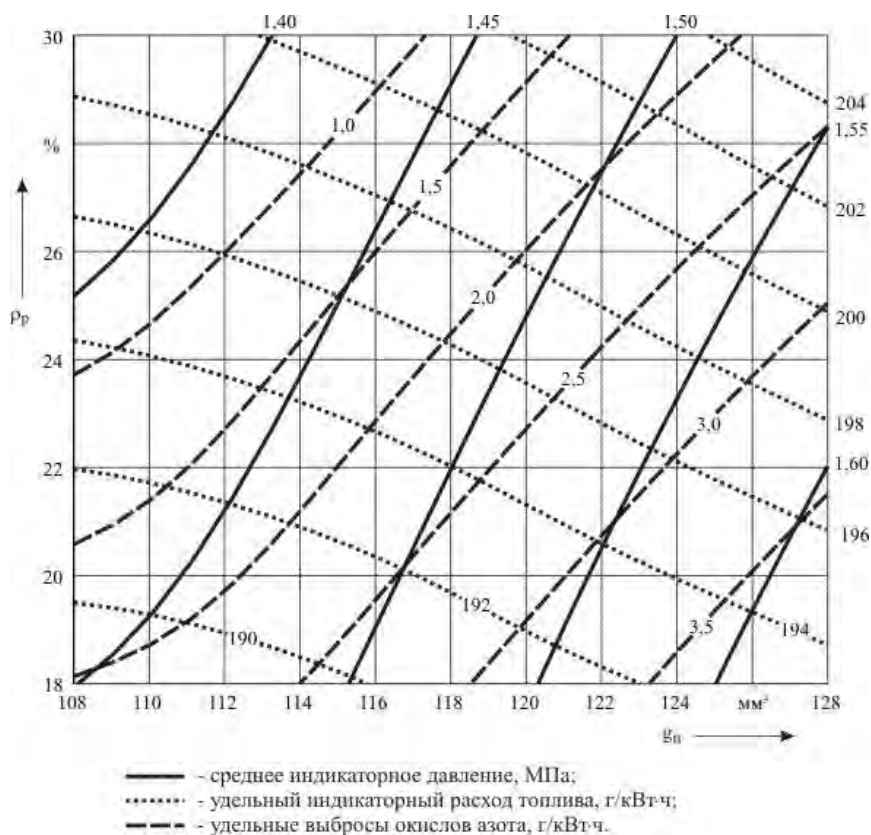


Рис. 3.61 – Зависимости p_i , g_i и NO_x от степени рециркуляции и цикловой подачи при содержании в смеси 5% бутанола для режима B75

В свою очередь рост g_n при постоянном количестве рециркулируемых газов сопровождается повышением p_i , g_i и NO_x . Увеличение g_i при росте p_i обусловлено снижением коэффициента избытка воздуха, при этом происходит увеличение максимальной температуры процесса сгорания. Для режимов с 75% нагрузкой рост максимальной температуры процесса сгорания в пределах изменения цикловой подачи составляет 90...120° (5...7%), а для режимов 100% нагрузки рост температуры находится в пределах 50...100° (3...6%).

Большие значения соответствуют режимам с большими диапазонами изменения $g_{ц}$.

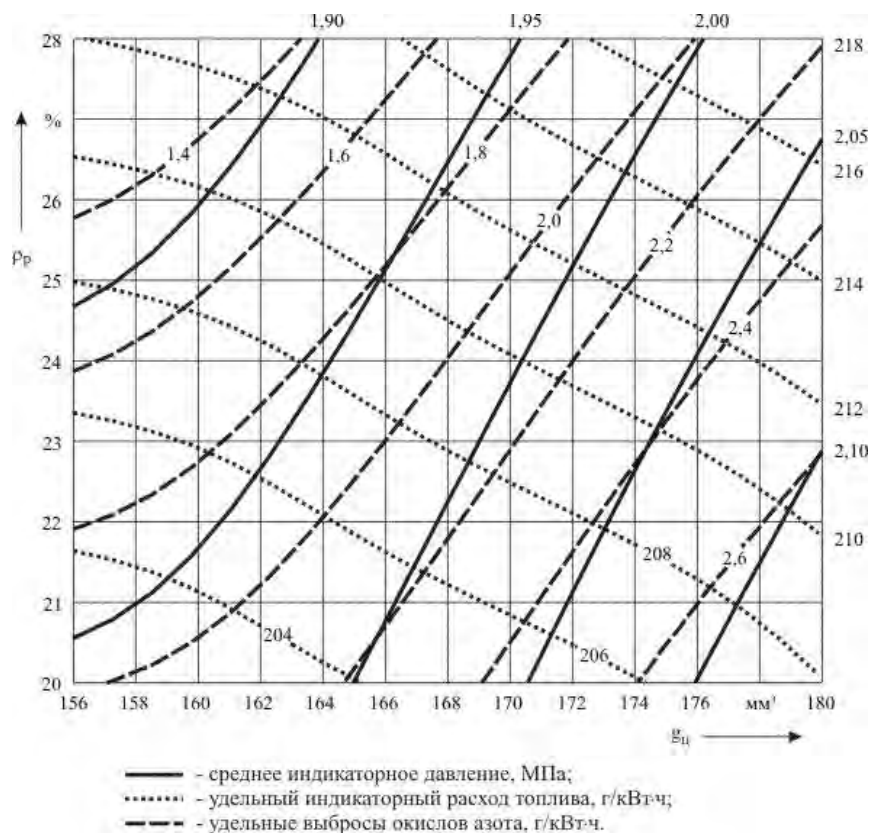


Рис. 3.62 – Зависимости p_p , g_i и NO_x от степени рециркуляции и цикловой подачи при содержании в смеси 5% бутанола для режима В100

Увеличение выбросов оксидов азота с ростом $g_{ц}$ обусловлено повышением температуры сгорания. Для режимов А100, В100, С100 рост NO_x соответственно составляет: 14...50%; 34...86%; 29...57%. Большие значения соответствуют режимам с высокими p_p .

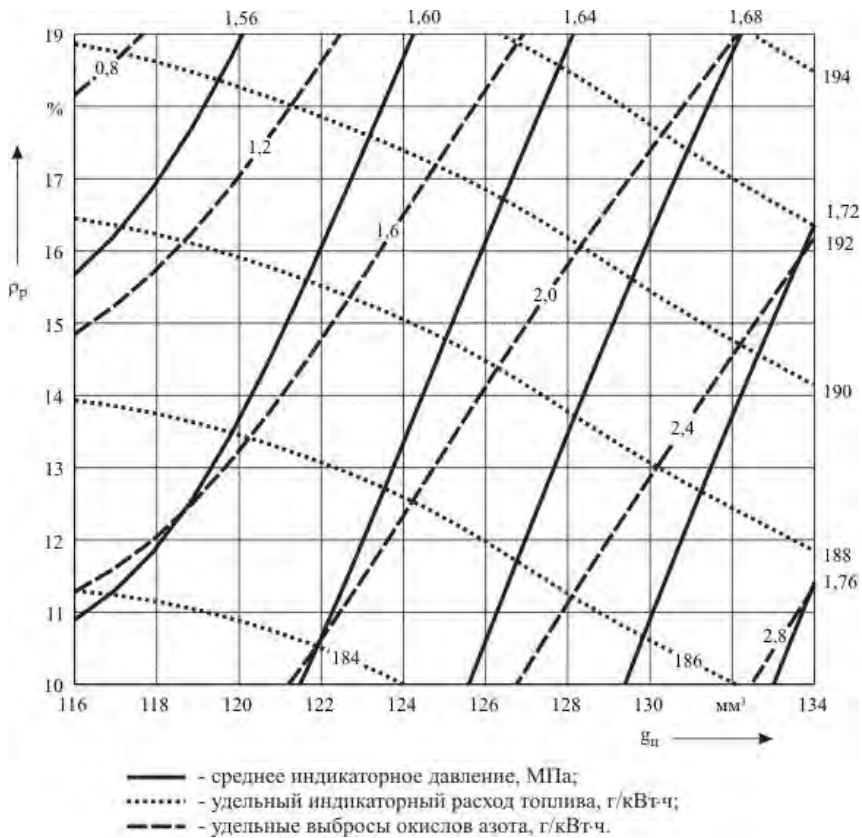


Рис. 3.63 – Зависимости ρ_p , g_i и NO_x от степени рециркуляции и цикловой подачи при содержании в смеси 5% бутанола для режима C75

Исследования, проведенные для смесей с более высокими концентрациями бутанола, показывают, что характер зависимостей практически не изменяется, меняются только абсолютные значения показателей ρ_p , g_i и NO_x , происходит уменьшение ρ_p , увеличение g_i и NO_x .

Результаты показывают, что для смесей с содержанием бутанола до 30% так же существует такое сочетание g_u и ρ_p при которых выбросы окислов азота не будут превышать значений уровня Евро-5 и будут обеспечены требуемые величины эффективной мощности.

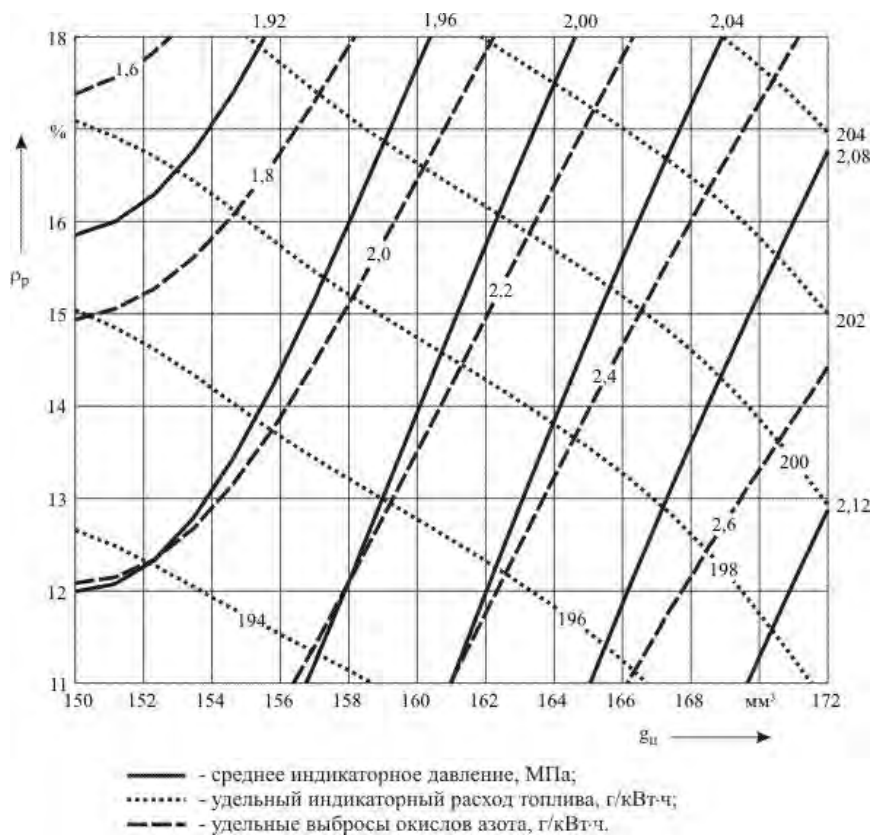


Рис. 3.64 – Зависимости ρ_p , g_i и NO_x от степени рециркуляции и цикловой подачи при содержании в смеси 5% бутанола для режима С100

3.8.3 Построение регрессионных зависимостей

Для определения требуемых сочетаний g_u и ρ_p при использовании смесей дизельного топлива и бутанола построены регрессионные зависимости.

Для получения регрессионных зависимостей необходимо определиться с видом зависимостей, выбрать диапазон изменения варьируемых параметров, выбрать план проведения эксперимента и провести сам эксперимент.

Характер зависимостей, представленных на рисунках 3.53, 3.54 и 3.61 ... 3.64, указывает на то, что они могут быть аппроксимированы полином второго порядка [30]:

$$y = a_0 + a_1 \cdot C_{\text{бут}}^* + a_2 \cdot \rho_p^* + a_3 \cdot g_{\text{ц}}^* + a_4 \cdot C_{\text{бут}}^{*2} + a_4 \cdot \rho_p^{*2} + a_6 \cdot g_{\text{ц}}^{*2} + a_7 \cdot C_{\text{бут}}^* \cdot \rho_p^* + a_8 \cdot C_{\text{бут}}^* \cdot g_{\text{ц}}^* + a_9 \cdot \rho_p^* \cdot g_{\text{ц}}^* \quad (3.8)$$

где $a_0 \dots a_{23}$ – коэффициенты регрессии;

$C_{\text{бут}}^*$, ρ_p^* , $g_{\text{ц}}^*$ – приведенные значения, соответственно концентрации бутанола в смеси, степени рециркуляции и цикловой подачи топлива.

Диапазоны изменения параметров $g_{\text{ц}}$ и ρ_p соответствуют значениям используемым выше, а концентрация бутанола в смеси изменяется от 0 до 30%. Эксперимент проведем в соответствии с D оптимальным планом.

Значения показателей ρ_b , g_i и NO_x были получены расчетом. Абсолютные значения факторов и соответствующие величины показателей ρ_b , g_i и NO_x для режима A75 представлены в таблице 3.28.

Таблица 3.28 – Значения факторов и выходных величин

№	$\delta_{\text{бут}}, \%$	$\rho_p, \%$	$g_{\text{ц}}, \text{мм}^3$	$p_b, \text{МПа}$	$g_i, \text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$	$NO_x, \text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$	$T_{\text{max}}, \text{К}$	α
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	30	19	118	1,505	197,6	3,191	1733	2,000
2	30	11	118	1,55	191,8	4,618	1844	1,894
3	30	11	102	1,359	189,1	0,974	1725	2,216
4	30	19	102	1,324	194,1	1,587	1614	2,355
5	0	11	118	1,659	181,0	5,312	1914	1,741
6	0	11	102	1,458	178,0	2,474	1790	2,039
7	0	19	102	1,418	183,1	0,393	1684	2,159
8	0	19	118	1,608	186,8	4,242	1801	1,830

Продолжение табл. 3.28

1	2	3	4	5	6	7	8	9
9	30	15	118	1,527	194,8	3,892	1787	1,944
10	30	15	102	1,342	191,5	1,216	1678	2,281
11	30	19	110	1,415	195,9	1,560	1675	2,165
12	30	11	110	1,458	190,2	3,240	1789	2,044
13	15	11	118	1,605	186,2	5,023	1879	1,815
14	15	11	102	1,408	183,4	1,854	1757	2,125
15	15	19	102	1,371	188,5	1,329	1652	2,254
16	15	19	118	1,557	192,0	3,710	1767	1,912
17	0	11	110	1,562	179,3	4,270	1857	1,879
18	0	15	102	1,439	180,4	1,697	1743	2,095
19	0	19	110	1,514	184,9	2,738	1741	1,983
20	0	15	118	1,633	184,0	4,734	1856	1,782
21	30	15	110	1,436	193,0	2,472	1733	2,100
22	0	15	110	1,538	182,0	3,526	1800	1,927
23	15	19	110	1,464	190,3	2,200	1708	2,071
24	15	11	110	1,509	184,7	3,862	1823	1,958
25	15	15	118	1,579	189,3	4,413	1822	1,861
26	15	15	102	1,391	185,7	0,662	1710	2,185
27	15	15	110	1,488	187,3	3,009	1767	2,011

Для определения коэффициентов регрессии использовался метод наименьших квадратов, основные положения методики расчета и оценки значимости коэффициентов регрессии приведены в работах [29, 30]. В таблице 3.29 приведены значения коэффициентов регрессии, аппроксимирующей изменение показателей ρ_i , g_i и NO_x , мак-

симальных температуры и давления цикла и коэффициента избытка воздуха для смесового топлива, содержанием бутанола до 30% и параметров $g_{ц}$ и ρ_p .

Таблица 3.29 – Значения коэффициентов регрессии, аппроксимирующих изменение показателей работы дизеля на режиме А75

Идентификатор	ρ_i	g_i	NO_x	ρ_z	T_{max}	α
1	2	3	4	5	6	7
a_0	1,48714	187,3653	2,936211	12,14781	1767,678	2,010885
a_1	-0,05072	5,467778	-0,36864	-0,11467	-33,8389	0,086999
a_2	-0,02178	2,741944	-0,59314	-0,04744	-55,6833	0,056623
a_3	0,095167	1,637389	1,497086	0,269278	58,32222	-0,16268
a_{11}	5,5E-05	0,184	0,000796	0,003556	-0,65	0,002973
a_{22}	-0,00011	0,0605	0,07424	0,024889	-1,98333	0,003752
a_{33}	-0,00194	0,131833	-0,13504	-0,03794	-1,76667	0,01176
a_{12}	0,00133	-0,00225	0,182556	0,017333	-0,05833	0,004264
a_{13}	-0,00233	-0,07092	-0,15002	-0,01825	-0,725	-0,00618
a_{23}	-0,00267	0,184417	-0,15141	-0,01817	-1,11667	-0,00791

Для оставшихся режимов 13-ти испытательного цикла получены значения коэффициентов регрессии, аналогичные приведенным в таблице 3.29.

3.8.4 Выбор сочетаний цикловой подачи топлива и степени рециркуляции

Для определения требуемого сочетания параметров $g_{ц}$ и ρ_p для выбранных концентрацией бутанола в смеси воспользуемся надстройкой «Поиск решения» приложения Microsoft Office Excel (рисунок 3.65).

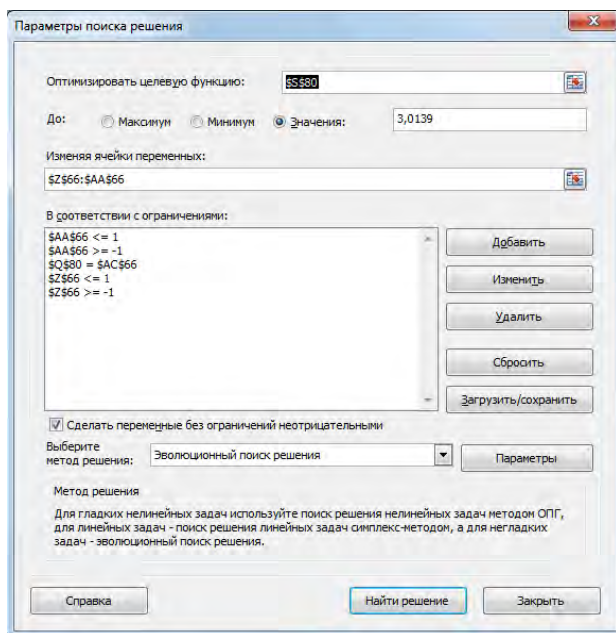


Рис. 3.65 – Окно надстройки «Поиск решения»

В поле «Значения» (см. рисунок 3.65) задается требуемое значение исследуемой величины, в нашем случае значения выбросов NO_x .

В поле «изменяя ячейки переменных», задается ссылка на ячейки, соответствующие приведенным значениям ρ_p^* и $g_{ц}^*$.

В поле «В соответствии с ограничениями», задаются ограничения на изменения параметров ρ_p^* и $g_{ц}^*$. Для рассматриваемой задачи указанные переменные не должны выходить за интервал $[-1, 1]$. В этом же поле в виде равенства задается ограничение по среднему индикаторному давлению, в нашем случае должна быть получена величина равная 1,483 МПа.

Используя, предложенный надстройкой «Поиск решения» «Эволюционный поиск решения» были последовательно определены значения $g_{ц}$ и ρ_p , удовлетворяющие заданным условиям, для смешанного топлива с изменением концентрации бутанола в пределах от 0 до 30% (таблица 3.30).

Таблица 3.30 – Значения степени рециркуляции отработавших газов и цикловой подачи топлива, на режиме А75 при использовании смесевых топлив

$C_{\text{бугт}}, \%$	$\rho_p, \%$	$g_{\text{ц}}, \text{мм}^3$	$\rho_b, \text{МПа}$	$g_b, \text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$	$NO_x, \text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$	$\rho_z, \text{МПа}$	$T_{\text{max}}, \text{К}$	α
0	11,0	105,1	1,483	178,5	3,015	12,16	1817	1,973
5	11,0	105,8	1,484	180,4	3,016	12,14	1811	1,987
10	11,5	106,9	1,485	182,6	3,016	12,13	1803	1,998
15	13,3	109,0	1,485	186,0	3,014	12,14	1784	2,007
20	15,2	111,3	1,484	189,6	3,018	12,15	1763	2,017
25	17,7	114,0	1,485	193,9	3,018	12,17	1734	2,029
30	19,0	115,7	1,482	197,1	3,018	12,18	1715	2,045

По аналогичному алгоритму были проведены исследования по определению значений $g_{\text{ц}}$ и ρ_p , на режимах А100, В75, В100, С75 и С100 при использовании смесевого топлива. Результаты приведены в таблицах 3.31...3.35.

Таблица 3.31 – Значения степени рециркуляции отработавших газов и цикловой подачи топлива, на режиме А100 при использовании смесевых топлив

$C_{\text{бугт}}, \%$	$\rho_p, \%$	$g_{\text{ц}}, \text{мм}^3$	$\rho_b, \text{МПа}$	$g_b, \text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$	$NO_x, \text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$	$\rho_z, \text{МПа}$	$T_{\text{max}}, \text{К}$	α
0	17,3	143,5	1,919	190,4	2,999	14,000	1778	1,715
5	17,3	145,1	1,915	192,5	3,003	14,006	1773	1,738
10	18,4	148,4	1,919	196,1	2,998	13,997	1763	1,748
15	18,4	149,9	1,914	198,4	2,997	13,959	1758	1,757
20	18,9	152,6	1,915	201,5	3,002	13,899	1753	1,748
25	19,5	155,7	1,917	205,0	3,001	13,805	1746	1,723
30	19,7	158,1	1,915	208,0	2,999	13,692	1741	1,699

Таблица 3.32 – Значения степени рециркуляции отработавших газов и цикловой подачи топлива, на режиме В75 при использовании смесевых топлив

$C_{\text{бут}}, \%$	$\rho_p, \%$	$G_{\text{ц}}, \text{мм}^3$	$\rho_b, \text{МПа}$	$G_b, \text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$	$NO_x, \text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$	$\rho_z, \text{МПа}$	$T_{\text{max}}, \text{К}$	α
0	19,0	108,4	1,466	188,1	1,745	10,960	1686	1,972
5	19,0	109,0	1,458	190,0	1,745	10,953	1680	1,988
10	20,7	110,8	1,453	193,5	1,746	10,970	1660	2,004
15	22,9	113,5	1,453	197,9	1,748	11,004	1637	2,016
20	24,0	115,4	1,451	201,2	1,747	11,017	1624	2,025
25	25,4	118,1	1,453	205,3	1,748	11,035	1609	2,027
30	25,7	119,8	1,450	208,1	1,748	11,028	1603	2,031

Таблица 3.33 – Значения степени рециркуляции отработавших газов и цикловой подачи топлива, на режиме В100 при использовании смесевых топлив

$C_{\text{бут}}, \%$	$\rho_p, \%$	$G_{\text{ц}}, \text{мм}^3$	$\rho_b, \text{МПа}$	$G_b, \text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$	$NO_x, \text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$	$\rho_z, \text{МПа}$	$T_{\text{max}}, \text{К}$	α
0	20,5	157,2	1,989	201,3	2,097	13,625	1672	1,721
5	21,6	160,6	1,989	205,2	2,097	13,627	1661	1,718
10	22,2	163,2	1,986	208,4	2,095	13,623	1653	1,719
15	23,8	167,8	1,989	213,7	2,095	13,620	1639	1,708
20	24,2	170,6	1,988	217,0	2,097	13,606	1633	1,706
25	24,8	173,9	1,988	220,9	2,098	13,588	1626	1,702
30	25,4	177,4	1,988	225,0	2,098	13,563	1620	1,695

Таблица 3.34 – Значения степени рециркуляции отработавших газов и цикловой подачи топлива, на режиме С75 при использовании смесевых топлив

$C_{\text{буг}},$ %	$\rho_p,$ %	$g_{\text{ц}},$ мм ³	$\rho_b,$ МПа	$g_b,$ г/(кВт·ч)	$NO_x,$ г/(кВт·ч)	$\rho_z,$ МПа	$T_{\text{max}},$ К	α
0	12,0	118,1	1,639	183,4	1,900	12,079	1712	1,916
5	13,9	120,8	1,640	187,1	1,901	12,099	1695	1,919
10	14,3	122,3	1,637	189,5	1,903	12,096	1688	1,925
15	15,8	125,0	1,638	193,2	1,902	12,108	1675	1,926
20	16,3	126,8	1,636	196,0	1,902	12,105	1668	1,930
25	17,7	129,7	1,639	199,8	1,901	12,111	1657	1,926
30	17,9	131,4	1,637	202,4	1,899	12,100	1652	1,930

Таблица 3.35 – Значения степени рециркуляции отработавших газов и цикловой подачи топлива, на режиме С100 при использовании смесевых топлив

$C_{\text{буг}},$ %	$\rho_p,$ %	$g_{\text{ц}},$ мм ³	$\rho_b,$ МПа	$g_b,$ г/(кВт·ч)	$NO_x,$ г/(кВт·ч)	$\rho_z,$ МПа	$T_{\text{max}},$ К	α
0	10,2	149,1	2	190,2	2,186	13,675	1743	1,720
5	13,3	153,2	1,999	194,8	2,182	13,682	1720	1,713
10	14,8	156,4	1,999	198,6	2,182	13,674	1706	1,709
15	15,7	159,4	1,999	202,2	2,188	13,661	1697	1,706
20	15,2	160,4	1,993	203,7	2,189	13,644	1697	1,712
25	16,4	164,0	1,992	208,1	2,186	13,620	1684	1,706
30	17,5	168,1	1,992	212,9	2,189	13,585	1673	1,697

При сравнении величин $g_{\text{ц}}$ и ρ_p , полученных в работе [29], и результатов настоящего исследования для двигателя работающего на дизельном топливе наблюдается некоторое расхождение, которое не превышает 1...2%. Несколько отличаются и значения выходных

величин: g_i (max 2 г/(кВт·ч)) и T_{max} (max 20°), в относительных величинах эта разность менее 1%. Контролируемые показатели ρ_i и NO_x отличаются в третьем знаке. Приведенные в таблицах значения $g_{ц}$ и ρ_p можно считать первыми приближениями, а для более точного исследования их можно принять за отправные точки. Результаты этого исследования приведены в таблице 3.36.

Таблица 3.36 – Уточненные значения степени рециркуляции отработавших газов и цикловой подачи топлива для смесей с различным содержанием бутанола

Параметры	Концентрация бутанола в смеси $C_{бур}$, %							Режим
	0	5	10	15	20	25	30	
ρ_p , %	11	12,56	13,33	14,9	15,68	16,44	17,45	A75
$g_{ц}$, мм ³	104	105,9	107,55	109,65	111,4	113,2	115,3	
ρ_p , %	18	18,6	19,3	19,3	20,25	20,17	20,1	A100
$g_{ц}$, мм ³	144	146,1	148,95	150,95	154,1	156,33	158,65	
ρ_p , %	20,8	22,2	23,1	24,4	25,2	26	27,1	B75
$g_{ц}$, мм ³	108	110,1	112	114,2	116,2	118,2	120,9	
ρ_p , %	22	22,3	22,9	23,99	24,67	25,1	25,33	B100
$g_{ц}$, мм ³	158,8	160,1	164,45	167,95	171,08	174	177,81	
ρ_p , %	11	12,96	14,94	16,42	16,92	17,4	18,66	C75
$g_{ц}$, мм ³	118	120	122,7	125,29	127,6	129,63	132,4	
ρ_p , %	0,11	12,2	13,13	14,36	15,4	16,95	17,37	C100
$g_{ц}$, мм ³	150	152,8	155,6	158,83	162	166,2	170	

Они позволили определить параметры рабочего процесса, обеспечивающие снижение выбросов NO_x при работе на смесевом топливе с содержанием бутанола до 30 % до значений, полученных в случае применения дизельного топлива. Удельные выбросы $[NO_x]$ при применении смесевых топлив с учетом их снижения на режимах C25 и C50 оказались меньше, чем при применении дизельного топлива. В тоже время использование смесевых топлив приводит к увеличению удельного индикаторного расхода топлива. В таблице 3.37 приведены значения $[NO_x]$ и $[g_i]$ при применении смесевого

топлива с содержанием бутанола до 30%. Величины $[g_i]$ рассчитаны с учетом весовых коэффициентов, используемых при расчете $[NO_x]$.

Таблица 3.37 – Приведенные значения $[NO_x]$ и $[g_i]$

Показатели	Концентрация бутанола в смеси $C_{\text{бут}}$, %						
	0	5	10	15	20	25	30
NO_x , г/(кВт·ч)	1,998	1,994	1,988	1,981	1,978	1,972	1,964
ΔNO_x , г/(кВт·ч)	0,000	0,004	0,010	0,016	0,020	0,026	0,034
δNO_x , %	0,0	0,2	0,5	0,8	1,0	1,3	1,7
g_i , г/(кВт·ч)	184,9	188,0	190,5	193,3	195,9	198,6	201,6
Δg_i , г/(кВт·ч)	0,0	3,1	5,6	8,4	11,0	13,7	16,7
δg_i , %	0,0	1,7	3,1	4,5	6,0	7,4	9,0

При применении смесового топлива требуется повышение производительности топливного насоса высокого давления (ТНВД), чтобы обеспечить увеличение давления по мере роста концентрации бутанола в смеси (таблица 3.38).

Таблица 3.38 – Увеличение давления топлива в аккумуляторе (МПа).

Режим	Концентрация бутанола в смеси $C_{\text{бут}}$, %						
	0	5	10	15	20	25	30
1	2	3	4	5	6	7	8
A75	0	3,1	5,9	9,5	12,6	15,7	19,5
A100	0	2,5	7,2	10,0	14,9	18,1	22,3
B75	0	3,3	6,4	10,0	13,3	16,7	21,5
B100	0	2,0	10,3	16,9	22,9	28,4	36,0
C75	0	3,9	9,7	15,1	20,0	24,3	30,5
C100	0	5,2	10,5	16,9	23,1	31,9	39,9

Анализ показывает, что в случае изменения концентрации бутанола в смеси в зависимости от режима работы двигателя, можно достигнуть требуемого уровня содержания $[NO_x]$ в отработавших газах, однако расход $[g_i]$ при этом будет ниже, чем в рассмотренном

выше случае (таблица 3.37). Так при работе дизеля с нагрузкой менее 50% при содержании в смеси 5% бутанола увеличение расхода топлива $[g_i]$ менее 1%. Повышение содержания бутанола до 30% приведет к росту $[g_i]$ на ~ 4,5%.

3.8.5 Рециркуляция отработавших газов и цикловая подача топлива, обеспечивающие минимальные выбросы оксидов азота

Полученные выше регрессионные зависимости были использованы для нахождения такого сочетания рециркуляции отработавших газов и цикловой подачи топлива, которые обеспечивают минимальный уровень выбросов NO_x дизельным двигателем при его работе. Для этого в окне надстройки «Поиск решения» активируется строка «минимум». Результаты исследования приведены в таблице 3.39.

Таблица 3.39 – Результаты поиска сочетаний степени рециркуляции и цикловой подачи топлива, обеспечивающие минимальные выбросы NO_x при работе двигателя на смесях дизельного топлива и бутанола для режимов 13-ти ступенчатого испытательного цикла

$C_{\text{бут}}, \%$	$\rho_p, \%$	$g_{ц}, \text{мм}^3$	$\rho_b, \text{МПа}$	$g_b, \text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$	$NO_x, \text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$	$\rho_z, \text{МПа}$	$T_{\text{max}}, \text{К}$	α	Режим
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
0	19	107,1	1,481	184,2	2,054	12,13	1722	2,043	А75
5	19	108,5	1,481	186,3	2,267	12,14	1722	2,043	
10	19	109,9	1,481	188,3	2,466	12,16	1721	2,043	
15	19	111,3	1,481	190,5	2,637	12,17	1719	2,043	
20	19	112,8	1,481	192,7	2,794	12,17	1718	2,043	
25	19	114,3	1,481	194,8	2,926	12,18	1718	2,043	
30	19	115,9	1,481	197,2	3,041	12,18	1716	2,041	

Продолжение табл. 3.39

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
0	30	156,6	1,914	208,4	2,338	13,804	1641	1,716	A100
5	30	159,1	1,914	211,2	2,352	13,753	1639	1,692	
10	29	160,0	1,914	212,1	2,422	13,728	1649	1,681	
15	27,2	160,0	1,914	211,8	2,536	13,720	1666	1,680	
20	25,4	160,0	1,914	211,4	2,655	13,701	1685	1,679	
25	23,5	160,0	1,914	211,0	2,774	13,670	1703	1,677	
30	21,1	160,0	1,918	210,3	2,935	13,639	1728	1,672	
0	29,0	112,6	1,449	197,9	1,337	11,125	1570	2,056	B75
5	29,0	114,1	1,449	200,1	1,380	11,124	1570	2,056	
10	29,0	115,5	1,449	202,4	1,418	11,119	1569	2,056	
15	27,8	116,2	1,449	203,2	1,511	11,086	1582	2,049	
20	27,1	117,3	1,449	204,7	1,584	11,065	1589	2,044	
25	28,3	119,8	1,449	208,7	1,549	11,076	1575	2,047	
30	28,2	121,5	1,449	211,2	1,574	11,060	1575	2,045	
0	28,2	166,7	1,986	216,7	1,870	13,681	1584	1,698	B100
5	30,0	171,5	1,987	219,4	1,895	13,673	1583	1,695	
10	30,0	173,9	1,986	222,1	1,914	13,659	1582	1,693	
15	29,1	175,0	1,987	223,2	1,957	13,634	1590	1,692	
20	30,0	179,0	1,986	227,9	1,947	13,615	1580	1,686	
25	28,9	180,0	1,986	228,8	1,988	13,585	1589	1,686	
30	27,1	180,0	1,986	228,4	2,045	13,556	1603	1,689	
0	19,0	122,2	1,636	190,0	1,656	12,143	1648	1,935	C75
5	19,0	123,8	1,637	192,2	1,695	12,142	1647	1,934	
10	19,0	125,4	1,637	194,4	1,729	12,138	1646	1,934	
15	19,0	127,0	1,637	196,6	1,762	12,132	1645	1,934	
20	19,0	128,7	1,636	198,9	1,790	12,125	1644	1,934	
25	19,0	130,5	1,636	201,3	1,819	12,116	1643	1,933	
30	19,0	132,3	1,636	203,7	1,845	12,105	1641	1,931	

Окончание табл. 3.39

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
0	19,0	156,8	1,992	200,4	2,060	13,672	1670	1,707	С100
5	19,0	159,1	1,993	202,9	2,086	13,661	1669	1,704	
10	19,0	161,2	1,992	205,4	2,099	13,645	1667	1,703	
15	18,9	163,4	1,992	207,9	2,118	13,628	1666	1,700	
20	19,0	166,1	1,993	210,8	2,136	13,606	1663	1,695	
25	19,0	168,5	1,992	213,7	2,151	13,581	1661	1,691	
30	19,0	171,3	1,992	216,8	2,166	13,551	1659	1,685	

Задача поиска минимальных значений выбросов NO_x решается путем увеличения ρ_p . Значения параметра ρ_p достигает верхних пределов для всех исследуемых режимов при работе на дизельном топливе и его смеси с содержанием 5% бутанола. Более заметно снижение оксидов азота при применении дизельного топлива, в зависимости от режима работы дизеля это уменьшение находится в пределах 6...48%, при этом достигается верхний предел ρ_p .

По мере роста концентрации бутанола в смеси уменьшение выбросов NO_x становится менее заметным и для смеси с содержанием 30% бутанола достигает 11% для режима В75, а для режима А75 менее 1%.

Рост ρ_p требует увеличения $g_{ц}$, в результате происходит рост g_i , в зависимости от исследуемого режима при применении дизельного топлива и 5% смеси повышение находится в пределах 3...9% по сравнению с полученными выше значениями. По мере роста концентрации бутанола в смеси циковая подача возрастает, а для режимов А100, В75, В100 $g_{ц}$ достигает верхнего предела при этом снижается величина ρ_p . Это связано с тем, что при достижении верхнего предела по $g_{ц}$ для этих режимов не выполняется условие обеспечения заданной мощности, для ее поддержки требуется уменьшение ρ_p .

Повышение концентрации бутанола в смеси уменьшает интенсивность снижения g_i .

3.9 Результаты испытаний двигателя Д-245.2 на спиртодизельной смеси, содержащей 15% бутанола

Совместно с ОГК Минского моторного завода была проведена экспериментальная оценка мощностно-экономических и экологических показателей дизеля, работающего на спиртодизельной смеси, содержащей 15 % бутанола [31].

3.9.1 Объект испытаний

Дизель Д245.2, укомплектованный топливным насосом Motorpal PP4M10P1i4361, форсунками АЗПИ 172-11-01, турбокомпрессором ТКР-6.

На двигателе была смонтирована система, осуществляющая возможность попеременной подачи дизельного топлива и спиртодизельной смеси (рисунки 3.66 и 3.67).

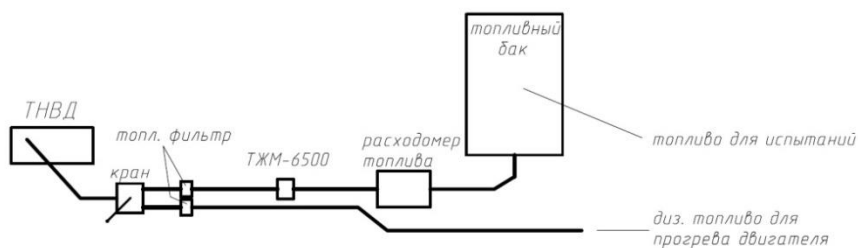


Рис. 3.66 – Схема системы подачи топлива



Рис. 3.67 – Устройство для переключения вида подаваемого топлива

При прогреве двигателя, он работал на обычном дизельном топливе, во время испытаний – на спиртодизельной смеси. Дизельное топливо и спиртодизельная смесь подавались по отдельным магистралям со своими фильтрами тонкой очистки топлива. Попеременная работа осуществлялась при помощи механического переключателя (крана), который был установлен в непосредственной близости с топливоподкачивающим насосом ТНВД таким образом, что подача топлива в головку насоса происходила по наименее короткому в данных условиях пути. Длина подающего топливопровода не превышала 0,3м. Это было сделано, для того, чтобы не тратить спиртодизельную смесь во время прогрева двигателя.

3.9.2 Экспериментальная установка и методика испытаний

Испытания проводились в лаборатории на стенде, укомплектованном электробалансирной машиной 1DS 1036 N, приборами и оборудованием обеспечивающими точность измерений в соответствии с ГОСТ 18509. Общий вид экспериментальной установки представлен на рисунке 3.68.



Рис. 3.68 – Экспериментальная установка

В ходе испытаний измерялся ряд параметров (таблица 3.40)

Таблица 3.40 – Параметры двигателя

Наименование параметра	Обозначение параметра
1. Крутящий момент, Н·м	M_k
2. Частота вращения коленчатого вала, мин ⁻¹	n
3. Расход топлива, кг/ч	G_t
4. Расход воздуха поступающего в цилиндры дизеля, м ³ /ч	Q_v
5. Атмосферное давление, кПа	$P_{окр}$
6. Давление масла в главной магистрали, МПа	P_m
7. Давление картерных газов, кПа	$P_{к.г}$
8. Температура окружающего воздуха, °С	$t_{окр}$
9. Температура отработавших газов после турбины, °С	t_r
10. Температура охлаждающей жидкости, °С	$t_ж$
11. Температура масла в маслокартере дизеля, °С	t_m
12. Температура топлива на входе в головку ТНВД, °С	t_f

Расход топлива измерялся расходомером ЛСИ 500.101.Э3.1. Дымность ОГ замерялась дымомером AVL439 по методике Правил

24-03 ЕЭК ООН. Количество выбросов оксидов азота NO_x измерялось датчиком Continental Uninox Sensor 5WK9 6622A.

Методика проведения испытаний предусматривала на первом этапе снятие характеристик на двух видах топлива при неизменной регулировке топливной аппаратуры. На втором этапе при работе на дизельном топливе снималась условная внешняя скоростная характеристика, которая по показателям мощности соответствовала характеристике, полученной при работе на смесевом топливе. Определение содержания оксидов азота (NO_x) в отработавших газах дизеля производилось путем снятия циклов токсичности согласно Правилам № 96 ЕЭК ООН.

3.9.3 Результаты испытаний

3.9.3.1 При неизменной регулировке топливной аппаратуры

Результаты испытаний дизеля по внешней скоростной характеристике, при работе двигателя на спиртодизельной смеси и на дизельном топливе представлены в таблице 3.41. Зависимости крутящего момента ($M_{кр}$, Н·м), удельного эффективного расхода топлива (g_e , г/(кВт·ч)) и дымности ОГ (N , %) от частоты вращения (n , мин^{-1}) приведены на рисунках 3.69, 3.70, и 3.71 соответственно.

Таблица 3.41 – Показатели работы двигателя на дизельном топливе и его смеси с бутанолом

Работа на спиртодизельной смеси ($H_u=41560$ кДж/кг)								
n , мин^{-1}	$M_{кр}$, Н·м	N_e , кВт	G_t , кг/ч	g_e , г/кВт·ч	η_e	N , %	$T_{топл}$, °С	$T_{ож}$, °С
1	2	3	4	5	6	7	8	9
2200	373,5	86,04	19,80	230,07	0,3765	7,5	54,0	84,0
2000	399	83,56	18,30	218,94	0,3956	8,0	54,5	84,0
1800	416	78,41	16,72	213,18	0,4063	6,8	54,0	84,5
1600	416	69,70	14,43	207,04	0,4184	5,5	53,0	85,0
1400	410	60,10	12,32	205,03	0,4225	3,5	53,0	86,5
1200	398,5	50,07	10,42	208,10	0,4161	10,5	53,0	84,5

Окончание табл. 3.41

1	2	3	4	5	6	7	8	9
1000	388	40,63	9,08	223,37	0,3878	60,0	51,5	84,5
Работа на дизельном топливе ($H_u=42700$ кДж/кг)								
2200	392	90,30	20,2	223,69	0,3769	8	56	87
2000	420	87,96	18,65	212,03	0,3976	9	55	86
1800	438	82,55	16,94	205,20	0,4109	7,8	54	83
1600	443	74,22	14,95	201,43	0,4186	6,5	54	83
1400	435	63,77	12,67	198,62	0,4245	5	53	82
1200	419	52,65	10,73	203,80	0,4137	16	52	86
1000	397	41,57	9,35	224,92	0,3748	75	50	86

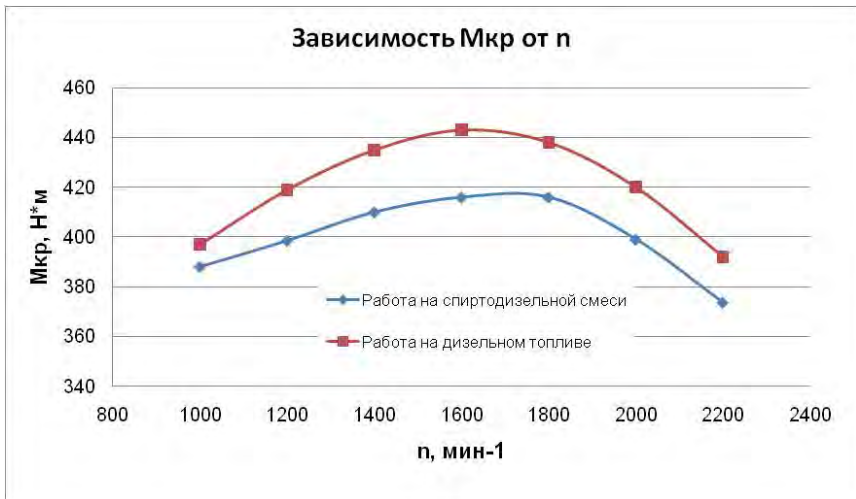


Рис. 3.69 – Зависимость крутящего момента от частоты вращения коленчатого вала по ВСХ

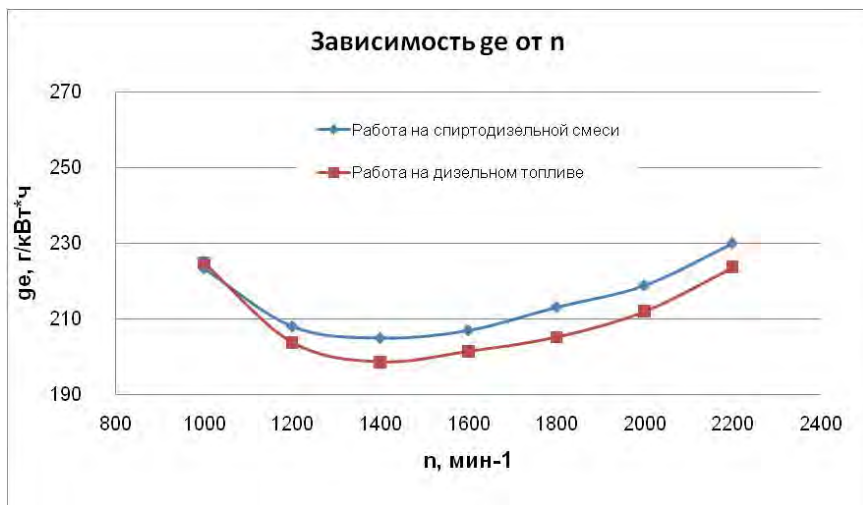


Рис. 3.70 – Зависимость удельного эффективного расхода топлива от частоты вращения коленчатого вала по ВСХ

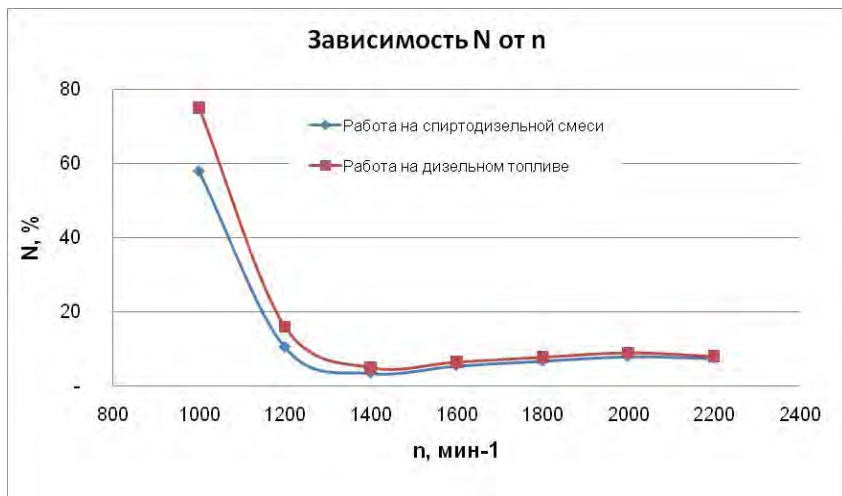


Рис. 3.71 – Зависимость дымности от частоты вращения коленчатого вала по ВСХ

Как видно из результатов испытаний, при работе двигателя на спиртодизельной смеси произошло падение мощности (N_e) двигателя по всей

внешней скоростной характеристике на 0,9...4,5 кВт (2,3...6,5%), причем на режиме номинальной мощности при $n=2200 \text{ мин}^{-1}$ оно составило 4,3 кВт (4,9%), а на режиме максимального крутящего момента при $n=1600 \text{ мин}^{-1}$ – 4,5 кВт (6,5%). Удельный эффективный расход топлива при этом вырос на 4,29 – 7,98 г/(кВт·ч) (1...3,9%) по всей ВСХ, а на режимах номинальной мощности и максимального крутящего момента на 6,38 (2,8%) и 5,61 г/(кВт·ч) (2,78%) соответственно.

Снижение мощности двигателя и увеличение расхода топлива во многом обусловлено более низкой теплотворностью бутанол-дизельной смеси (2,7%) по сравнению с дизельным топливом, а также снижением часового расхода топлива, в зависимости от скоростного режима это уменьшение составляет 1,3...3,6%. На номинальном режиме расход топлива при использовании смесового топлива на 2% меньше, а для режима максимального крутящего момента 3,6%, чем в случае применения дизельного топлива.

Эффективный КПД двигателя при работе на дизельном топливе и на его смеси с бутанолом отличается менее чем на 1% для всех частот вращения коленчатого вала. А на частоте вращения 1000 мин^{-1} эффективный КПД на 3,4% выше при использовании смесового топлива. Незначительные отличия в эффективном КПД указывают на практическую идентичность процессов сгорания при использовании дизельного топлива и его смеси с бутанолом.

Экологические показатели. Дымность ОГ при работе двигателя на спиртодизельной смеси заметно снизилась на частоте вращения 1000 мин^{-1} - 17%. Для других скоростных режимов снижение дымности составляет от 0,5 до 1,5 %. Количество же выбросов азота при работе на спиртодизельной смеси уменьшилось на 0,15 г/кВт·ч. Снижение дымности обусловлено ростом коэффициента избытка воздуха. Коэффициент избытка воздуха для режима номинальной мощности при применении смесового топлива увеличивается на 4,6%, режима максимального крутящего момента 2,3%. Это позволяет увеличить цикловую подачу топлива для повышения мощности при применении смесового топлива.

3.9.3.2 Испытания по условной внешней скоростной характеристике

Для сравнительного анализа топливной экономичности и экологических показателей дизеля при условии равенства мощности при использовании дизельного топлива и его 15% смеси с бутанолом использована условная внешняя скоростная характеристика. Она получена при работе двигателя на дизельном топливе. Значения крутящего момента двигателя, соответствующие конкретной частоте вращения коленчатого вала при использовании смесового топлива, получены за счет изменения положения органа управления подачей топлива.

На рисунке 3.76 представлены зависимости часового и удельного эффективного расхода топлива для дизельного топлива и его 15% смеси с бутанолом. Как видно из приведенных характеристик увеличение частоты вращения коленчатого вала ведет к последовательному росту часового расхода топлива, при частоте вращения коленчатого вала до 1600 мин^{-1} величина часового расхода при использовании обоих топлив практически не изменяется. Разность в расходах не превышает $0,23 \text{ кг/ч}$ (1,5%), большие значения расхода соответствуют работе на смесовом топливе. Наибольшее отличие в расходах соответствуют работе на номинальном режиме, в этом случае разность в расходах составляет 1 кг/ч (более 5%).

Кривые удельного эффективного расхода (рисунок 3.72), являясь, в сущности, производными часового расхода соответствуют характеру протекания этих кривых. Минимальная разность удельных расходов наблюдается на минимальной частоте вращения коленчатого вала ($n=1000 \text{ мин}^{-1}$) менее $1 \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)}$ (до 1%). Повышение n до 1600 мин^{-1} ведет увеличению разности расходов до $2 \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)}$ (до 1%). При более высоких значениях частоты вращения коленчатого вала удельный эффективный разность увеличивается на $4 \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)}$ (менее 2%) и только не номинальном режиме g_e при использовании смесового топлива больше на $10 \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)}$ (4,6%) чем при применении дизельного топлива.

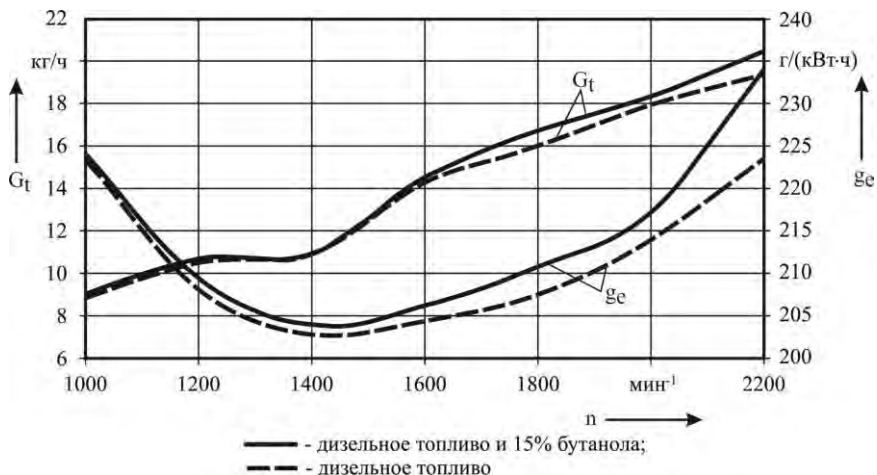


Рис. 3.72 – Зависимости часового и удельного эффективного расходов топлива по ВСХ при работе на смешевом топливе и условной ВСХ при использовании дизельного топлива

Увеличение разности в расходах смешевом и дизельного топлива с ростом частоты вращения обусловлено рядом факторов, связанных с изменением теплофизических свойств смешевом топлива. Присутствие в топливе бутанола снижает кинематическую вязкость, цетановое число и теплотворность и увеличивает сжимаемость.

Низкая вязкость и высокая сжимаемость смеси определяют более поздний, по сравнению с дизельным топливом впрыск, снижение цетанового числа увеличивает период задержки воспламенения, в результате воспламенение смеси происходит позже, чем дизельного топлива, что приводит к уменьшению среднего индикаторного давления. С другой стороны при одинаковой цикловой подаче смешевом и дизельного топлива в первом случае в течение рабочего цикла подводится меньше теплоты, что также способствует снижению среднего индикаторного давления. Для компенсации потерь теплоты приходится увеличивать цикловую подачу топлива, что совместно с возросшей сжимаемостью топлива увеличивает продолжительность впрыска топлива – фактор, снижающий эффективность использования теплоты, выделившейся при сгорании топлива.

Для оценки эффективности использования теплоты выделившейся при сгорании топлив был определен эффективный КПД, соответствующий работе по ВСХ при использовании смесового топлива и условной ВСХ для дизельного топлива (рисунок 3.73). Как видно из приведенных характеристик эффективный КПД на средних скоростных режимах выше при использовании смесового топлива. На режиме максимального крутящего момента эффективный КПД при применении смесового топлива на 1,5% выше, чем в случае использования дизельного топлива. По мере снижения или увеличения частоты вращения КПД снижается и на номинальном режиме и режиме минимальной частоты вращения большие значения эффективного КПД соответствуют работе на дизельном топливе.

Присутствие бутанола сказывается и на экологических показателях дизеля (рисунок 3.74). При частоте вращения коленчатого вала 1200 мин^{-1} количество NO_x в отработавших газах практически одинаково при применении дизельного топлива и его смеси, содержащей 15% бутанола. С увеличением n до 1800 мин^{-1} при работе на смесовом топливе выбросы оксидов азота, ниже, чем при использовании дизельного топлива. Дальнейшее увеличение частоты вращения способствует выравниванию выбросов и на частотах вращения коленчатого вала $2000 \dots 2200 \text{ мин}^{-1}$ разности в выбросах при использовании обоих топлив не наблюдается. При n меньшем 1200 мин^{-1} количество NO_x в отработавших газах при работе на дизельном топливе ниже, чем при использовании смесового.

Дымность при использовании смесового топлива оказывается ниже, чем для дизельного топлива. Особенно при снижении частоты вращения коленчатого вала начиная с 1400 мин^{-1} . При более высоких значениях частоты вращения отличие меньше.

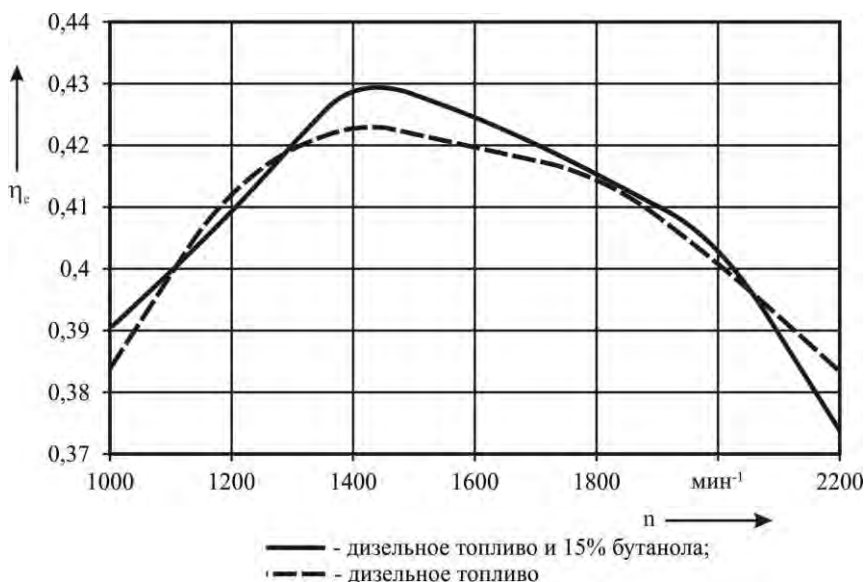


Рис. 3.73 – Изменение эффективного КПД по ВСХ при работе на смешевом топливе и условной ВСХ при использовании дизельного топлива

Уменьшение дымности при использовании смешевом топлива связано с изменением элементного и фракционного состава. Добавка бутанола ведет к увеличению массовой доли кислорода в топливе, что приводит к увеличению коэффициента избытка воздуха, особенно это заметно при частотах вращения коленчатого вала 1000...1400 мин⁻¹ когда цикловые подачи дизельного и смешевом топлив мало отличаются. С другой стороны температура кипения бутанола гораздо ниже, чем основных фракций дизельного топлива, в результате температура перегонки 50% уменьшается, что также способствует снижению дымности отработавших газов.

В свою очередь избыток кислорода при n равной 1000...1400 мин⁻¹ приводит к росту выбросов оксидов азота. При более высоких частотах вращения, несмотря на большие расходы смешевом топлива, количество оксидов азота в отработавших газах меньше, чем при применении дизельного топлива. В данном случае увеличение кислорода, поступающего со смешевым топливом, с избытком компенсируется более низкими, чем при использовании дизельного топли-

ва значениями максимальной температуры сгорания. Снижение температуры обусловлено увеличением продолжительности впрыска топлива, снижением теплотворности, и более поздней фактической подачей топлива в цилиндр.

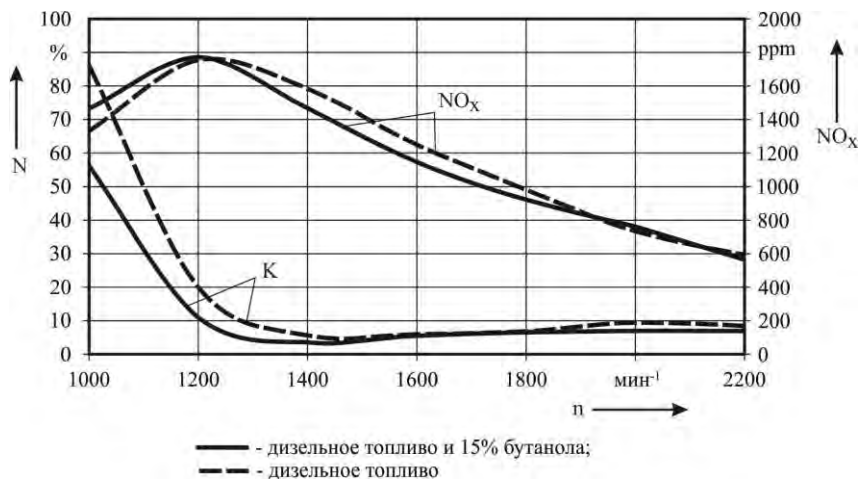


Рис. 3.74 – Изменение выбросов оксидов азота и дымности по ВСХ при работе на смешевом топливе и условной ВСХ при использовании дизельного топлива

На основании проведенных исследований выбран следующий состав спиртодизельной смеси: дизельное топливо 75% и бутанол 15%. При добавке в дизельное топливо до 15% бутанола изменение показателей рабочего процесса незначительно для всего диапазона рассматриваемых режимов (удельный индикаторный расход топлива увеличивается, среднее индикаторное давление падает не более чем на 2%, а индикаторный КПД растет не менее чем на 1,5%).

4 МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДИЗЕЛЯ ПРИ ПРИМЕНЕНИИ СМЕСЕЙ МЕТИЛОВОГО ЭФИРА ЖИРНЫХ КИСЛОТ РАПСОВОГО МАСЛА С БУТАНОЛОМ И ЭТАНОЛОМ

Моделирование рабочего процесса проведено для режима С100 13-ти ступенчатого испытательного цикла. Значение цетанового числа МЭРМ принято равным 48.

4.1 Показатели рабочего процесса на смесях метилового эфира жирных кислот рапсового масла с бутанолом

4.1.1 При постоянной величине цикловой подачи топлива

Содержание бутанола в смеси с МЭРМ при проведении расчетных исследований составляло 5, 10, 20, 30 и 40%.

На начальном этапе исследований расчеты проводились для регулировок, обеспечивающих требуемые показатели работы двигателя при использовании дизельного топлива.

На рисунке 4.1 показаны индикаторные диаграммы дизеля, работающего на МЭРМ и его смесях с бутанолом.

Протекание кривых давления показывает, что воспламенение исследуемых топлив начинается после ВМТ, причем для МЭРМ, а также его 5 и 10% смесей с бутанолом этот процесс начинается раньше, чем при использовании смесей с большей концентрацией бутанола. По сравнению с воспламенением МЭРМ повышение концентрации бутанола до 40% увеличивает период задержки воспламенения на 2 град ПКВ. Рост периода задержки воспламенения связан с уменьшением цетанового числа смеси.

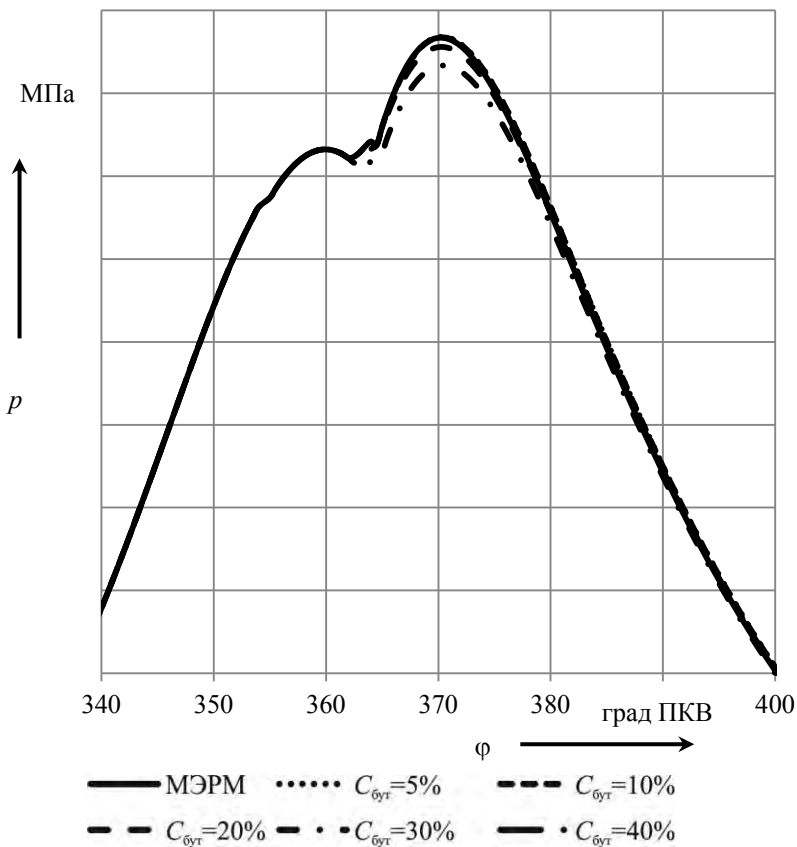


Рис. 4.1 – Индикаторные диаграммы при работе дизельного двигателя на МЭРМ и его смесях с бутанолом

Увеличение периода задержки воспламенения оказывает влияние на величину максимального давления сгорания. Оно для МЭРМ и его 5 и 10% смесей с бутанолом практически не меняется. Для смесей, содержащих 20 и 30% бутанола, уменьшение максимального давления не превышает 1%, а для 40% ~ 2%. Увеличение периода задержки воспламенения сказывается на величине максимальной интенсивности нарастания давления, так при концентрации бутанола до 10% уменьшение этого периода не превышает 2%, для 20 и

30% смеси уменьшение составляет порядка 12%. Для 40% $\left(\frac{dp}{d\varphi}\right)_{max}$ снижается по сравнению с работой на МЭРМ на 17%.

Уменьшение максимальных значений давления сгорания определяет дальнейший характер протекания линий расширения индикаторной диаграммы. Рост концентрации бутанола в смеси с МЭРМ (более 10%) снижает давления процесса расширения.

Добавка в МЭРМ бутанола не существенно сказывается на изменении максимальной температуры газов в цилиндре (T_{max}) (рисунок 4.2). Разность между значениями температуры для различных смесей не превышает 30°. Отличительной особенностью является то, что большие значения температуры получены при применении 5 и 10% смесей. По сравнению с МЭРМ увеличение T_{max} соответственно составляет 11 и 9°. Максимальных значений температура газов в цилиндре достигает раньше при использовании смесей, чем при применении МЭРМ. Для 5 и 10 % смеси - на 1 град ПКВ, для смесей с более высокими концентрациями - на 1,5...2 град ПКВ раньше.

Незначительный рост максимальной температуры, практически неизменные значения максимального давления и $\left(\frac{dp}{d\varphi}\right)_{max}$ для смесей, содержащих 5 и 10%, происходит при уменьшении теплотворности применяемых топлив. Кроме того незначительное снижение температуры при концентрации бутанола в смеси более 10% происходит при увеличении периода задержки воспламенения. Отмеченные особенности изменения показателей рабочего процесса в значительной степени определяются изменением физических свойств исследуемых топлив интенсифицирующих процессы их распыливания и испарения. Влияние этих факторов можно оценить, исследовав интегральные и дифференциальные характеристики тепловыделения (рисунок 4.3 и 4.4).

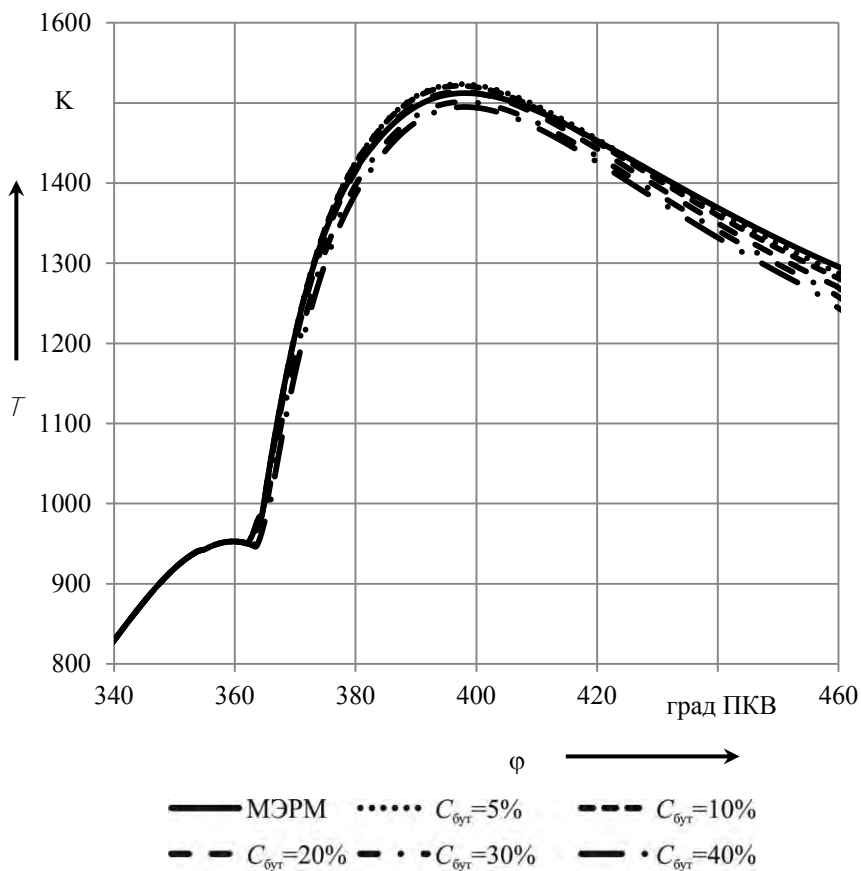


Рис. 4.2 – Изменение температуры газов в цилиндре дизельного двигателя при работе на МЭРМ и его смесях с бутанолом

Протекание дифференциальных характеристик тепловыделения показывает, что наличие бутанола в смеси не оказывает существенного влияния на процесс сгорания. Добавка бутанола несколько улучшает условия испарения топлива, поэтому при одном и том же периоде задержки воспламенения для 5 и 10% смеси она приводит к увеличению максимальной скорости тепловыделения $\left(\frac{dx}{dt}\right)_{max}$ соответственно на 6 и 8% (рисунок 4.3).

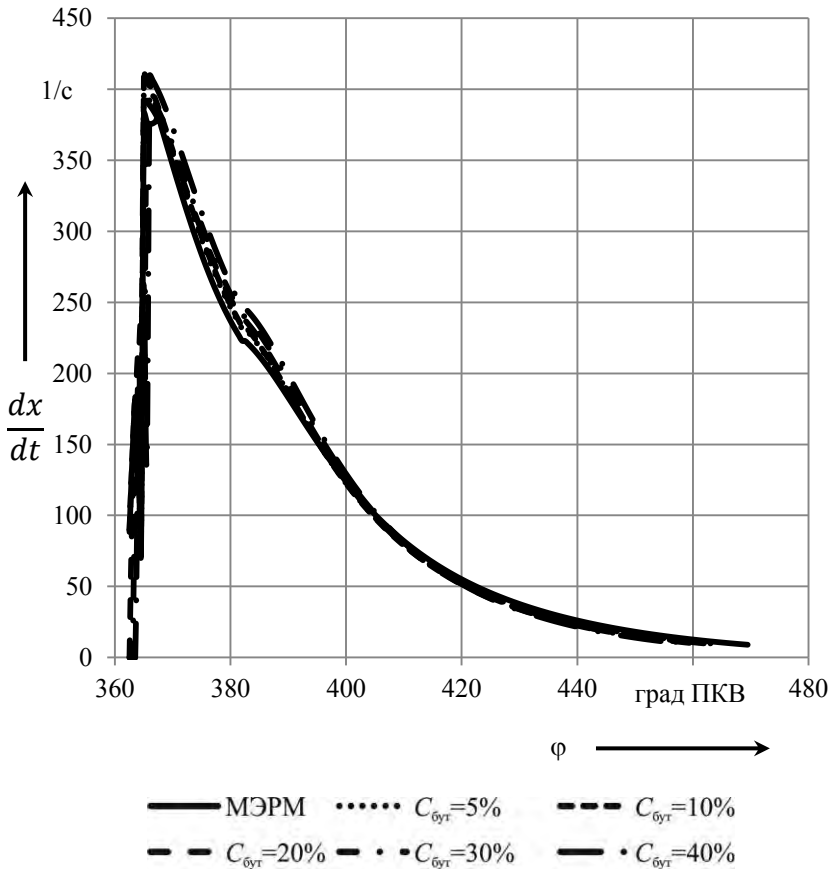


Рис. 4.3 – Дифференциальные характеристики тепловыделения в цилиндре двигателя при работе на МЭРМ и его смесях с бутанолом

При концентрациях бутанола более 10% становится заметным увеличение периода задержки воспламенения, что, однако, не оказывает существенного влияния на величину максимальной $\left(\frac{dx}{dt}\right)_{max}$. Как видно из приведенных выше зависимостей максимальные значения давления и температуры газов несколько снижаются из-за увеличения периода задержки воспламенения и уменьшения тепло-

творности смесевое топлива (для 40% смеси снижение теплотворности составляет почти 3%).

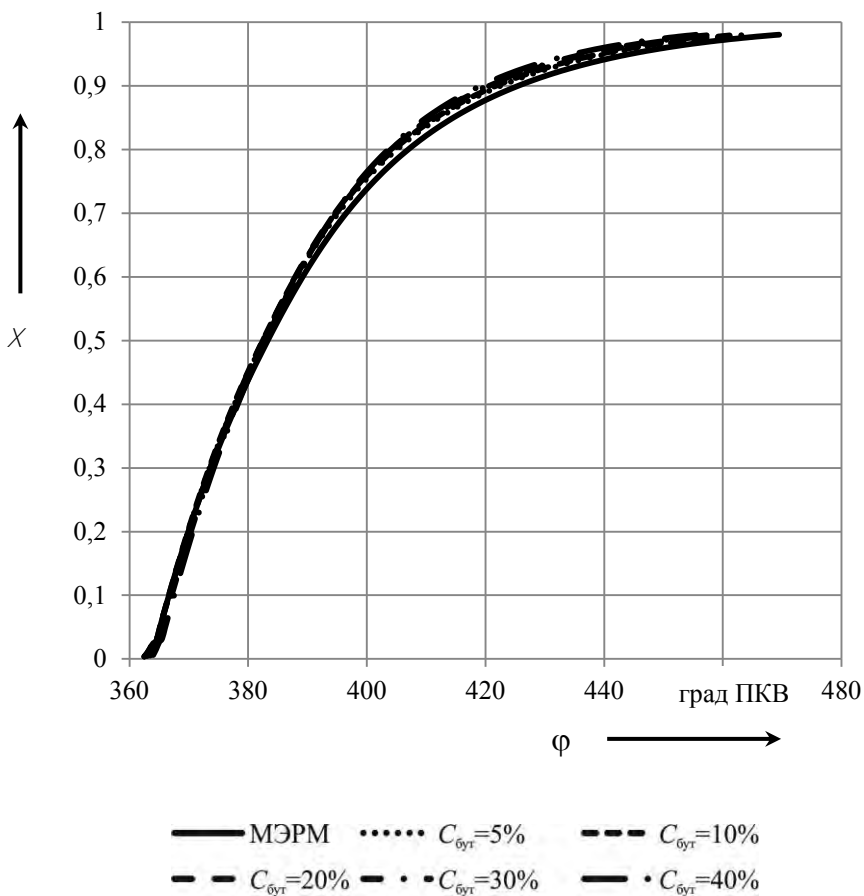


Рисунок 4.4 – Интегральные характеристики тепловыделения в цилиндре двигателя при работе на МЭРМ и его смесях с бутанолом

Продолжительность тепловыделения по мере увеличения содержания бутанола в смеси на 10% сокращается примерно на 3...4 град ПКВ.

Для сгорания половины поданного в цилиндр МЭРМ и его смесей требуются, примерно, одни и те же интервалы времени, в пересчёте в углах поворота коленчатого вала (19...21 град ПКВ) (меньшие значения соответствуют концентрациям бутанола в смеси более 10%). Наибольшие различия в протекании интегральных кривых тепловыделения наблюдаются в заключительной фазе сгорания. Так 90% смеси, содержащей 40% бутанола, сгорает на 5,5 град ПКВ раньше, чем МЭРМ.

Сокращение продолжительности тепловыделения при добавке бутанола в МЭРМ ведет к повышению эффективности использования, подведенной с топливом теплоты, что с некоторым избытком, для смесей, содержащих 5 и 10% бутанола, компенсирует снижение теплотворности. Так для 5% смеси среднее индикаторное давление оказывается выше, а удельный индикаторный расход топлива ниже почти на 1%, чем для МЭРМ (таблица 4.1).

Для смесей, содержащих более 10% бутанола, отмечено незначительное увеличение g_i и снижение p_i , что обусловлено как ростом периода задержки воспламенения, так и снижением теплотворности. При использовании 40% смеси среднее индикаторное давление снижается на 3,8%, а индикаторный расход топлива увеличивается на ~1%.

Несмотря на не которое увеличение g_i растет индикаторный КПД по мере увеличения концентрации бутанола в смеси. В случае применения 40% смеси повышение η_i в сравнении с МЭРМ составляет ~2%.

Использование 5% смеси ведет к росту выбросов NO_x на 3,8%. Дальнейшее повышение концентрации бутанола снижает выбросы оксидов азота и для смесей, содержащих более 10% бутанола эти выбросы становятся меньше, чем при применении МЭРМ. Для 40% выбросы NO_x на 11,6% меньше, чем при применении МЭРМ.

Таблица 4.1 – Показатели дизеля при работе на МЭРМ и его смеси с бутанолом (цикловая подача топлива 151 мм³)

Показатели	Исследуемые смеси МЭРМ и бутанола					
	МЭРМ	5%	10%	20%	30%	40%
1	2	3	4	5	6	7
p_b , МПа	1,807	1,815	1,807	1,787	1,758	1,737

Окончание табл. 4.1

1	2	3	4	5	6	7
g_i , г/(кВт·ч)	223,5	221,7	221,8	222,6	224,5	225,5
P_{\max} , МПа	13,67	13,68	13,67	13,56	13,33	13,13
T_{\max} , К	1512	1524	1521	1514	1501	1495
η_i	0,4261	0,431	0,4325	0,4334	0,4338	0,4348
α	1,85	1,87	1,89	1,93	1,97	2,02
NO_x , г/ч	105	109	106	103	97	93
CO_2 , г/ч	1441	1422	1415	1406	1402	1394
$\frac{dp}{d\varphi}$, МПа/град	0,452	0,444	0,441	0,399	0,373	0,358

Фактором, способствующим росту η_i , является увеличение коэффициента избытка воздуха, вызванное изменением элементного состава смесового топлива. В случае повышения концентрации бутанола массовая доля кислорода возрастает. Повышение коэффициента избытка воздуха для 40 % смеси по сравнению МЭРМ составляет ~ 9%.

Уменьшение массовой доли углерода в смесовом топливе ведет к снижению выбросов диоксида углерода. При применении 5 и 10% смесей уменьшение выбросов CO_2 составляет 1,3 и 1,8%, для 40% смеси CO_2 снижается более чем на 3%.

4.1.2 Особенности рабочего процесса дизеля при обеспечении заданного нагрузочного режима

По мере увеличения концентрации бутанола в смеси цикловая подача топлива увеличивалась для обеспечения заданного нагрузочного режима ($p_f=2$ МПа). Это привело к росту максимальных значений давления и температуры газов на 2,5...3,5% и 5,5...7,5% (см. таблицы 4.1 и 4.2). Максимальное давление сгорания для МЭРМ и его 5 и 10% смесей становится практически одинаковыми (таблица 4.2). Для смесей с большим содержанием бутанола наблюдается снижение максимального давления при практически неизменной максимальной температуре газов в цилиндре. По сравнению с МЭРМ снижение максимального давления составляет более 4%.

Таблица 4.2 – Показатели дизеля при работе на МЭРМ и его смесях с бутанолом при $p_f=2$ МПа

Показатели	Исследуемые смеси МЭРМ и бутанола					
	МЭРМ	5%	10%	20%	30%	40%
g_i , г/(кВт·ч)	225,8	224,1	224,3	227,0	230,2	233,8
p_{max} , МПа	14,16	14,14	14,14	13,95	13,74	13,58
T_{max} , К	1600	1606	1607	1606	1606	1602
η_i	0,4217	0,4266	0,4277	0,4256	0,4228	0,4193
α	1,65	1,67	1,68	1,68	1,69	1,67
NO_x , г/ч	192	197	198	209	220	232
CO_2 , г/ч	1463	1444	1438	1441	1447	1455
$\left(\frac{dp}{d\varphi}\right)_{max}$, МПа/град	0,494	0,479	0,478	0,455	0,438	0,405

В результате увеличилась на 5...11% интенсивность нарастания давления. Рабочему процессу, протекающему при использовании МЭРМ, 5 и 10% смесей, соответствует меньший прирост величины

$\left(\frac{dp}{d\varphi}\right)_{max}$. Уменьшение диапазона изменения p_{max} , $\left(\frac{dp}{d\varphi}\right)_{max}$

и практическое выравнивание T_{max} при увеличении цикловой подачи топлива по мере роста концентрации бутанола обусловлено не только ростом количества теплоты, выделившейся в единицу времени, но и улучшением условий испарения топлива, за счет увеличения мелкости распыливания топлива (цикловая подача увеличивалась при неизменной продолжительности впрыска).

Меньшие величины g_i получаются при использовании МЭРМ и его 5, 10 и 20% смесей, разность их значений составляет менее 1%. В случае использования 30 и 40% смесей g_i возрастает по сравнению с работой на МЭРМ соответственно на 2 и 3,5%

Индикаторный КПД при использовании смесей, содержащих 5 и 10% бутанола, увеличивается по сравнению с МЭРМ. Разность для 10% смеси составляет почти 1,5%. Дальнейший рост концентрации

бутанола в смеси приводит к снижению η_i . Его величина остается при этом выше значения, полученного при использовании МЭРМ. Только для смеси, содержащей 40% бутанола, η_i ниже.

При постоянном p_i различие в значениях коэффициента избытка воздуха для МРЭМ и дизельного топлива снижается. Наименьшее значение этого коэффициента соответствует работе на МЭРМ. При переходе на смесевые топлива коэффициент избытка воздуха, по сравнению с использованием МЭРМ, увеличивается на 1,5...2,5%. Это в определенной мере сказывается на выбросах CO_2 . Выбросы двуокси углерода возрастают при увеличении цикловой подачи топлива: для случаев использования МЭРМ, 5 и 10% смесей это увеличение составляет $\sim 1,5\%$. При дальнейшем увеличении концентрации бутанола в смеси происходит рост интенсивности выбросов CO_2 , например, для смеси, содержащей 40% бутанола, выбросы возрастают на 4,5%. Наименьшие значения выбросов CO_2 соответствуют работе на 10% смеси, этот показатель на $\sim 1,5\%$ ниже выбросов, полученных для МЭРМ.

Увеличение концентрации бутанола в смеси приводит к росту выбросов оксидов азота. Этот рост обусловлен, прежде всего, повышением температуры газов, а также незначительным увеличением коэффициента избытка воздуха, который наблюдается при увеличении концентрации бутанола в смеси, в результате увеличивается количество свободного кислорода.

Лучшие экономические и экологические показатели дизеля получены при работе на смеси МЭРМ с 10% бутанола.

4.2 Работа дизеля на смесях МЭРМ с этанолом

Для уменьшения динамической вязкости и коэффициента поверхностного натяжения в МЭРМ добавлялся этанол. Количество этанола в смеси изменялось в пределах 0...40%. При доведении концентрации этанола в смеси до 20% по сравнению с МЭРМ снижаются: теплотворность смеси, количество воздуха необходимого для сгорания 1 кг топлива, плотность, динамическая вязкость, коэффициент поверхностного натяжения и цетановое число соответственно на 2000 кДж/кг (5,7%); 0,024 кмоль (5,8%); 18,43 кг/м³ (2,1%); 0,002 Н·с/м² (42,3%), 0,0058 Н/м (23%), 9,4 (22%). При

большей концентрации этанола в смеси уменьшение отмеченных параметров более существенно.

4.2.1 Рабочий процесс дизеля при применении смесей МЭРМ с этанолом

Исследования предусматривали два этапа, на первом цикловая подача, соответствующая работе на дизельном топливе, не изменялась при применении МЭРМ и его смесей с этанолом. В таблице 4.3 представлены результаты моделирования рабочего процесса при использовании дизельного топлива, МЭРМ и его смесей, содержащих 5, 10, 20, 30 и 40% этанола.

Таблица 4.3 – Индикаторные показатели дизеля при применении дизельного топлива, МЭРМ и его смесей с этанолом (цикловая подача топлива 151 мм³)

Применяемое топливо, %этанола	p_b , МПа	g_b , г/(кВт·ч)	p_z , МПа	T_{max} , К	$dp/d\varphi$, МПа/град	α	η_i
1	2	3	4	5	6	7	9
ДТ	2	192,5	13,54	1731	0,5	1,7	0,44
МЭРМ	1,8	223,4	13,04	1590	0,483	1,86	0,432
МЭРМ +5%	1,793	223,2	13,08	1594	0,48	1,90	0,4383
МЭРМ +10%	1,767	225,2	13,05	1581	0,473	1,95	0,4405
МЭРМ +20%	1,703	231, 2	12,8	1544	0,411	2,03	0,4414
МЭРМ + 30%	1,646	236,8	12,63	1515	0,382	2,12	0,4436
МЭРМ +40%	1,562	247,0	12,07	1465	0,313	2,22	0,4383

На рисунке 4.5 показаны индикаторные диаграммы при применении дизельного топлива (ДТ), МЭРМ и его смесей, содержащих соответственно 5, 10 и 20% этанола.

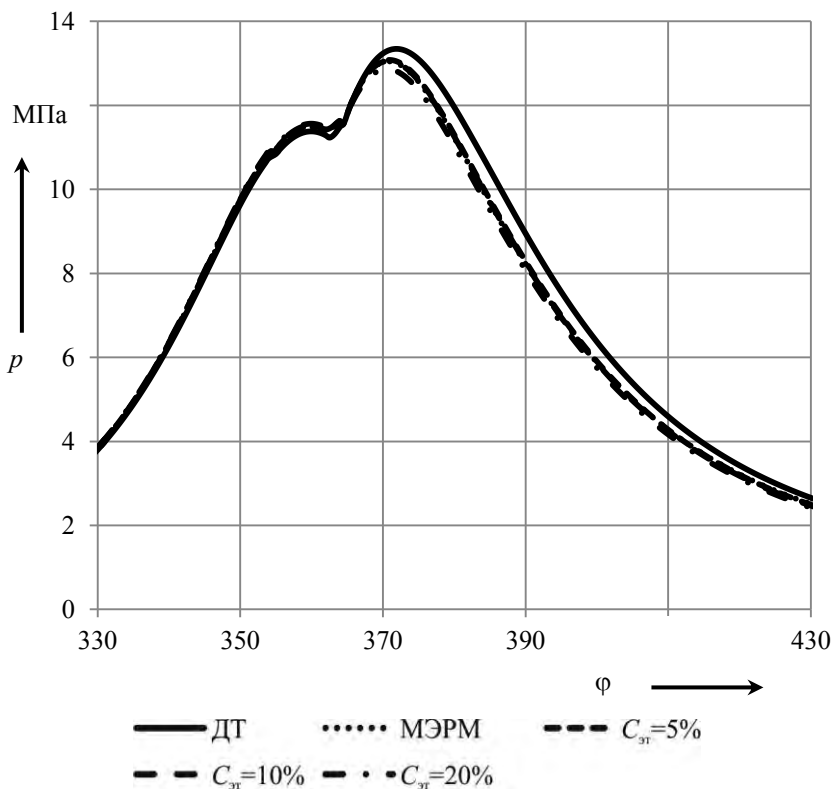


Рис. 4.5 – Индикаторные диаграммы при работе на дизельном топливе, МЭРМ и его смесях с этанолом

Процесс тепловыделения начинается после ВМТ при использовании всех исследуемых топлив. Динамические показатели процесса сгорания наибольших значений достигают при применении дизельного топлива. Максимальное давление газов по сравнению с МЭРМ на 0,5 МПа (3,8%) выше. Максимальная скорость нарастания давления при использовании дизельного топлива равна 0,5 МПа/град, а для МЭРМ – 0,483 МПа/град – снижение составляет более 5%. При относительно высоких интенсивностях нарастания давления, в случае применения дизельного топлива, давление газов также интенсивно снижается к окончанию процесса расширения.

Разность между максимальным и минимальным значениями давления не превышает 5%.

Использование смесей МЭРМ и этанола ведет к снижению максимальных значений давления и интенсивности нарастания давления. Так, например, по сравнению с использованием дизельного топлива уменьшение максимального давления для смеси МЭРМ с содержанием 20% этанола составляет 0,67 МПа (~5%). Более существенно уменьшение максимальной интенсивности нарастания давления – ~ 0,1 МПа/град (23,7%). При применении смеси, содержащей 40% этанола, уменьшение максимального давления составляет 1,5 МПа (12%), интенсивности нарастания давления составляет 0,19 МПа/град (60%).

Изменение температуры газов в цилиндре соответствует характеру протекания кривых давления (рисунок 4.6). Наибольших значений максимальная температура газов достигает при применении дизельного топлива. Этот показатель выше по сравнению с использованием МЭРМ и его смесей с содержанием 5, 10, 20, 30 и 40% этанола соответственно на 150 (9,5%), 155 (9,7%), 163 (10,4%), 200° (13%), 225° (15%) и 266° (18%).

Особенности протекания индикаторных диаграмм и зависимостей температуры газов во многом определяются снижением теплотворности смеси, как в случае с использованием МЭРМ, так и при применении его смесей с различной концентрацией этанола. Кроме уменьшения теплотворности топлив происходит изменение физических свойств, определяющих мелкость распыливания топлива в цилиндре дизеля.

Интегральные и дифференциальные характеристики тепловыделения риведены на рисунках 4.7 и 4.8.

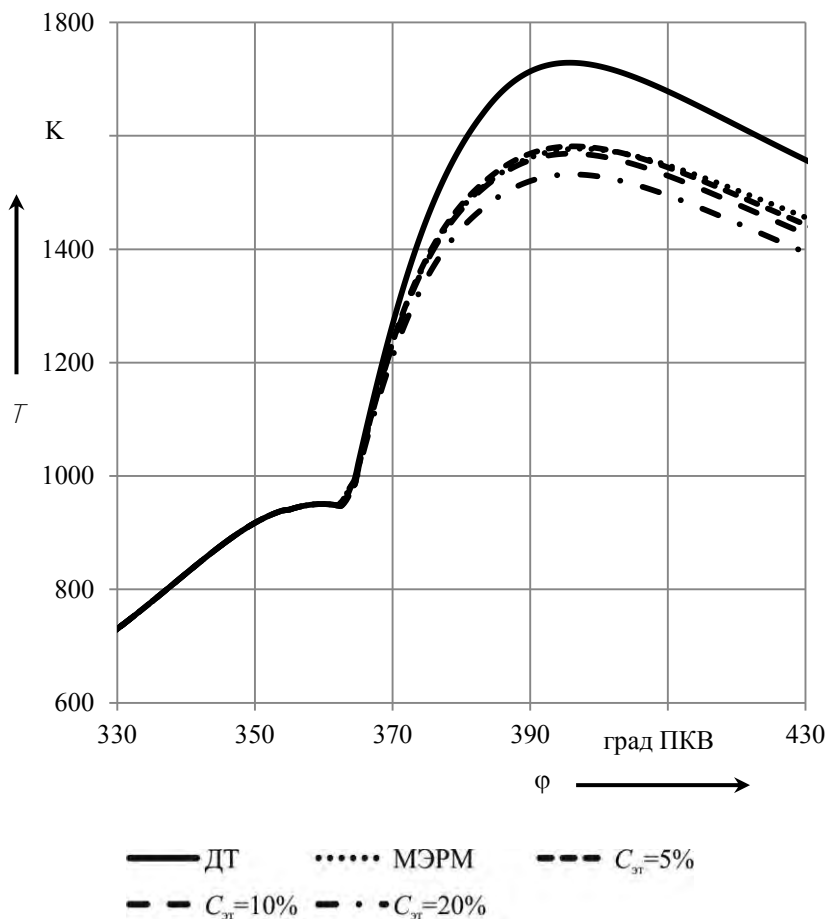


Рис. 4.6 – Изменение температуры газов в цилиндре дизеля при его работе на дизельном топливе, МЭРМ и его смесях с этанолом

Дифференциальные характеристики тепловыделения (рисунок 4.7) показывают, что начало воспламенения топлива при работе дизельном топливе, МЭРМ и его смесях с этанолом находится в пределах 362...364 град ПКВ. Метилловому эфиру и дизельному топливу соответствует один и тот же момент воспламенения. При добавке этанола период задержки воспламенения возрастает: большим концентрациям этанола в смеси соответствуют больше периоды за-

держки. Этот рост связан со снижением цетанового числа смесевого топлива.

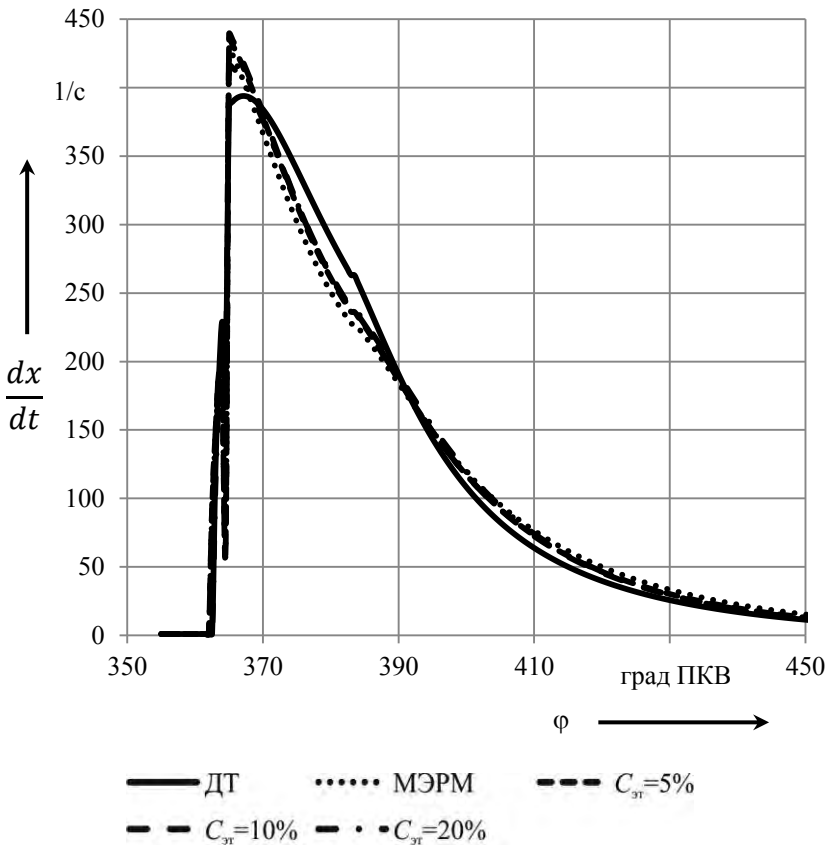


Рис. 4.7 – Дифференциальные характеристики тепловыделения в цилиндре дизеля при использовании дизельного топлива, МЭРМ и его смесей с этанолом

Наименьшая скорость тепловыделения достигается при применении дизельного топлива, наибольшая в случае использования смесей МЭРМ и этанола. Разность максимальных скоростей тепловыделения при применении дизельного топлива и смеси МЭРМ, содержащей 10% этанола составляет 52 1/с. Дальнейшее увеличение концентрации этанола в смеси или его уменьшение приводит к снижению скорости теп-

ловыделения. Достигнув максимального значения, скорость тепловыделения для МЭРМ и его смесей с этанолом начинает резко снижаться и через 2...3 град ПКВ скорость тепловыделения, соответствующая дизельному топливу, становится выше. Это соотношение сохраняется на протяжении почти 23 град ПКВ.

В результате половина дизельного топлива сгорает раньше, чем МЭРМ и его смеси (рисунок 4.8). Наибольшая продолжительность тепловыделения достигается при использовании МРЭМ. Этот показатель на 7 град ПКВ больше, чем в случае использования дизельного топлива. При добавке этанола в МЭРМ продолжительность тепловыделения сокращается. Для смеси содержащей 5% этанола продолжительность тепловыделения на 6 град ПКВ короче, а для 10 и 20% смесей соответственно на 8,5 и 10 град ПКВ.

Характеристики тепловыделения также как и теплотворность определяют уровень динамических показателей процесса сгорания топлива, мощностные и топливно-экономические показатели дизеля.

Высокая интенсивность тепловыделения в начальной фазе при использовании дизельного топлива совместно с его высокой теплотворностью обуславливают большие, по сравнению МЭРМ и его смесей этанолом, значения максимальных значений интенсивности нарастания давления, давления и температуры газов в цилиндре. В этом случае двигатель достигает лучших показателей топливной экономичности и мощности.

Высокие значения динамической вязкости и коэффициента поверхностного натяжения МЭРМ ведут к ухудшению мелкости распыливания топлива. В результате, несмотря на увеличение коэффициента избытка воздуха на 10,4%, продолжительность тепловыделения возрастает. Это приводит к росту потерь теплоты, что совместно со снижением теплотворности топлива снижает динамические показатели процесса сгорания и ухудшает мощностные и топливно-экономические показатели дизеля. Удельный индикаторный расход топлива при переходе с дизельного топлива на МЭРМ возрастает на 32 г/(кВт·ч) (16,6%), а среднее индикаторное давление уменьшается на 0,2 МПа (11,4%).

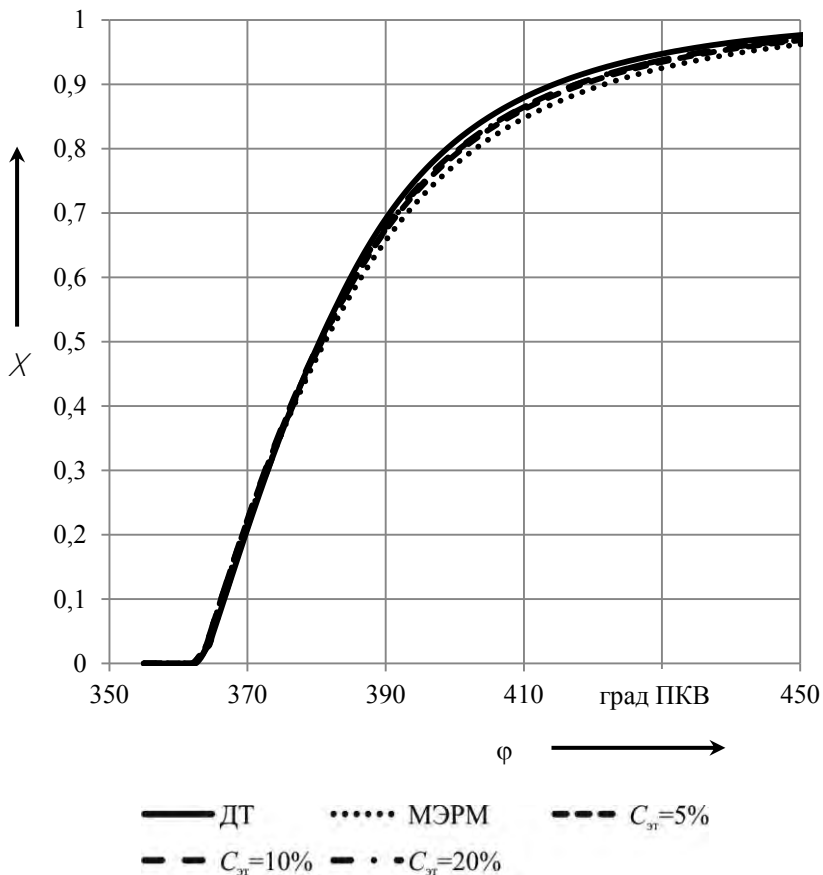


Рис. 4.8 – Интегральные характеристики тепловыделения в цилиндре дизеля при использовании дизельного топлива, МЭРМ и его смесей с этанолом

Применение смесей МЭРМ с этанолом ведет к сокращению продолжительности тепловыделения, за счет улучшения мелкости распыливания топлива и роста коэффициента избытка воздуха. По сравнению с использованием МЭРМ увеличение коэффициента избытка воздуха составляет для смеси с содержанием 5% этанола 0,04 (2,1%), 10% смеси – 0,08 (4,3%), 20% смеси – 0,17 (8,8%), 30% смеси – 0,26 (13,7%), 40% смеси – 0,31 (16,7%).

Несмотря на относительно высокие скорости тепловыделения, максимальные значения давления и температуры газов при применении смесей МЭРМ с этанолом оказываются ниже, чем при использовании дизельного топлива. Это связано со снижением теплотворности смесевого топлива.

Низкая теплотворность смесей влияет на показатели мощности и топливной экономичности дизеля.

При использовании смеси с содержанием 5% этанола роста удельного индикаторного расхода топлива и снижения среднего индикаторного давления (p_i) в сравнении с применением МЭРМ практически не происходит (менее 0,5%).

При повышении концентрации этанола в смеси индикаторный КПД увеличивается, а среднее индикаторное давление снижается. При применении смеси с содержанием 10% этанола соответственно на 1,9% и 1,8%, для 20% смеси эти показатели соответственно изменяются на 2,1% и 5,6%. Для МЭРМ в смеси, содержащей 30 и 40% этанола, уменьшение p_i соответственно составляет 9% и 15,2%, η_i увеличивается менее чем на 1%.

Повышение мощности дизеля может быть достигнуто за счет изменения угла начала впрыска топлива или путем увеличения цикловой подачи топлива.

Изменение угла начала впрыска топлива приведет к росту максимальных значений интенсивности нарастания давления, максимального давления и температуры газов в цилиндре.

Целесообразность увеличения цикловой подачи топлива при применении МЭРМ и его смесей с этанолом обусловлена ростом коэффициента избытка воздуха. Первоначально условием окончания повышения цикловой подачи топлива являлось снижение величины коэффициента избытка воздуха до уровня, соответствующего работе на дизельном топливе. Это увеличивало среднее индикаторное давление, однако, полученные значения оказались ниже давления, соответствующего работе на дизельном топливе (таблица 4.4). Наибольшие значения p_i по сравнению МЭРМ были достигнуты при использовании смесей, содержащих 10 и 20% этанола, увеличение составило 0,2 МПа (11 %) и 0,22 МПа (14,2%). Для 5% смеси увеличение p_i составляет 0,18 МПа (9,3%), для МЭРМ рост среднего индикаторного давления равен 0,15 МПа (7,7%). Рост η_i по сравне-

нию МЭРМ для его смесей с этанолом составляет для: 5% смеси – 1,2%; 10% смеси – 1,6%; 20% смеси – 1,5%. Повышение концентрации этанола в смеси более 20% ведет к уменьшению величин p_i и η_i .

Таблица 4.4 – Индикаторные показатели дизеля при применении дизельного топлива, МЭРМ и его смесей с этанолом, полученные при $\alpha=1,69$

Применяемое топливо, % этанола	p_b МПа	g_b г/(кВт·ч)	p_z МПа	T_{max} К	$dp/d\varphi$ МПа/град	η_i
ДТ	2	192,5	13,5	1731	0,5	0,44
МЭРМ	1,951	224,5	13,4	1676	0,514	0,4295
МЭРМ + 5%	1,975	224,8	13,5	1697	0,518	0,4347
МЭРМ + 10%	1,983	227,2	13,6	1703	0,522	0,4364
МЭРМ + 20%	1,981	234,1	13,4	1702	0,51	0,4354
МЭРМ + 30%	1,961	243,7	13,5	1686	0,455	0,431
МЭРМ + 40%	1,937	254,4	12,6	1670	0,425	0,4255

Снижение коэффициента избытка воздуха, до уровня соответствующего работе на дизельном топливе в случае МЭРМ и его смесей, содержащих 5, 10 и 20% этанола, привело к выравниванию максимальных значений давления газов в цилиндре, наибольшая разница не превышает 0,2 МПа (1,5%). Интенсивность нарастания давления увеличивается и на 2...4% превышает значение, полученное для дизельного топлива. Смесей, содержащих 30 и 40% этанола, обеспечивают более низкие значения максимального давления и интенсивности нарастания давления.

В соответствии с характером изменения давления газов в цилиндре изменились и зависимости температуры. Разница между температурами газов при использовании дизельного топлива, МЭРМ и его смесей с этанолом уменьшилась до 35...65°. Большие значения из указанного диапазона снижения максимальной температуры газов соответствует смесям, содержащим 30 и 40% этанола.

Такие изменения в показателях рабочего процесса обусловлены выравниванием максимальных скоростей тепловыделения при сгорании МЭРМ и его смесей с этанолом с максимальной скоростью

тепловыделения, полученной при сгорании дизельного топлива (рис. 4.9). Уменьшается и отличие в характере протекания самих кривых тепловыделения.

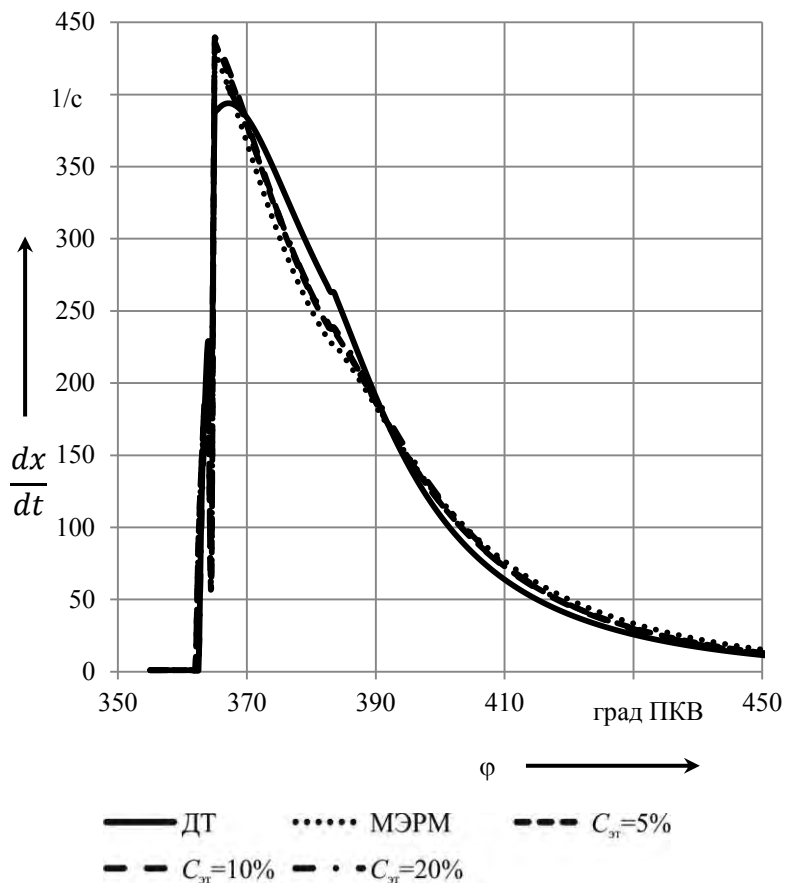


Рис. 4.9 – Дифференциальные характеристики тепловыделения в цилиндре дизеля при использовании дизельного топлива, МЭРМ и его смесей с этанолом (равные значения коэффициента избытка воздуха).

Снижение коэффициента избытка воздуха привело к росту продолжительности тепловыделения, для МЭРМ это увеличение составило 4 град ПКВ. По мере увеличения концентрации этанола в сме-

си продолжительность тепловыделения увеличивается с 4 град ПКВ для 5% смеси, до 7 град ПКВ для 20% смеси.

Требуемый уровень ρ_i был получен в результате дальнейшего увеличения цикловой подачи топлива, в результате значения коэффициента избытка воздуха при использовании МЭРМ и его смесей с этанолом, оказались ниже, чем при применении дизельного топлива (таблица 4.5). Для МЭРМ это уменьшение составило 0,22 (13,4%). По мере роста концентрации этанола в смеси интенсивность снижения коэффициента избытка воздуха увеличивается. Для смеси, содержащей 20% этанола, уменьшение коэффициента избытка воздуха составляет 0,36 (21,5%). Отмеченные изменения состава смеси ведут к уменьшению отличий в характере протекания дифференциальных кривых тепловыделения (рисунок 4.10), при этом также происходит увеличение продолжительности тепловыделения.

С ростом цикловой подачи величина g_i увеличивается, по сравнению с дизельным топливом, на 33,5 г/(кВт·ч) (17,3%) для МЭРМ и смеси с содержанием 5% этанола. По мере увеличения концентрации этанола расход топлива возрастает до 36 г/(кВт·ч) (18,7%) для 10% смеси и до 43,2 г/(кВт·ч) (22,4%) для смеси, содержащей 20% этанола. Индикаторный КПД в случае применения МЭРМ оказывается ниже, чем при использовании его смесей с этанолом для: 5% смеси на 1,2%; 10% смеси на 1,6%; 20% смеси на 1,4%.

Таблица 4.5 – Индикаторные показатели дизеля при применении дизельного топлива, МЭРМ и его смесей с этанолом, полученные при $\rho_i = 2$ МПа

Применяемое топливо, % этанола	α	g_i , г/(кВт·ч)	p_z , МПа	T_{\max} , К	$dp/d\varphi$, МПа/град	η_i
1	2	3	4	5	6	7
ДГ	1,7	192,5	13,54	1731	0,5	0,44
МЭРМ	1,66	224,7	13,52	1703	0,531	0,4295
МЭРМ +5%	1,68	225,1	13,56	1710	0,525	0,4347
МЭРМ +10%	1,69	227,3	13,58	1711	0,527	0,4364
МЭРМ +20%	1,68	234,4	13,41	1710	0,515	0,4354

Окончание табл. 4.5

1	2	3	4	5	6	7
МЭРМ+ 30%	1,66	244,5	13,07	1706	0,466	0,4296
МЭРМ +40%	1,63	256,4	12,68	1702	0,441	0,4222

Выравнивание величины ρ_i делает равными значения максимального давления газов в цилиндре дизеля. Их предельное отклонение не превышает 0,3%, за исключением смесей МЭРМ, содержащих 30 и 40% этанола. Интенсивность нарастания давления увеличивается и на 2...5% превышает значения, полученные для дизельного топлива, большие значения соответствуют МЭРМ и его 5% смеси. Для смесей, содержащих 30 и 40% этанола, интенсивность нарастания давления оказывается соответственно на 7,2 и 13,2% ниже, по сравнению с работой на дизельном топливе. Увеличение $dp/d\varphi$ при практически равных скоростях тепловыделения

обусловлено высокими объемными расходами топлива.

Несмотря на равенство давлений, максимальные значения температуры газов при использовании МЭРМ и его смесей оказываются на 25...35° ниже, чем при применении дизельного топлива.

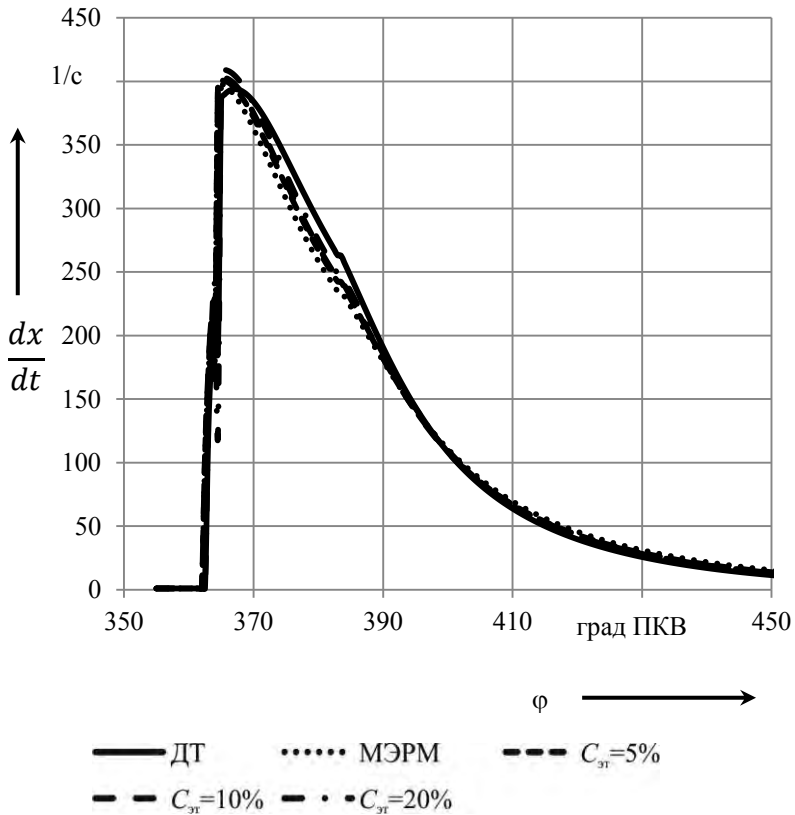


Рис. 4.10 – Дифференциальные характеристики тепловыделения в цилиндре дизеля при использовании дизельного топлива, МЭРМ и его смесей с этанолом (равные значения среднего индикаторного давления)

4.2.2 Образование оксидов азота при использовании метилового эфира жирных кислот рапсового масла и его смесей с этанолом в качестве моторных топлив

Для оценки влияния МЭРМ и его смесей с этанолом на образование оксидов азота выполнены расчетные исследования. На начальном этапе исследований величина цикловой подачи топлива для всех исследуемых топлив не менялась и соответствовала 151 мм^3 . На рисунке 4.11 представлены зависимости, показывающие изменение ко-

личества монооксида азота (NO) при протекании рабочего процесса, для дизельного топлива, МЭРМ и его смесей с этанолом.

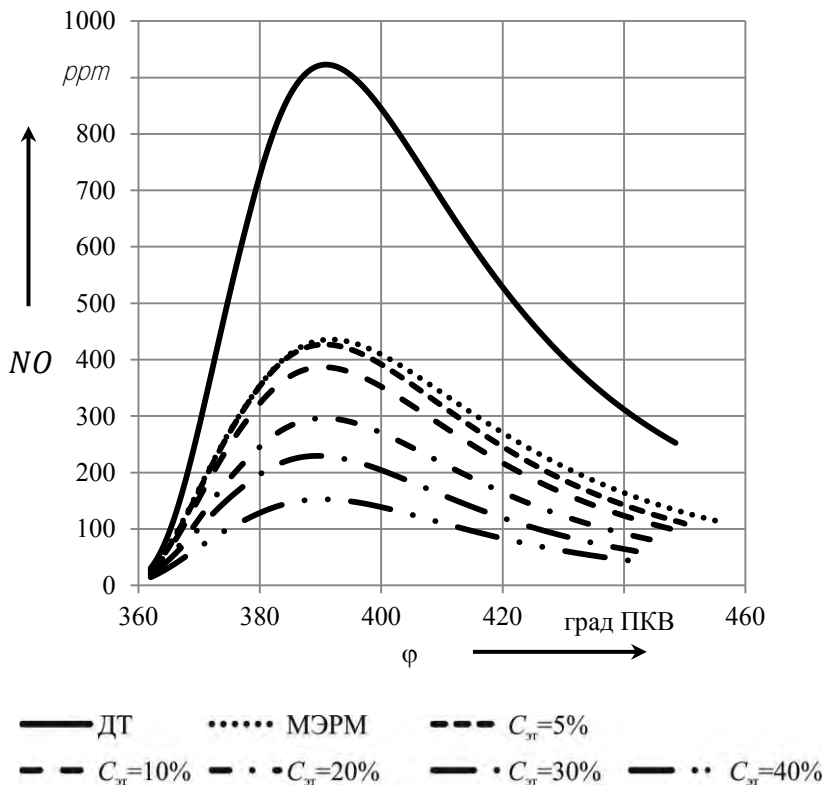


Рис. 4.11 – Изменение количества монооксида азота от угла поворота коленчатого вала при использовании дизельного топлива, МЭРМ и его смесей с этанолом ($q_z=151\text{мм}^3$)

На характере протекания приведенных зависимостей влияют температура газов и концентрация реагирующих элементов. Можно выделить две фазы в образовании оксидов азота. В первой фазе реакции окисления идут более интенсивно, чем реакции восстановления, во второй фазе преобладают реакции восстановления.

Максимум NO достигается при наибольшей температуре газов в цилиндре (30 град ПКВ после ВМТ), что определяет высокие кон-

центрации азота, кислорода и других промежуточных продуктов в зоне реакций. Далее по мере снижения температуры и давления реакции восстановления NO начинают преобладать над реакциями окисления. В силу снижения температуры и давления газов в цилиндре не весь монооксид азота восстанавливается, в результате какая-то часть NO выбрасывается с отработавшими газами.

Несмотря на увеличение концентрации кислорода в цилиндре при использовании МЭРМ и его смесей с этанолом, наибольшие максимальная величина и выход NO в конце процесса сгорания соответствуют применению дизельного топлива. Этот факт, а также снижение интенсивности образования NO при увеличении концентрации этанола в смеси с МЭРМ, указывают, что в рассматриваемых условиях, определяющим в образовании NO является температура, а не концентрация кислорода.

Максимальное количество NO при использовании дизельного топлива выше в 2...2,5 раза, чем в случае применения МЭРМ и смеси, содержащей 5% этанола. Дальнейшее повышение концентрации этанола в смеси приводит к снижению как максимального количества NO , так и его выбросов с отработавшими газами. Так максимальное количество NO при использовании смеси, содержащей 40% этанола почти в три раза ниже, чем при применении МЭРМ и его 5% смеси.

Характер протекания кривых изменения количества NO_2 в процессе сгорания (рисунок 4.12) аналогичен, представленным на рисунке 4.11. Однако максимума этот показатель достигает на 10... 12 град ПКВ раньше, чем для монооксида азота.

Максимальное количество, образующегося и выбрасываемого с отработавшими газами NO_2 , значительно ниже, чем NO . Так при использовании дизельного топлива максимальное количество NO составляет 923 ppm , а NO_2 140 ppm , а выбросы этих вредных соединений с отработавшими газами соответственно 252 и 37 ppm . Применение МЭРМ ведет к снижению максимального количества образующегося NO_2 до 73 ppm , а выход составляет 18 ppm .

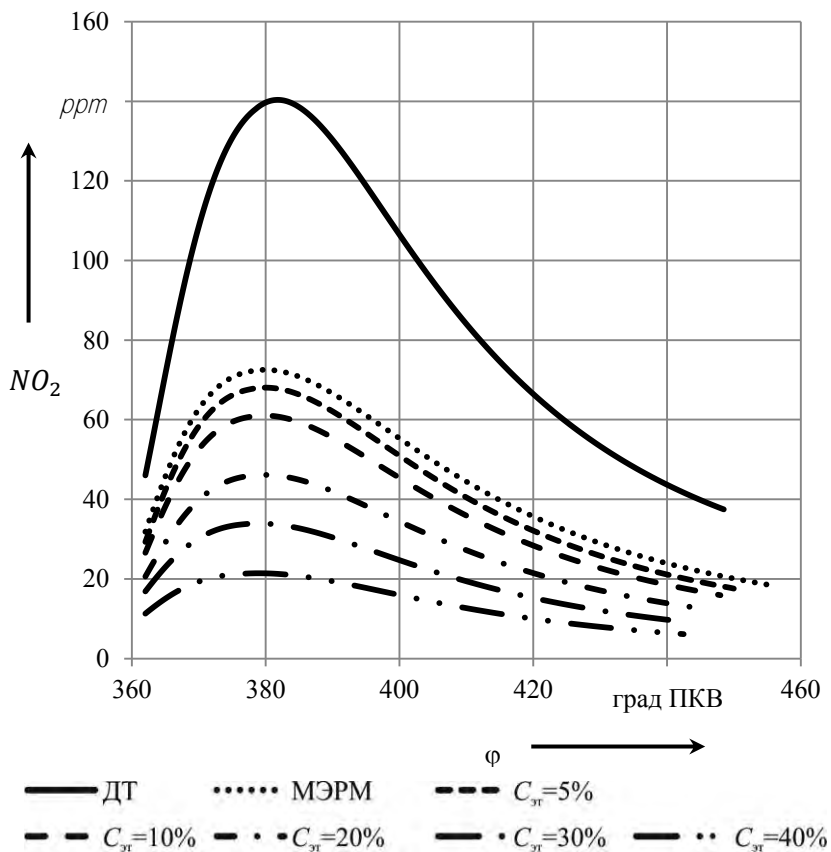


Рис. 4.12 – Изменение количества диоксида азота от угла поворота коленчатого вала при использовании дизельного топлива, МЭРМ и его смесей с этанолом ($g_f=151 \text{ мм}^3$)

Для смесей содержащих 30 и 40% этанола количество образующегося NO_2 уменьшается до 9 и 6 ppm. Максимальное количество NO_2 , образующееся при протекании рабочего процесса для смесей, содержащих 5 и 10% этанола, составляет 34 и 21 ppm.

Третий компонент, включающий в себя оксид азот – азотная кислота, количество которой несоизмеримо мало по сравнению с NO_2 и NO , поэтому при определении суммарной величины NO_x может не учитываться. Доля NO в суммарном показателе NO_x состав-

ляет примерно 87...88%, что близко к значениям, приведенным в работе [29].

Увеличение цикловой подачи смесового топлива до уровня, обеспечивающего повышение среднего индикаторного давления до величины, полученной при использовании дизельного топлива (2 МПа), существенно меняет как количество, так и структуру, составляющих NO_x (рисунок 4.13).

Как видно из приведенных зависимостей максимальное количество NO образующееся при протекании рабочего процесса увеличивается и наибольших значений эта величина достигает при использовании МЭРМ и его смеси, содержащей 5% этанола. По сравнению с рабочим процессом, протекающим при цикловой подаче топлива 151 мм^3 , максимальное количество NO увеличивается более чем в 8,5 раз, а в конце рабочего процесса в 6...6,5 раз выше. Выход NO при использовании МЭРМ и его смесей с этанолом в конце рабочего процесса в 2,7...3 раза выше, чем при применении дизельного топлива.

Увеличение выбросов NO при применении МЭРМ и его смесей с этанолом в какой-то мере компенсируется снижением выхода NO_2 (рисунок 4.14).

Приведенные зависимости показывают, что при использовании МЭРМ и его смесей с этанолом скорости окисления и восстановления NO_2 практически не зависят от состава топлива. Максимальное количество NO_2 для МЭРМ и его смесей не превышает 18 *ppm*. Выброс NO_2 составляет 4...5 *ppm*, что на 1...2 *ppm* (20...40%) ниже, чем при использовании МЭРМ с 40% этанола при цикловой подаче топлива 151 мм^3 .

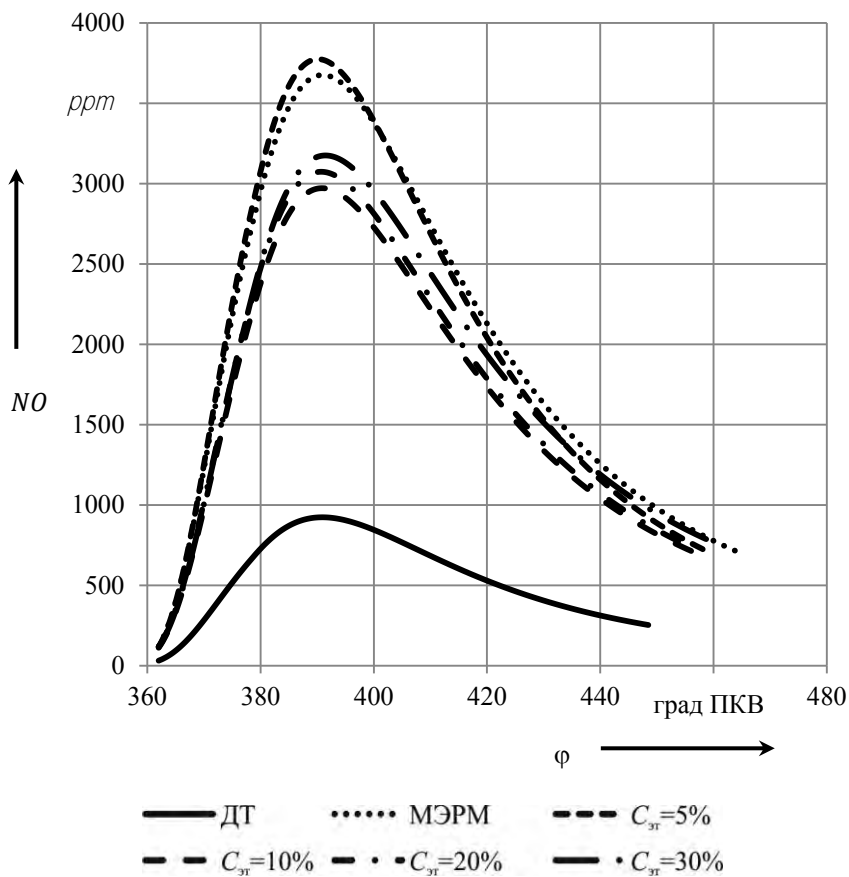


Рисунок 4.13 – Изменение количества монооксида азота от угла поворота коленчатого вала при использовании дизельного топлива, МЭРМ и его смесей с этанолом ($p_f=2$ МПа)

Увеличения количества азотной кислоты при повышении среднего индикаторного давления до 2 МПа не происходит. Выбросы NO_x при использовании МЭРМ и его смесей с этанолом при среднем индикаторном давлении 2 МПа выше, чем при применении дизельного топлива. Доля NO в NO_x возрастает до 98...99%.

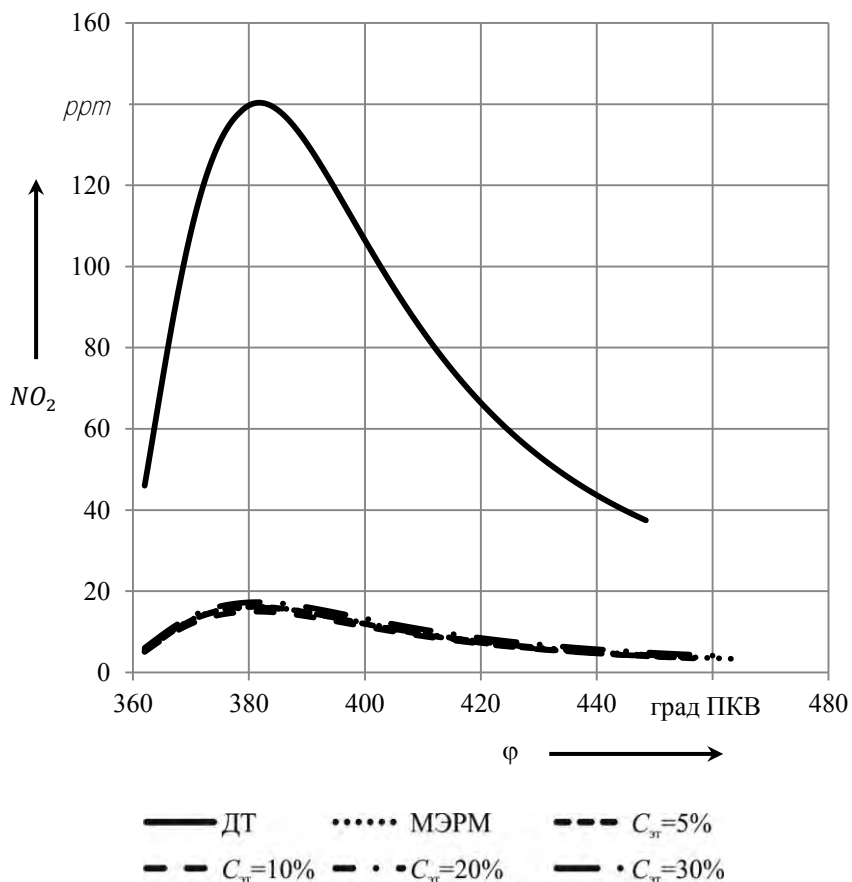


Рис. 4.14 – Изменение количества диоксида азота от угла поворота коленчатого вала при использовании дизельного топлива, МЭРМ и его смесей с этанолом ($\rho=2$ МПа)

4.2.3 Выбросы оксидов азота на различных нагрузочных режимах

Проведены расчетные исследования по определению выбросов оксидов азота на режимах C25, C50, C75 и C100 13- ступечатого экологического цикла при применении смесевых дизельных топлив различного состава. Для обеспечения требуемых мощностных и

экологических показателей изменялись цикловая подача и степень рециркуляции.

Результаты исследований приведены в таблице 4.6.

Как видно из приведенных данных применение МЭРМ вместо дизельного топлива ведет к уменьшению среднего индикаторного давления и росту удельного индикаторного расхода топлива. Добавка к МЭРМ этанола также снижает мощностные и топливно-экономические показатели.

Таблица 4.6 – Показатели дизеля при использовании МЭРМ, его смесей с этанолом и дизельного топлива на различных нагрузочных режимах

Режим	Показатель	Смеси						
		ДТ	МЭРМ	МЭРМ + 5% этанола	МЭРМ + 10% этанола	МЭРМ + 20% этанола	МЭРМ + 30% этанола	МЭРМ + 40% этанола
С25	g_i , г/(кВт·ч)	187,2	208,7	209,4	211,0	215,0	222,2	228,1
	g_{NO_x} , г/(кВт·ч)	2,045	1,689	1,918	1,77	1,6	1,42	1,221
	p_i , МПа	0,666	0,626	0,621	0,612	0,595	0,57	0,549
С50	g_i , г/(кВт·ч)	182,9	204,8	206,5	208,7	213	217,2	220,4
	g_{NO_x} , г/(кВт·ч)	1,846	1,444	1,625	1,552	1,681	2,032	3,287
	p_i , МПа	1,082	0,969	0,959	0,946	0,921	0,899	0,881
С75	g_i , г/(кВт·ч)	183,3	204,5	206,7	209,5	214,9	220,5	226,4
	g_{NO_x} , г/(кВт·ч)	1,901	0,451	0,619	0,753	0,947	1,094	1,418
	p_i , МПа	1,639	1,464	1,444	1,42	1,377	1,334	1,292
С100	g_i , г/(кВт·ч)	192,5	223,4	223,2	225,2	231,2	236,8	247,0
	g_{NO_x} , г/(кВт·ч)	2,24	1,148	1,14	1,046	0,846	0,685	0,627
	p_i , МПа	2	1,8	1,795	1,77	1,706	1,605	1,566

Неоднозначно влияет увеличение концентрации этанола в смеси на выход NO_x . Переход на МЭРМ и его смеси с этанолом для 50 и 75% нагрузки (С50, С75) ведет к последовательному увеличению

выбросов оксидов азота. При этом удельные выбросы g_{NO_x} кроме смесей, содержащих 30 и 40% этанола, для режима С50 оказываются ниже выбросов NO_x , полученных для дизельного топлива.

На режиме С75 переход с дизельного топлива на МЭРМ ведет к снижению g_{NO_x} более чем в 4 раза, а для смеси с 40% этанола выбросы оксидов азота ниже на 34%. Повышение концентрации этанола в смеси приводит к росту выбросов NO_x по сравнению с МЭРМ на 37% для смеси с 5% этанола и более чем в 3 раза для смеси с 40% этанола. Для С50 увеличение g_{NO_x} по сравнению МЭРМ составляет 12,5% смеси с 5% этанола; для смеси с 40% этанола - более чем в 2,25 раза.

Увеличение выбросов NO_x на режимах С50 и С75 связано с ростом коэффициента избытка воздуха. Кроме того величина g_{NO_x} обратно пропорциональна мощности дизеля.

На режимах С25 и С100 величины g_{NO_x} для смесевых топлив ниже, чем при использовании дизельного топлива. Увеличение концентрации этанола в смеси ведет к уменьшению g_{NO_x} . Выбросы NO_x при использовании МЭРМ по сравнению с дизельным топливом на 21% ниже для режима С25 и на 95% меньше для режима С100.

На режиме С100 снижение g_{NO_x} для 5% смеси по сравнению с использованием МЭРМ менее 1%, повышение концентрации этанола в смеси до 40% снижает величину g_{NO_x} на 83%.

На режиме С25 при наличии 5% этанола в смеси рост g_{NO_x} составляет ~12%. При концентрации этанола в смеси более 20%, включительно, наблюдается последовательное снижение g_{NO_x} , для 40% смеси это уменьшение достигает 16,2%.

Такое влияние МЭРМ и его смесей на выход NO_x на режиме С100 обусловлено снижением температуры газов, при этом на процесс образования NO_x некоторое увеличение коэффициента избытка воздуха влияния практически не оказывает. На режиме С25 происходит заметное снижение температуры газов и как следствие ухудшаются условия для окисления азота, что оказывается более значимым, чем высокие значения коэффициента избытка воздуха.

Для обеспечения требуемых мощностных показателей на всех нагрузочных режимах увеличивали подачу топлива. Степень рециркуляции для исследуемых режимов работы, соответствовала значениям,

обеспечивающим уровень Евро-5 при работе на дизельном топливе. В результате изменились не только мощностные, но и топливно-экономические и экологические показатели дизеля (таблица 4.7).

Таблица 4.7 – Топливоно-экономические и экологические показатели дизеля при использовании МЭРМ, его смесей с этанолом и дизельного топлива на различных нагрузочных режимах

Режим	Показатель	Смеси						
		ДТ	МЭРМ	МЭРМ+ 5% этанолола	МЭРМ+ 10% этанолола	МЭРМ+ 20% этанолола	МЭРМ+ 30% этанолола	МЭРМ+ 40% этанолола
С25	g_b г/(кВт·ч)	187,2	213,1	215,8	219,0	225,8	234,2	245,7
	g_{NO_x} г/(кВт·ч)	2,045	1,902	2,245	2,130	2,056	1,971	1,855
С50	g_b г/(кВт·ч)	182,9	208,7	210,9	214,0	219,8	225,0	229,2
	g_{NO_x} г/(кВт·ч)	1,846	1,751	1,945	1,972	2,030	2,258	4,160
С75	g_b г/(кВт·ч)	183,3	207,8	211,3	215,0	222,1	228,5	235,7
	g_{NO_x} г/(кВт·ч)	1,901	2,038	2,091	2,274	2,499	2,503	3,350
С100	g_b г/(кВт·ч)	192,5	224,8	225,2	227,4	234,4	244,5	257,4
	g_{NO_x} г/(кВт·ч)	2,24	2,167	1,969	2,059	2,1	2,197	2,289

Необходимо отметить, что использование МЭРМ позволяет получить значения g_{NO_x} меньшие, чем при применении дизельного топлива на всех режимах за исключением С75. Снижение g_{NO_x} составляет на: режиме С100 – 3,3%; на режиме С50 – 5%; на режиме С25 – 7%. Выбросы NO_x на режиме С75 при использовании МЭРМ по сравнению с применением дизельным топливом увеличиваются на 7,2%.

Увеличение содержания этанола в смесях с МЭРМ на режимах С100, С75 и С50 ведет к росту выбросов NO_x . На режиме С25 наблюдается обратное – снижение величины g_{NO_x} .

Несмотря на рост выбросов NO_x величина g_{NO_x} остается ниже полученной на дизельном топливе, за исключением смеси, содержащей 40% этанола. Наименьшее значение g_{NO_x} оказывается при

использовании 5% смеси, по сравнению с дизельным топливом этот показатель ниже на 13,7%, а для 40% смеси на 2,2% выше.

Проведенные исследования показывают, что параметры рециркуляции отработавших газов, обеспечивающие заданный уровень выбросов оксидов азота для дизельного топлива, не подходят для смесевых топлив. Например, на режиме С100 для МЭРМ и смесей, содержащих до 30% этанола, следует уменьшать количество рециркулируемых газов. В свою очередь, на режимах С75 и С50 при использовании смесей МЭРМ и этанола для снижения выбросов NO_x требуется увеличение степени рециркуляции.

Для определения параметров рециркуляции, позволяющих обеспечить выбросы NO_x на уровне Евро-5 и поддержания требуемых нагрузочных режимов, выполнены исследования, результаты, которых представлены в таблице 4.8.

Таблица 4.8 – Параметры рециркуляции отработавших газов, топливно-экономические и экологические показатели дизеля

Режим	Показатель	Смеси						
		ДТ	МЭРМ	МЭРМ+ 5% этанол	МЭРМ+ 10% этанол	МЭРМ+ 20% этанол	МЭРМ+ 30% этанол	МЭРМ+ 40% этанол
С25	$\rho_p, \%$	50	49,2	51,1	50,5	50,1	49,6	48,9
	$g_i, \text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$	187,2	212,8	216,2	219,2	225,8	233,9	245,1
	$g_{NO_x}, \text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$	2,045	2,039	2,03	2,033	2,037	2,038	2,041
С50	$\rho_p, \%$	30	28,8	31,5	31,8	33,8	37	45,5
	$g_i, \text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$	182,9	207,8	212,2	215,6	222,9	231,5	243,4
	$g_{NO_x}, \text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$	1,846	1,837	1,830	1,833	1,834	1,830	1,840
С75	$\rho_p, \%$	12	15,7	17,6	20,9	24,4	31,8	
	$g_i, \text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$	183,3	211,8	218,6	228,2	238,8	265,7	
	$g_{NO_x}, \text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$	1,901	1,887	1,899	1,892	1,883	1,895	
С100	$\rho_p, \%$	11	0	0	0	10,5	13,5	
	$g_i, \text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$	192,5 4	213,6	213,5	215,5	233,8	247,5	
	$g_{NO_x}, \text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$	2,167	1,939	2,04	2,098	2,1	2,197	

Для обеспечения уровня выбросов NO_x равного работе на дизельном топливе на режимах С50 и С25 при использовании МЭРМ требуются меньшие расходы рециркулируемых газов, а на режиме С100 рециркуляция не требуется. Уменьшение расхода отработавших газов приводит к снижению удельного индикаторного расхода топлива, на режиме С100 до 5,2%, для режимов С50 и С25 менее 1%. Для режима С100 не требуется рециркуляция отработавших газов при работе на смесях МЭРМ с этанолом до 10%. Для смесей, содержащих до 10% этанола, отказ от рециркуляции снижает расход топлива на 5,5%. На 20% смеси степень рециркуляции остается практически постоянной. Дальнейший рост концентрации этанола в смеси требует увеличения расхода рециркулируемых газов, что в свою очередь повышает g_i .

Получение заданных величин g_{NO_x} при использовании смесового топлива на режимах С75 и С50 требует увеличения расхода рециркулируемых газов. Степень рециркуляции достигает наибольших значений при применении смеси, содержащей 40% этанола, на режиме С75 ρ_p возрастает более чем 2,5 раза, а расход топлива увеличивается на 12,7%.

5 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ ДИЗЕЛЯ ПРИ ПРИМЕНЕНИИ СПИРТСОДЕРЖАЩИХ ТОПЛИВ

5.1 Одноцилиндровая установка

Экспериментальные исследования проводились на модернизированной одноцилиндровой установке ИТ9-3М. Ее техническая характеристика приведена в таблице 5.1

Таблица 5.1 – Основные технические данные установки ИТ9-3М

Двигатель	четырёхтактный, с воспламенением от сжатия, клапанного распределения, предкамерный
1	2
Число цилиндров	1
Диаметр цилиндра, мм	85
Ход поршня, мм	115
Рабочий объем цилиндра, л	0,652
Степень сжатия переменная	от 7 до 23
Охлаждение двигателя	жидкостное, термосифонно-испарительного типа
Давление масла в системе смазывания, МПа	0,19±0,02
Частота вращения коленчатого вала, мин ⁻¹	900±10
Температура охлаждающей жидкости, °С	100±2
Температура масла в картере, °С	50 – 65
Температура охлаждения форсунки, °С	38±3
Температура воздуха на всасывании, °С	65±1
Давления впрыска топлива, МПа	10,6±0,4
Угол опережения впрыска топлива, град ПКВ	13±0,5
Расход топлива, см ³ /мин	13

Общий вид установки показан на рисунке 5.1.



Рис. 5.1. – Общий вид установки

Для индицирования двигателя использовалась многоканальная система индицирования AVL IndiSmart 612 (рисунок 5.2), которая позволяет регистрировать и обрабатывать быстро изменяющиеся процессы в цилиндрах и системах двигателей внутреннего сгорания.



Рис. 5.2 – Блок IndiSmart 612

Текущие давления в цилиндре воспринимает неохлаждаемый пьезодатчик. Для установки датчика в головке цилиндра использовался канал для установки штатного индикатора воспламенения (рисунок 5.3).



Рис. 5.3 – Место установки пьезодатчика

5.2 Программа исследований

Прогрев установки осуществлялся на дизельном топливе. При работе на дизельном топливе устанавливался режим работы (цикловая подача и угол опережения впрыскивания топлива) в соответствии с таблицей 5.1.

На первом этапе исследования смесевых топлив регулировки не изменялись. На втором этапе для каждого топлива устанавливалась величина цикловой порции топлива, которая обеспечивала требуемый технологический расход $13 \text{ см}^3/\text{мин}$

Для проведения сравнительного анализа снимались индикаторные диаграммы при работе установки на дизельном топливе, МЭРМ

и их смесях с бутиловым и этиловым спиртами при степенях сжатия 16, 18 и 20. Объемное содержание спиртов в смесях составляет 10, 20, 30 и 40%.

Выбранные степени сжатия обеспечивались перемещением поршня регулируемого устройства.

5.3 Подготовка спиртодизельных смесей

Были получены смеси, содержащие по объему соответственно 10, 20, 30 и 40% бутилового и этилового спиртов.

Требуемые объемы смешиваемых компонентов определялись с помощью мерного цилиндра. Смешивание проводилось в проветриваемом помещении при температуре 20°C и влажности 50%.

При смешивании дизельного топлива с бутанолом и МЭРМ с бутиловым и этиловым спиртами образовывалась однородная жидкость. Цвет смесей соответствовал цвету базовых компонентов: смеси дизельного топлива – прозрачные, светло желтого цвета; смеси на основе МЭРМ – также прозрачные и темно-желтого цвета. Изменения цвета смесей по мере увеличения концентрации этанола и бутанола визуально не установлено.

5.4 Работа на смесях дизельного топлива с бутанолом

Полученные индикаторные диаграммы представлены на рисунках 5.4...5.6.

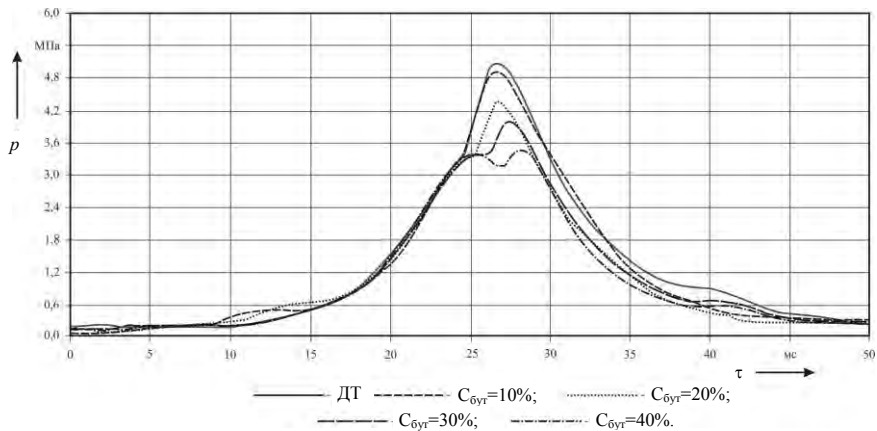


Рис. 5.4 – Индикаторные диаграммы при работе на дизельном топливе и его смесях с бутанолом при степени сжатия 16 (без регулировки цикловой подачи топлива)

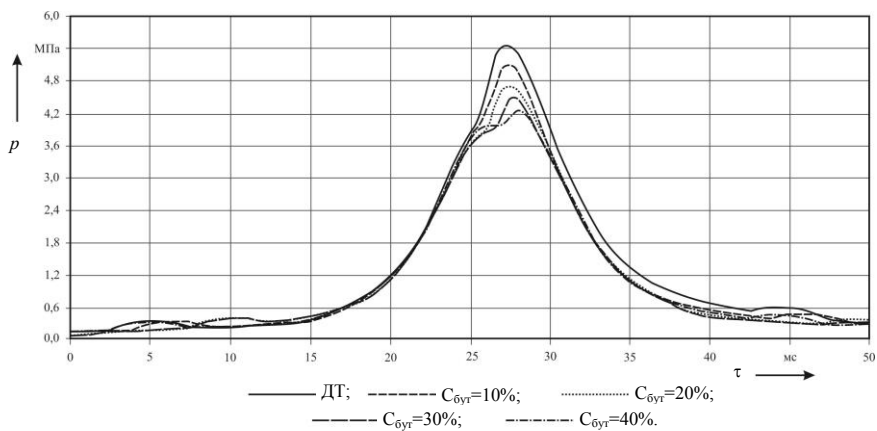


Рис. 5.5 – Индикаторные диаграммы при работе на дизельном топливе и его смесях с бутанолом при степени сжатия 18 (без регулировки цикловой подачи топлива)

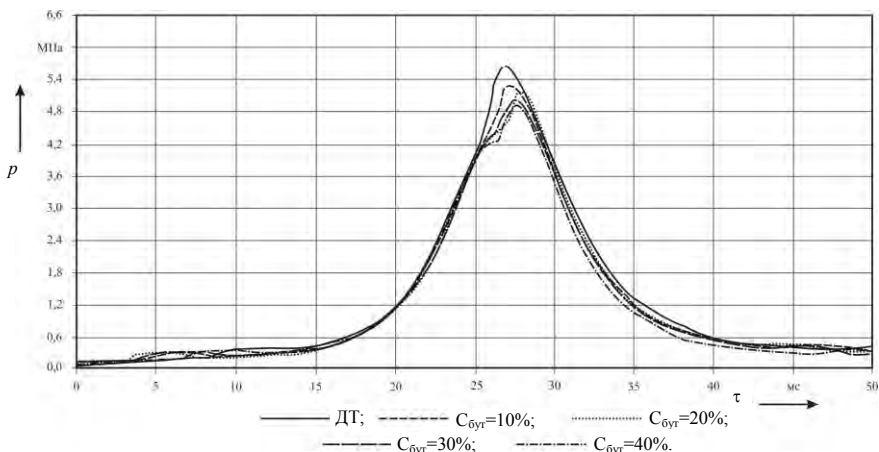


Рис. 5.6 – Индикаторные диаграммы при работе на дизельном топливе и его смесях с бутанолом при степени сжатия 20 (без регулировки цикловой подачи топлива)

Необходимо отметить устойчивый характер работы установки на всех смесях для выбранных степеней сжатия.

Приведенные зависимости показывают, что отличаются процессы сгорания при использовании не только смесевого топлива, но и при разных значениях степени сжатия. Так при использовании дизельного топлива максимальное давление сгорания при степенях сжатия 18 и 20 выше на 7,7 и 11,2% по сравнению p_z при ϵ равной 16. Рост величины p_z обусловлен не только увеличением давления конца сжатия, вызванным повышением ϵ , но и ранним воспламенением смеси.

Средняя скорость нарастания давления ($\Delta p/\Delta t$) по мере увеличения степени сжатия возрастает, так при ϵ равной 16 этот показатель равен 0,72 МПа/мс, при ϵ равной 18- 0,82 МПа/мс и при ϵ равной 20 - 0,9 МПа/мс.

По мере увеличения содержания бутанола в смеси происходит снижение максимального давления сгорания, так при его концентрации в смеси 10% и степени сжатия 16 оно на 3% ниже, чем при применении дизельного топлива. При степенях сжатия 18 и 20 снижение максимального давления составляет $\sim 7\%$. Причем для 30 и 40% смеси при рассматриваемых степенях сжатия процесс сгорания начинается после ВМТ.

Интенсивность снижения ρ_z с ростом содержания бутанола в смеси возрастает. При 40% концентрации бутанола в смеси уменьшение максимального давления при степенях сжатия 16, 18 и 20 соответственно составляет 46,8; 22,1 и 14,9%.

Средняя скорость нарастания давления также снижается по мере увеличения содержания бутанола в смеси. При работе установки на 10% смеси $\Delta p/\Delta t$ для степеней сжатия 16, 18 и 20 соответственно равна 0,53, 0,56 и 0, 0,71 МПа/мс. При использовании 40% смеси в качестве моторного топлива величина $\Delta p/\Delta t$ снижается и для степеней сжатия 16, 18 и 20 соответственно равна 0,29, 0,33 и 0,52 МПа/мс.

На уменьшение максимального давления сгорания оказывает влияние ряд факторов: меньшие теплотворности смесевых топлив, чем дизельного топлива, уменьшение цикловой подачи топлива и увеличение периода задержки воспламенения топлива.

Перевод установки на смесевые топлива привел к уменьшению цикловой подачи топлива. Например, время расхода 13 см³ смеси, содержащей 40% бутанола, составляет 2 мин и 12 с, что существенно превышает технологический норматив в 1 мин.

Период задержки воспламенения (θ) в случае применения 10% смеси дизельного топлива и бутанола практически не отличается от случая использования дизельного топлива. Наибольшая разность в значениях θ (более 2 мс) при использовании дизельного топлива и его смеси, содержащей 40% бутанола наблюдается при ϵ равной 16. Увеличение степени сжатия несколько уменьшает величину θ и при степенях сжатия 18 и 20 разность θ , соответствующих работе на дизельном топливе и его смеси, содержащей 40% бутанола, составляет соответственно 1,8 и 1,7 мс. При степени сжатия 20 для 30 и 40% смесей различий в θ практически не наблюдается. Увеличение θ по мере роста концентрации бутанола обусловлено уменьшением цетанового числа смесевых топлив.

Происходящее сокращение разности ρ_z , получаемых при использовании дизельного топлива и его смесей с бутанолом, с ростом ϵ обусловлено уменьшением θ .

Результаты исследований при одинаковой цикловой подаче топлива приведены на рисунках 5.7...5.9.

В случае использования 10% смеси дизельного топлива с бутанолом потребовалась незначительная корректировка цикловой по-

дачи топлива, в этом случае величина ρ_z практически не изменилась. По сравнению с работой без регулировок величина ρ_z при использовании смесей, содержащих более 10% бутанола, выросла.

В случае применения 40% смеси дизельного топлива с бутанолом рост ρ_z для степени сжатия 16 составляет 19,3%, ε равной 18 – 16,8% и ε равной 20 – 5,1%.

После корректировки цикловой подачи топлива скорость нарастания давления возрастает, для смеси содержащей 10% бутанола этот показатель для ε равных 16, 18 и 20 соответственно равен 0,93, 0,63, 0,57 МПа/мс. Величина $\Delta p/\Delta t$ для 40% смеси при ε равной 16 соответствует 0,39 МПа/мс, при ε равной 18 – 0,65 МПа/мс, при ε равной 20 – 0,68 МПа/мс.

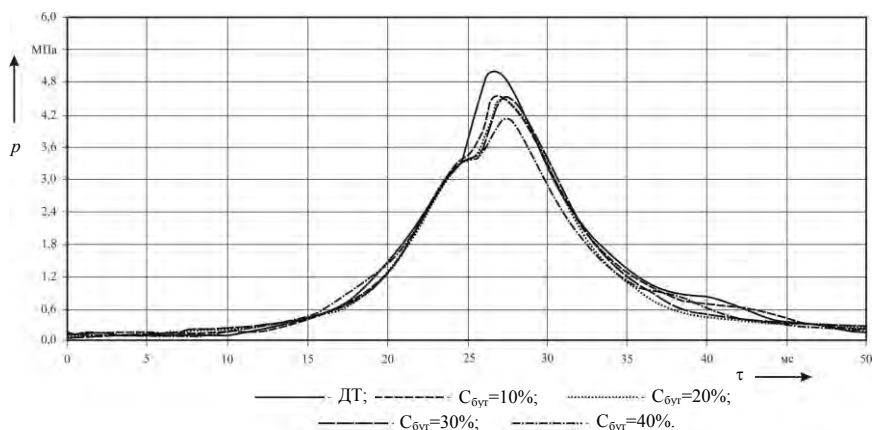


Рис. 5.7 – Индикаторные диаграммы при работе на дизельном топливе и его смесях с бутанолом при степени сжатия 16 (с регулировкой цикловой подачи топлива)

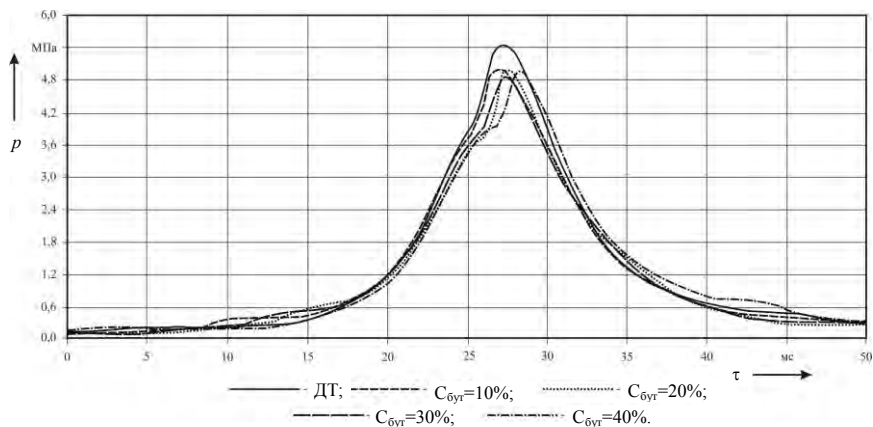


Рис. 5.8 – Индикаторные диаграммы при работе на дизельном топливе и его смесях с бутанолом при степени сжатия 18 (с регулировкой цикловой подачи топлива)

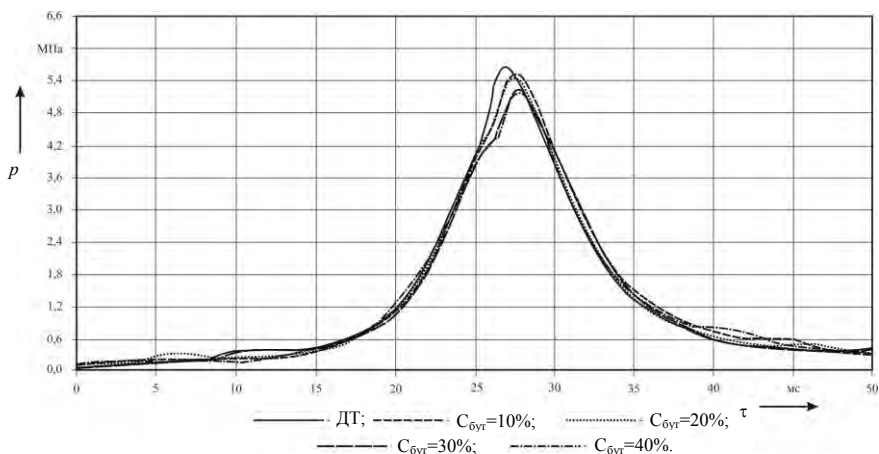


Рис. 5.9 – Индикаторные диаграммы при работе на дизельном топливе и его смесях с бутанолом при степени сжатия 20 (с регулировкой цикловой подачи топлива)

Период задержки воспламенения снижается по мере увеличения степени сжатия и возрастает с увеличением концентрации этанола в смеси. Для смеси, содержащей 10% бутанола в случае ϵ равной 16 величина θ на 1,8 мс больше, чем при использовании дизельного топлива. По мере увеличения степени сжатия эта разница практи-

чески исчезает. Для смесей с большей концентрацией бутанола тенденция сокращения разности периодов задержки воспламенения смесевых и дизельных топлив сохраняется, максимальная разность соответствует работе на 40% смеси.

5.5 Работа на смесях метилового эфира жирных кислот рапсового масла с бутанолом

В соответствии с программой исследований были получены индикаторные диаграммы, соответствующие рабочему процессу, протекающему при использовании МЭРМ и его смесей с бутанолом и различных степенях сжатия (рисунки 5.10...5.12). Работа установки на МЭРМ и его смесях, содержащих до 40% бутанола, была устойчивой при всех выбранных степенях сжатия.

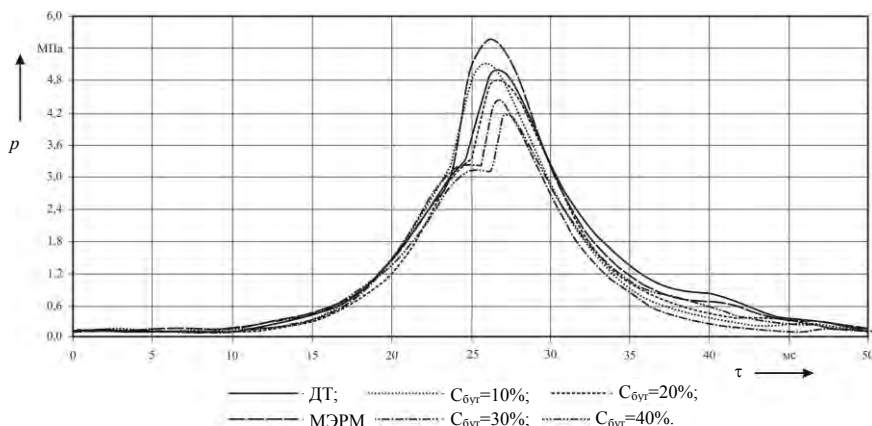


Рис. 5.10 – Индикаторные диаграммы при работе на смесях МЭРМ с бутанолом при степени сжатия 16

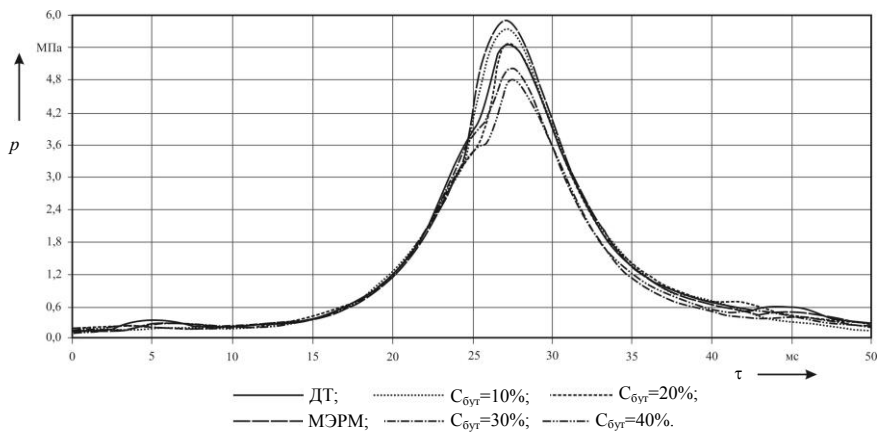


Рис. 5.11 – Индикаторные диаграммы при работе на смесях МЭРМ с бутанолом при степени сжатия 18

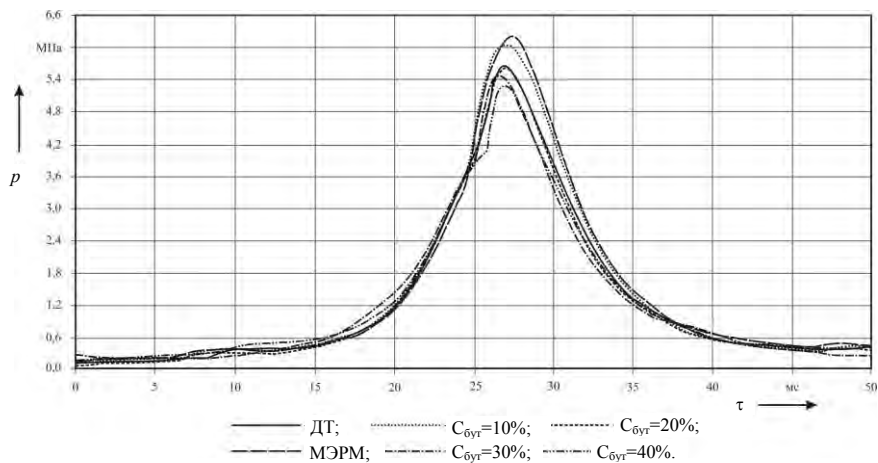


Рис. 5.12 – Индикаторные диаграммы при работе на смесях МЭРМ с бутанолом при степени сжатия 20

Перевод установки на МЭРМ привел к почти двукратному увеличению цикловой подачи топлива (13 см³/мин было израсходовано за 37 с.) и раннему впрыску топлива. Поэтому исследования на регулировках, обеспечивающих требуемый технологический расход

дизельного топлива и соответствующий момент начала впрыска топлива, не проводились.

Увеличение цикловой подачи топлива и ранний впрыск топлива обусловлены более высокой кинематической вязкостью МЭРМ ($8 \text{ мм}^2/\text{с}$), чем дизельного топлива ($3,8 \text{ мм}^2/\text{с}$). Повышение концентрации бутанола в смеси, ведет к снижению кинематической вязкости смесового топлива, однако, цикловые подачи смесей, содержащих 10 и 20% бутанола, были выше, чем дизельного топлива.

Полученные результаты показывают, что для выбранных степеней сжатия, максимальное давление сгорания при работе установки на МЭРМ и его смеси, содержащей 10% бутанола, выше, чем в случае использования дизельного топлива. Для ϵ равной 16 это превышение составляет для МЭРМ 11,5%, 10% смеси 2,4%. Если степень сжатия равна 18 ρ_z выше по сравнению с работой на дизельном топливе в случае применения МЭРМ на 8,3% и на 6% для 10% смеси. Для ϵ равной 20 максимальное давление сгорания выше для МЭРМ на 9,8% и на 6,8% для 10% смеси.

В случае применения смеси, содержащей 20% бутанола, процесс сгорания мало отличается от сгорания дизельного топлива и величины ρ_z для оцениваемых топлив практически равны.

При работе установки на смесях, содержащих 30 и 40% бутанола, максимальное давление сгорания ниже, для степени сжатия 16 соответственно на 12 и 20%, для ϵ равной 18 – на 17 и 19%, для ϵ равной 20 – на 3,5 и 7,8%.

Более высокие значения максимального давления сгорания при использовании МЭРМ и смеси, содержащей 10% бутанола, обусловлены рядом факторов: более высокие по сравнению с дизельным топливом давления впрыскивания, плотность и цетановое число. Большие давление впрыскивания и плотность МЭРМ и его 10% смеси обуславливают сокращение продолжительности топливоподачи, а высокие значения цетанового числа сокращают период задержки воспламенения. В результате, не смотря на меньшие чем у дизельного топлива теплотворность, к приходу поршня в ВМТ при сгорании эфира и 10% смеси выделяется больше теплоты, чем при сгорании дизельного топлива, что и определяет большие значения давления сгорания при использовании этих топлив.

По мере увеличения ε разность в периоде задержки воспламенения сокращается. При степени сжатия 16 МЭРМ и 10% смесь воспламеняются на 1...1,5 мс раньше, чем дизельное топливо. Смеси, содержащие 30 и 40% бутанола, наоборот воспламеняются на 1...1,5 мс позже. Для 20% смеси и дизельного топлива периоды задержки воспламенения совпадают. При степени сжатия равной 18 разности θ , полученных при использовании МЭРМ и его смесей с бутанолом с одной стороны и дизельного топлива с другой сокращаются. Увеличение периода задержки воспламенения с ростом концентрации бутанола в смеси связано со снижением цетанового числа смесевоего топлива.

Относительно высокое количество теплоты, выделяющееся до прихода поршня в ВМТ при сгорании МЭРМ и 10% смеси способствуют росту средней скорости нарастания давления. Для МЭРМ с ростом степени сжатия $\Delta p/\Delta t$ снижается с 1 до 0,9 МПа/мс. Для смеси, содержащей 10% бутанола, средняя скорость нарастания давления ниже и уменьшается с 0,93 до 0,85 МПа/мс. Величины $\Delta p/\Delta t$, соответствующие работе установки на смеси с 20% бтанола для выбранных степеней сжатия близки величинам, полученным при работе на дизельном топливе.

5.6 Показатели процесса сгорания при использовании смесей МЭРМ и этанола

Выполнено индицирование установки ИТ9-3М, работающей на дизельном топливе, МЭРМ и на смесях МЭРМ и этанола при степенях сжатия 16, 18 и 20. Полученные индикаторные диаграммы показаны на рисунках 5.13...5.15.

Работа установки носила устойчивый характер, кроме случаев применения смеси, содержащей 40% этанола на степенях сжатия 16 и 18 и на 30% смеси при ε равной 16. Представленные на рисунках диаграммы были отобраны из нескольких последовательно зафиксированных диаграммы, имеющих различные значения величины ρ_z (показаны диаграммы с максимальными ρ_z).

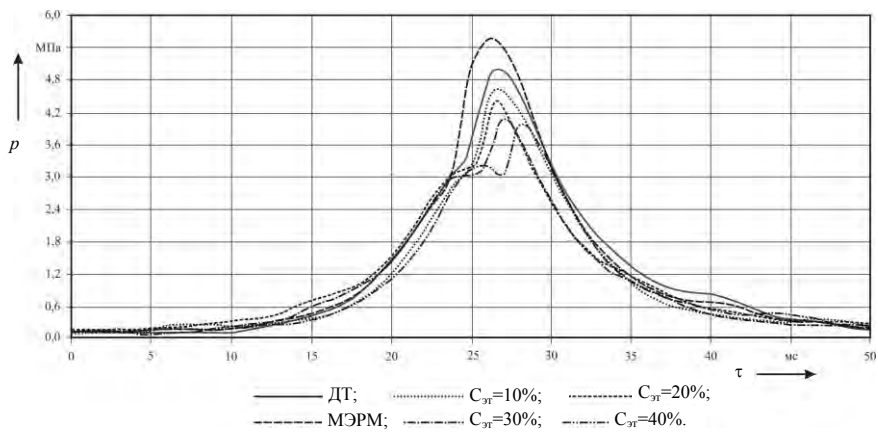


Рис. 5.13 – Индикаторные диаграммы при работе на смесях МЭРМ с этанолом при степени сжатия 16

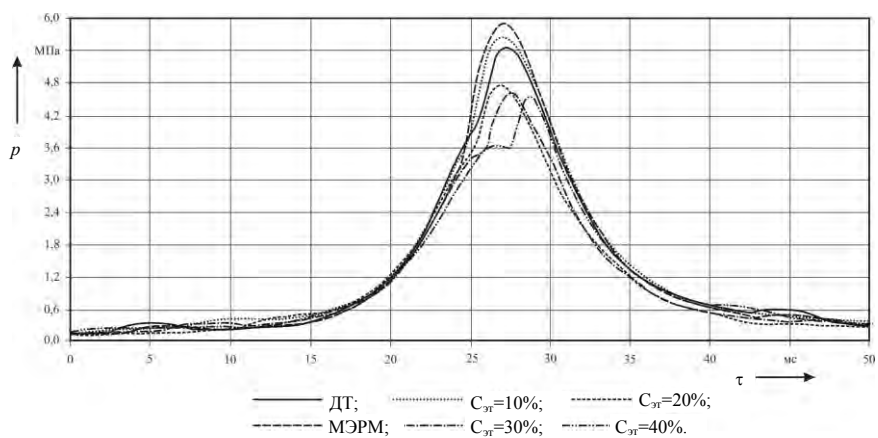


Рис. 5.14 – Индикаторные диаграммы при работе на смесях МЭРМ с этанолом при степени сжатия 18

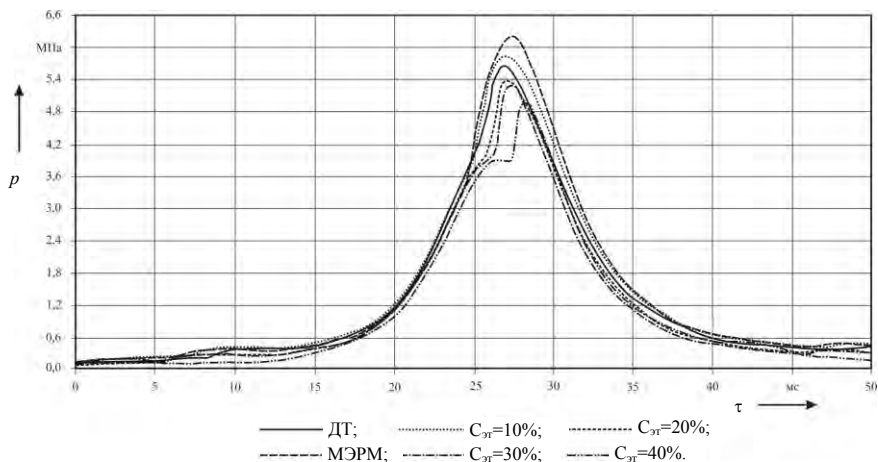


Рис. 5.15 – Индикаторные диаграммы при работе на смесях МЭРМ с этанолом при степени сжатия 20

Как и в случае применения смесей МЭРМ с бутанолом при работе на смесях с этанолом потребовалась корректировка цикловой подачи топлива и угла опережения впрыскивания.

Добавка к МЭРМ этанола ведет к снижению величины ρ_z . Наибольшее отличие значений ρ_z получено при степени сжатия 16. Так при содержании в смеси 10% этанола величина ρ_z становится ниже на 20% при степени сжатия 16 и на 6,5% при ϵ равной 20. Для смеси, содержащей 40% этанола, эта разность давлений более значительна. При ϵ равной 16, 18 и 20 ρ_z соответственно на 40, 30 и 25% ниже, чем при использовании МЭРМ.

В сравнении с работой на дизельном топливе величина ρ_z также оказывается ниже, за исключением работы на 10% смеси при степенях сжатия 18 и 20. В этом случае максимальное давление сгорания на 3...3,5% превышает значения ρ_z , полученные при работе на дизельном топливе.

Уменьшение максимального давления сгорания при использовании смесей МЭРМ и этанола происходит более интенсивно в сравнении с работой на смесях МЭРМ и бутанола. Это обуславливается более быстрым снижением, по мере роста концентрации этанола в смеси, теплотворности, плотности, кинематической вязкости и цетанового числа. В результате увеличиваются продолжительность

топливоподачи и период задержки, что приводит к уменьшению количества теплоты, выделившейся до прихода поршня в ВМТ.

Период задержки воспламенения топлива для смеси, содержащей 10% этанола, примерно такой же, как и у дизельного топлива. По мере увеличения концентрации этанола в смеси этот показатель увеличивается, при степени сжатия 16 на 0,7 мс для 20% и на 2,5 мс для 40% смеси. Повышение степени сжатия несколько уменьшает эту разность.

Средняя скорость нарастания давления, несмотря на увеличение периода задержки воспламенения оказывается ниже, чем при использовании дизельного топлива. Это обусловлено как снижением теплотворности смеси, так и переносом сгорания значительной части цикловой подачи топлива на процесс расширения.

Величина $\Delta p/\Delta t$ при использовании 10% смеси незначительно отличается от значений, полученных для дизельного топлива при различных степенях сжатия. По мере роста концентрации этанола в смеси $\Delta p/\Delta t$ снижается с 0,83 МПа/мс для 10% до 0,67 МПа/мс для 40% при степени сжатия равной 16. Увеличение степени сжатия несколько уменьшает $\Delta p/\Delta t$ для 10% смеси, но повышает для смесей с более высокими концентрациями этанола в смеси. В результате разность $\Delta p/\Delta t$ сокращается, этот показатель для 10% смеси при степени сжатия 18 составляет 0,82 МПа/мс, а для 40% смеси 0,76 МПа/мс.

Эти изменения связаны с уменьшением периода задержки воспламенения. В результате для 10% смеси уменьшение θ ведет к снижению количества топлива испарившегося за период задержки воспламенения, а для смесей с более высокой концентрацией способствует сгоранию большего количества топлива до прихода поршня в ВМТ.

6 РАСЧЕТНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДВИГАТЕЛЯ С ИСКРОВОМ ЗАЖИГАНИЕМ ПРИ РАБОТЕ НА СМЕСЯХ БЕНЗИНА С БУТАНОЛОМ

Оценка влияния состава смеси бензина с бутанолом на параметры рабочего процесса проводилась для скоростных режимов соответствующих максимальной мощности (частота вращения коленчатого вала $n = 4500 \text{ мин}^{-1}$), максимальному крутящему моменту ($n=2500 \text{ мин}^{-1}$).

Исследования проводились в два этапа.

На первом этапе постоянным поддерживался часовой расход топлива.

На втором этапе исследования проводились при постоянной мощности двигателя. Для поддержания мощности изменялся часовой расход смесового топлива.

Оценочными показателями работы двигателя приняты: среднее индикаторное давление цикла p_i , удельный индикаторный расход топлива g_i , максимальные давление и температура процесса, дифференциальная и интегральная характеристики тепловыделения.

6.1 Влияние состава смесового топлива на показатели рабочего процесса на режиме максимальной мощности

6.1 Расчет рабочего процесса при постоянном часовом расходе топлива

В таблице 6.1 приведены исходные данные для режима максимальной мощности.

Таблица 6.1 – Исходные данные для расчета

Параметр	Значение
1	2
Частота вращения коленчатого вала двигателя, мин^{-1}	4500
Степень сжатия	8,2
Коэффициент остаточных газов	0,1
Коэффициент наполнения	0,75
Угол начала воспламенения, град	350
Температура остаточных газов, К	900

Окончание табл. 6.1

1	2
Давление окружающей среды, МПа	0,1
Температура окружающей среды, К	298
Коэффициент в формуле Вибе	6,908
Допустимая абсолютная погрешность расчета	0,01
Плотность бензина, кг/м ³	750
Плотность бутанола, кг/м ³	810
Массовая доля углерода в бензине	0,865
Массовая доля водорода в бензине	0,135
Массовая доля кислорода в бензине	0
Массовая доля углерода в бутаноле	0,649
Массовая доля водорода в бутаноле	0,135
Массовая доля кислорода в бутаноле	0,216
Низшая теплота сгорания бензина, кДж/кг	43500
Низшая теплота сгорания бутанола, кДж/кг	33100

Расчетные исследования рабочего процесса проводились при использовании следующих топлив: бензина и смесей бензина с бутанолом при содержании бутанола в смесях по объему: 4; 8; 12; 16; 20; 24; 28; 32%.

Часовой расход топлива задавался равным 20 кг/ч. При этом коэффициент избытка воздуха при применении бензина был равен 0,95.

Показатель характера сгорания принимался равным 0,5 и в процессе расчета для бензина и всех составов смесевого топлива оставался постоянным.

Условная продолжительность сгорания определялась для каждого состава смесевого топлива в зависимости от коэффициента избытка воздуха, который изменяется при добавлении бутанола имеющего высокое содержание кислорода [38, 40, 42, 53, 54].

Была использована регрессионная зависимость продолжительности сгорания φ_z от коэффициента избытка воздуха α для режима максимальной мощности двигателя:

$$\varphi_z = 267,915 - 353,757 \cdot \alpha + 152,857 \cdot \alpha^2. \quad (6.1)$$

График этой зависимости показан на рисунке 6.1.

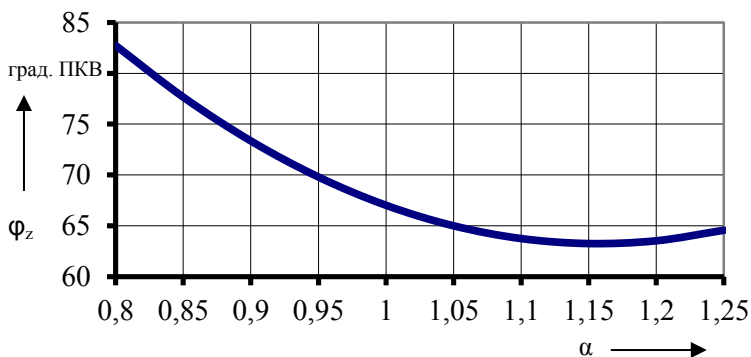


Рис. 6.1 – Зависимость продолжительности сгорания от коэффициента избытка воздуха ($n = 4500 \text{ мин}^{-1}$)

Из рисунка 6.1 видно, что с ростом коэффициента избытка воздуха продолжительность сгорания сначала падает (до $\alpha \sim 1,15$), а затем начинает расти.

В таблице 6.2 представлены показатели рабочего процесса при различном содержании бутанола в смесевом топливе по объему.

Таблица 6.2 – Показатели рабочего процесса при постоянном часовом расходе ($n = 4500 \text{ мин}^{-1}$)

№, п/п	$\Delta_{\text{вбвт}}$	p_i , МПа	g_i , г/(кВт·ч)	p_{max} , МПа	T_{max} , К	α
1	0	1,088	199,3	4,707	2860,1	0,950
2	4	1,079	201,0	4,696	2849	0,957
3	8	1,07	202,8	4,681	2837,1	0,966
4	12	1,06	204,6	4,666	2825,5	0,976
5	16	1,051	206,4	4,651	2813,5	0,986
6	20	1,042	208,2	4,636	2801,2	0,996
7	24	1,033	210,0	4,621	2786,2	1,007
8	28	1,024	211,9	4,604	2769,4	1,017
9	32	1,015	213,8	4,587	2752,5	1,028

В таблице: $\Delta_{\text{вбвт}}$ - содержание бутанола в смесевом топливе по объему.

При увеличении содержания бутанола в смесевом топливе среднее индикаторное давление, максимальное давление цикла и максимальная температура цикла уменьшаются, а индикаторный расход топлива растет. Это связано со снижением низшей теплоты сго-

рания смесового топлива и увеличением коэффициента избытка воздуха с ростом содержания бутанола в смесовом топливе.

Например, при использовании 12% смесового топлива среднее индикаторное давление цикла падает на 2,57%, максимальное давление цикла – на 0,87%, максимальная температура цикла – на 1,21%, а удельный индикаторный расход увеличивается на 2,63% по сравнению с этими показателями при работе на бензине. Для 20% смесового топлива p_i , p_{max} , T_{max} снижаются соответственно на 4,23%, 1,51%, 2,06%, а g_i возрастает на 4,46%.

Далее по результатам расчета были построены индикаторные диаграммы и зависимости изменения температуры газов в цилиндре, дифференциальные и интегральные характеристики выгорания для бензина и смесового топлива с содержанием бутанола по объему 12 и 20 %. (рисунки 6.2...6.5).

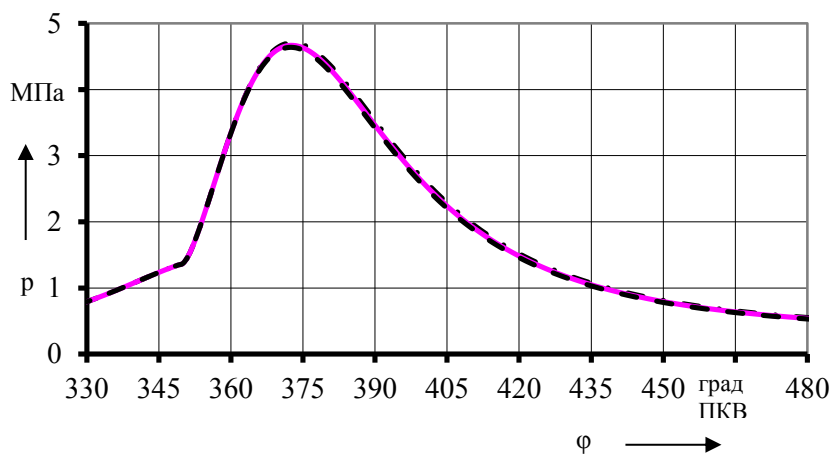


Рис. 6.2 – Индикаторные диаграммы двигателя на режиме максимальной мощности при работе на бензине и смесовых топливах:

— · — бензин, ————— 12% смесовое топливо, — — — 20% смесовое топливо

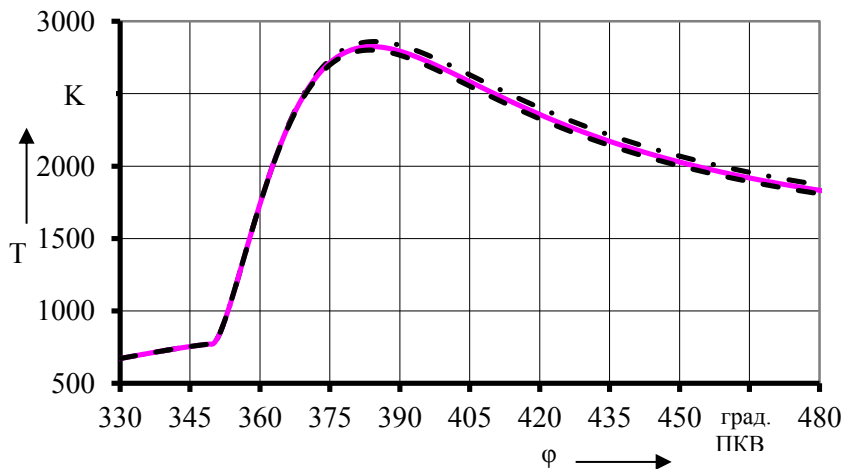


Рис. 6.3 – Изменения температуры газов в цилиндре двигателя на режиме максимальной мощности при работе на бензине и смесевых топливах:

· · · бензин, — 12% смесевое топливо, - - - 20% смесевое топливо

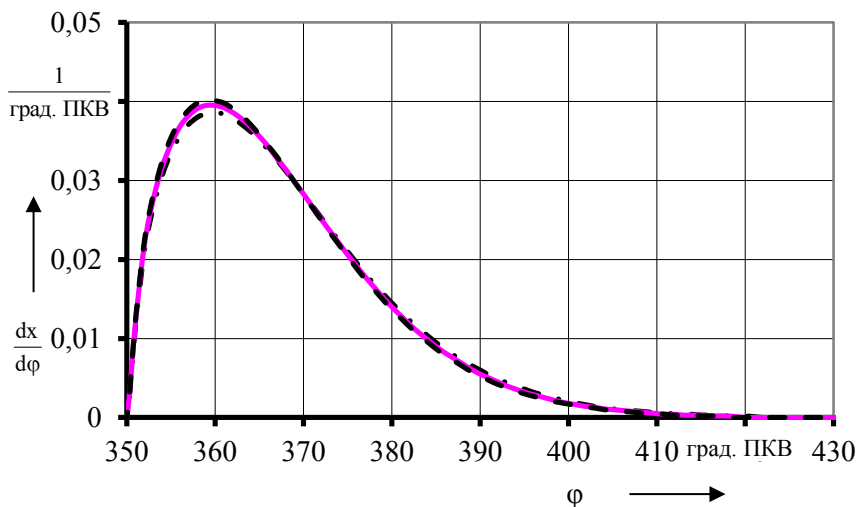


Рис. 6.4 – Дифференциальные характеристики выгорания топлива на режиме максимальной мощности при работе на бензине и смесевых топливах:

· · · бензин, — 12% смесевое топливо, - - - 20% смесевое топливо

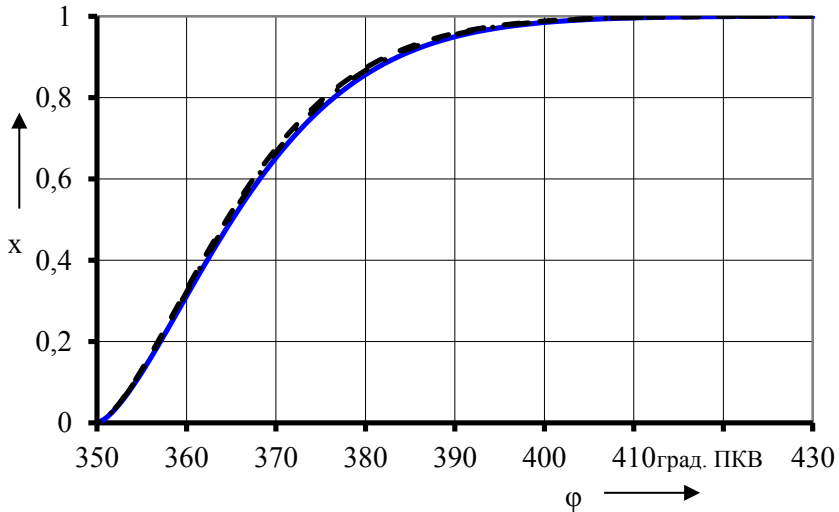


Рис. 6.5 – Интегральные характеристики выгорания топлива на режиме максимальной мощности при работе на бензине и смесевых топливах:

— · — бензин, — 12% смесевое топливо, — — 20% смесевое топливо

Как видно из рисунка 6.2 существенных различий в индикаторных диаграммах нет. С ростом содержания бутанола в смесевом топливе текущие давления газов в цилиндре уменьшаются. Для 12% смесевого топлива максимальное давление газов несколько меньше, чем для бензина и составляет 4,67 МПа.

Увеличение количества бутанола в смесевом топливе приводит к падению температуры газов в цилиндре, при этом наибольшее различие в падении наблюдается на участке после достижения температурой своего максимума (рисунок 6.3). Температура для разного состава смесевого топлива достигает своего максимума практически при одном и том же угле поворота коленчатого вала.

Изменение дифференциальной и интегральной характеристики выгорания топлива при добавлении бутанола незначительно (рисунки 6.4, 6.5). В дифференциальных характеристиках наибольшее различие наблюдается в области их максимумов. При этом дифференциальная характеристика выгорания 20% смесевого топлива вначале проходит выше остальных двух, а затем – ниже. С ростом содержания бутанола в смесевом топливе максимальная скорость

сгорания возрастает для данного режима. Это связано с тем, что условная продолжительность сгорания с увеличением содержания бутанола в смесевом топливе снижается из-за роста коэффициента избытка воздуха, вызванного увеличением концентрации бутанола.

6.1.2 Расчет рабочего процесса при постоянной мощности двигателя

Для каждого из исследуемых смесевых топлив изменялся часовой расход до получения максимальной мощности двигателя, соответствующей мощности при работе на бензине.

В таблице 6.3 представлены значения удельного индикаторного расхода топлива и максимальной температуры цикла при различном содержании бутанола в смесевом топливе по объему.

Таблица 6.3 – Показатели рабочего процесса при постоянной мощности

№, п/п	$\Delta_{\text{вбт}}$	$g_i, \text{ г}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$	$T_{\text{max}}, \text{ К}$
1	0	199,3	2860,1
2	4	201,4	2857,2
3	8	203,4	2854,4
4	12	205,5	2851,6
5	16	207,7	2848,8
6	20	209,8	2845,9
7	24	212,0	2842,9
8	28	214,2	2839,9
9	32	216,5	2836,9

С ростом содержания бутанола в смесевом топливе удельный индикаторный расход увеличивается, что при постоянной мощности соответствует росту часового расхода топлива, максимальная температура цикла падает. Характер изменения этих показателей аналогичен их протеканию, полученному при постоянном расходе топлива.

Для 12% и 20% смесевое топлива удельный индикаторный расход (часовой расход топлива) увеличивается на 3,12%, 5,27%, а максимальная температура цикла падает на 0,3%, 0,5% соответственно по сравнению с этими показателями для бензина.

Характер изменения текущего давления и температуры газов в цилиндре и характеристик тепловыделения практически не менялся при изменении состава топлива в исследованном диапазоне.

6.2 Влияние состава смесового топлива на параметры рабочего процесса на режиме максимального крутящего момента

6.2.1 Параметры рабочего процесса при постоянном часовом расходе топлива

Расчетные исследования рабочего процесса двигателя проводятся для тех же составов смесового топлива, как и для режима максимальной мощности.

Условная продолжительность сгорания определяется по регрессионной зависимости, полученной на основании данных приведенных в работах [38, 40, 42, 53, 54], для режима максимального крутящего момента:

$$\varphi_z = 218,953 - 289,157 \cdot \alpha + 124,952 \cdot \alpha^2. \quad (6.2)$$

На рисунке 6.6 показан график этой регрессионной зависимости.

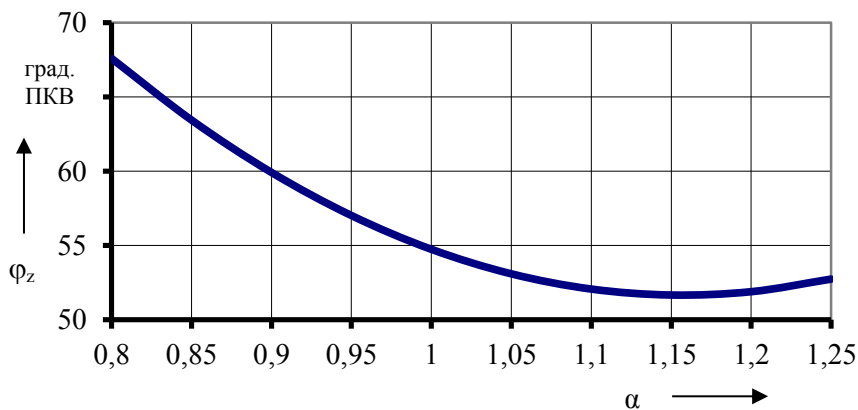


Рис. 6.6 – Зависимость условной продолжительности сгорания от коэффициента избытка воздуха для режима максимального крутящего момента

В таблице 6.4 представлены показатели рабочего процесса при различном содержании бутанола в смесовом топливе по объему при 228

часовом расходе, соответствующему максимальному крутящему моменту на бензине.

Таблица 6.4 – Показатели рабочего процесса при постоянном часовом расходе ($n = 2500 \text{ мин}^{-1}$)

№, п/п	$\Delta_{\text{вбут}}$	$P_{\text{и}}$ МПа	g_i г/(кВт·ч)	P_{max} , МПа	T_{max} , К	α
1	0	1,139	206,7	5,12	2953,0	0,900
2	4	1,129	208,5	5,1	2940	0,905
3	8	1,119	210,3	5,087	2928,6	0,914
4	12	1,11	212,2	5,071	2916,3	0,923
5	16	1,1	214,1	5,057	2904,8	0,933
6	20	1,09	216,0	5,04	2892,4	0,943
7	24	1,08	217,9	5,024	2880,3	0,952
8	28	1,071	219,9	5,008	2868,1	0,962
9	32	1,061	221,9	4,992	2855,7	0,972

При увеличении содержания бутанола в смесевом топливе среднее индикаторное давление (мощность двигателя), максимальное давление цикла и максимальная температура цикла уменьшаются, а удельный индикаторный расход топлива растет. Как и в предыдущем случае, это связано со снижением низшей теплоты сгорания смесевого топлива и увеличением коэффициента избытка воздуха рабочей смеси в цилиндре при увеличении содержания бутанола в смесевом топливе.

Использование 12% и 20% смесевое топлива приводит к падению среднего индикаторного давления сгорания на 2,55% и 4,3%, максимального давления цикла на 0,96% и 1,56%, максимальной температуры сгорания на 1,24% и 2,05%, а удельный индикаторный расход увеличивается на 2,67% и 4,5% соответственно по сравнению с этими показателями, полученными при бензине.

Для оценки влияния состава смесевое топлива на давление и температуру газов в цилиндре, а также на характер его сгорания, построены индикаторные диаграммы и графики изменения температуры газов в цилиндре, дифференциальные и интегральные характеристики выгорания для бензина и смесевое топлива с содержанием бутанола по объему 12 и 20%. Полученные зависимости идентичны графикам, представленным на рисунках 6.2...6.5.

Текущие давления в цилиндре двигателя при 12% смесевом топливе ниже, чем при бензине и выше, чем при 20% смесевом топливе. Однако существенного различия в индикаторных диаграммах не наблюдается. С увеличением содержания бутанола в смесевом топливе текущее давление газов в цилиндре снижается.

Температура газов в цилиндре для 20% смесевоего топлива ниже, чем для 12% смесевоего топлива и бензина. Наибольшее различие наблюдается после достижения температурой своего максимума, которого они достигают практически при одном и том же угле поворота коленчатого вала.

6.2.2 Параметры рабочего процесса при постоянном крутящем моменте двигателя

В таблице 6.5 представлены значения удельного индикаторного расхода топлива и максимальной температуры цикла при различном содержании бутанола в смесевом топливе по объему.

Таблица 6.5 – Параметры рабочего процесса при постоянном крутящем моменте

№, п/п	$\Delta_{\text{вбвт}}$	$g_i, \text{ г}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$	$T_{\text{max}}, \text{ К}$
1	0	206,7	2953,0
2	4	208,8	2949,5
3	8	210,9	2946,6
4	12	213,1	2943,6
5	16	215,3	2940,6
6	20	217,5	2937,5
7	24	219,8	2934,4
8	28	222,1	2931,3
9	32	224,4	2928,1

В рассматриваемом случае с увеличением содержания бутанола в смесевом топливе удельный индикаторный расход повышается (растет часовой расход топлива), а максимальная температура цикла падает.

Исходя из расчета, использование 12% и 20% смесевоего топлива приводит к увеличению удельного индикаторного расхода на 3,09%, 5,23%, а максимальная температура цикла падает на 0,32%, 0,52% соответственно по сравнению с этими показателями для бензина.

Например, для 12% смесового топлива удельный индикаторный расход увеличивается на 6,4 г/(кВт·ч) по сравнению с бензином.

По сравнению с результатами, полученными на режиме максимальной мощности, на рассматриваемом режиме получено не значительное увеличение удельного индикаторного расхода и падение максимальной температуры цикла.

7 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДВИГАТЕЛЯ С ИСКРОВОМ ЗАЖИГАНИЕМ ПРИ РАБОТЕ НА СМЕСЯХ БЕНЗИНА С БУТАНОЛОМ

Характеристики двигателя позволяют судить о возможности его использования для работы с конкретным потребителем. Применение топлив, отличающихся по своим физико-химическим свойствам от топлив на которых были получены характеристики заводом-изготовителем, может привести к заметному их изменению и в конечном счете сделать не возможным использование транспортного средства.

7.1 Испытательный стенд

Экспериментальные исследования проводились на двигателе ВАЗ–2110. Двигатель смонтирован на стенде (рисунок 7.1), оборудованном согласно ГОСТ 14846-81 «Двигатели автомобильные. Методы стендовых испытаний» [55].



Рис. 7.1 – Стенд для испытания двигателя

7.2 Условия и порядок проведения испытаний

Испытания двигателя проводились на бензине АИ- 92 и на смесях бензина с бутанолом при содержании бутанола в смесях по объему 10, 15, 20 и 30%.

Была снята серия частичных скоростных характеристик в диапазоне частот вращения коленчатого вала 1500...3600 мин⁻¹. Нагрузочные характеристики снимались при частоте вращения коленчатого вала 2500, 3000 и 3500 мин⁻¹.

Объем и порядок испытаний, а так же методика обработки экспериментальных данных определялись ГОСТ 14846-81. При проведении исследований на данном этапе штатные регулировки систем двигателя не изменялись.

7.3 Исследование показателей двигателя по нагрузочным характеристикам

При снятии нагрузочных характеристик на указанных смесях отмечалась устойчивая работа двигателя.

На рисунках 7.2...7.4 представлены зависимости температуры отработавших газов от эффективной мощности двигателя при его работе на исследуемых топливах.

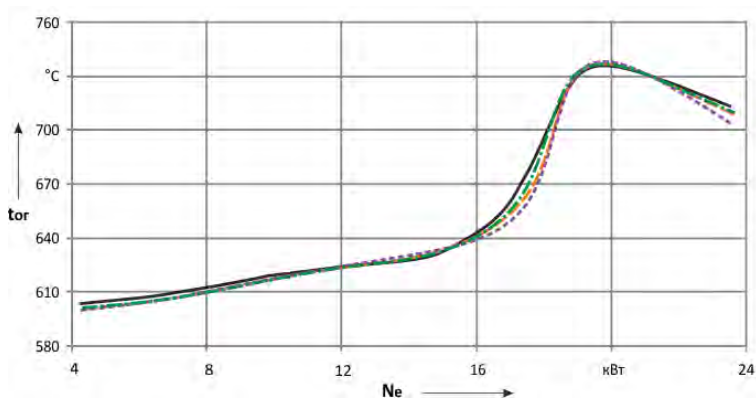


Рис. 7.2 – Зависимость температуры отработавших газов от эффективной мощности двигателя ($n=2500 \text{ мин}^{-1}$):

----- бензин; -.-.-.- 10% смесь; -.-.-.- 15% смесь; ———— 20% смесь

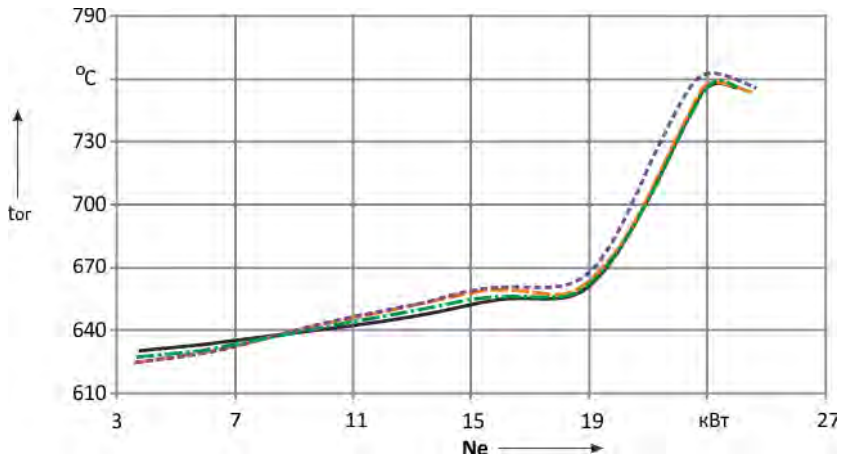


Рис. 7.3 – Зависимость температуры отработавших газов от эффективной мощности двигателя ($n=3000 \text{ мин}^{-1}$):
 – бензин; - - - - 10% смесь; - · - · - 15% смесь; — — — — 20% смесь

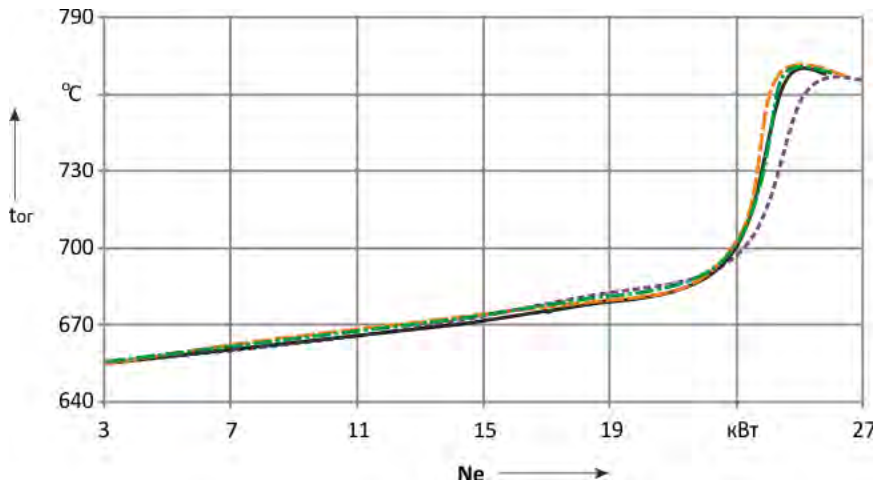


Рис. 7.4 – Зависимость температуры отработавших газов от эффективной мощности двигателя ($n=3500 \text{ мин}^{-1}$):
 – бензин; - - - - 10% смесь; - · - · - 15% смесь; — — — — 20% смесь

Как видно из представленных рисунков добавка бутанола к бензину оказывает незначительное влияние на температуру отработавших газов. При работе двигателя по нагрузочной характеристике на частотах вращения коленчатого вала 2500 и 3000 мин⁻¹ разница температур на выпуске до 15° (не более 2%). Вместе с тем при работе двигателя на частоте 3500 мин⁻¹ в мощностном диапазоне 23...27 кВт разность температур отработавших газов при работе двигателя на бензине и смесевых топливах достигает до 4%. Стабильные значения температуры свидетельствуют о нормальной работе двигателя на исследуемых смесях.

На рисунках 7.5...7.7 представлены зависимости часового расхода воздуха от эффективной мощности двигателя при его работе на смесевых топливах по нагрузочным характеристикам.

Увеличение концентрации бутанола в смеси приводит к снижению теплотворности топлива. Поддержание неизменной нагрузки на двигатель без регулировок системы питания в данном случае обеспечивается увеличением угла открытия дроссельной заслонки и, как следствие, количества свежего заряда.

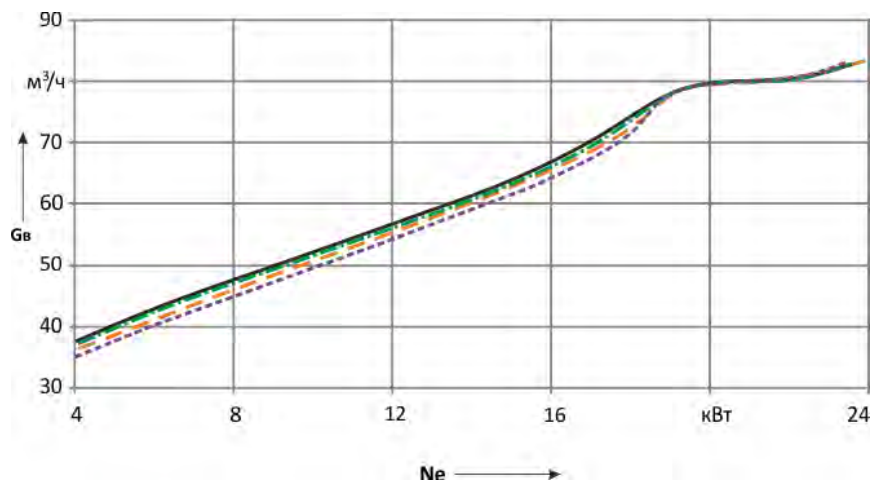


Рис. 7.5 – Зависимость часового расхода воздуха от эффективной мощности двигателя ($n=2500 \text{ мин}^{-1}$):

----- бензин; - - - - 10% смесь; ····· 15% смесь; ——— 20% смесь

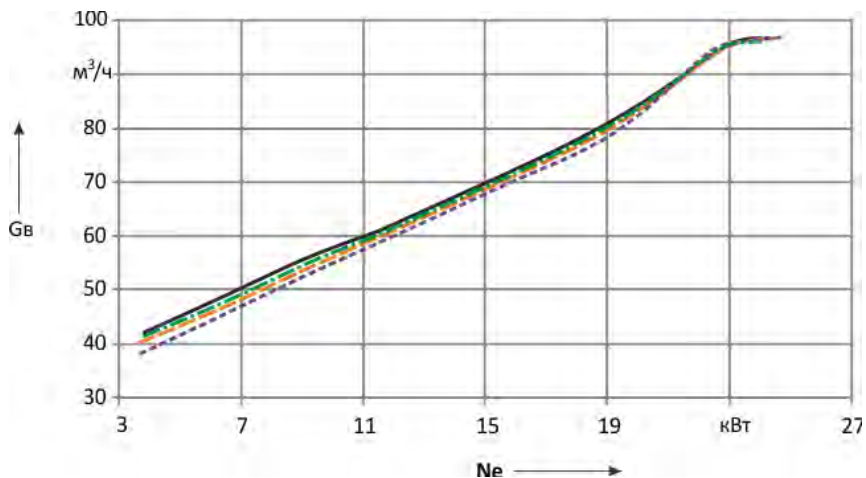


Рис. 7.6 – Зависимость часового расхода воздуха от эффективной мощности двигателя ($n=3000 \text{ мин}^{-1}$):

----- бензин; ----- 10% смесь; - · - · - 15% смесь; ———— 20% смесь

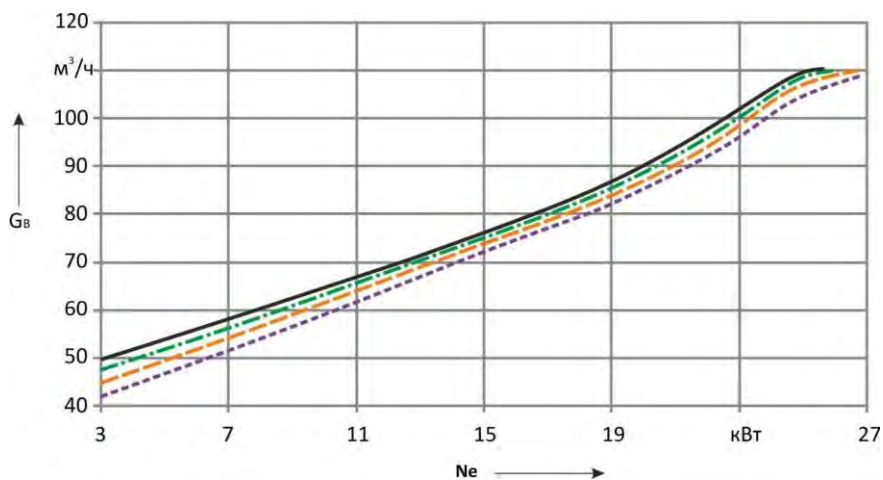


Рис. 7.7 – Зависимость часового расхода воздуха от эффективной мощности двигателя ($n=3500 \text{ мин}^{-1}$):

----- бензин; ----- 10% смесь; - · - · - 15% смесь; ———— 20% смесь

Как видно из представленных зависимостей наибольшая разница в значениях часового расхода воздуха достигается в областях малых

нагрузок и увеличивается при повышении частоты вращения коленчатого вала.

Так, применение топлива с добавкой 20% бутанола при частоте 2500 мин⁻¹ приводит к росту часового расхода воздуха до 3 м³/ч (~8%). В случае использования смеси с содержанием бутанола 10% эта разница не превышает 1–1,5 м³/ч (~ 3%).

При работе двигателя по нагрузочной характеристике ($n=3000$ мин⁻¹) разница в расходах воздуха составляет: для 20% смеси – 4 м³/ч (~ 10%), для 10% смеси – 2 м³/ч (~ 5%).

Увеличение частоты вращения коленчатого вала до 3500 мин⁻¹ приводит к повышению различий в расходе воздуха до 8 м³/ч (~ 16%) – для 20% смеси и 3 м³/ч (~ 7%) для 10% смеси.

Вид зависимости коэффициента наполнения по нагрузочным характеристикам для различных смесей (рисунок 7.8...7.10) аналогичен зависимости для часового расхода воздуха. Наибольшие значения коэффициента наполнения по сравнению с работой на бензине отмечаются в области малых нагрузок для смесей с концентрацией бутанола 20%.

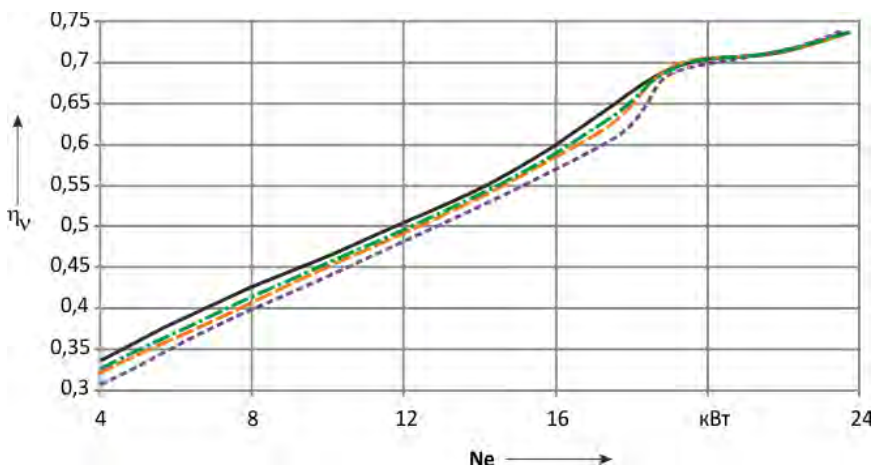


Рис. 7.8 – Зависимость коэффициента наполнения от эффективной мощности двигателя ($n=2500$ мин⁻¹):

----- бензин; -.-.- 10% смесь; -.-.- 15% смесь; — 20% смесь

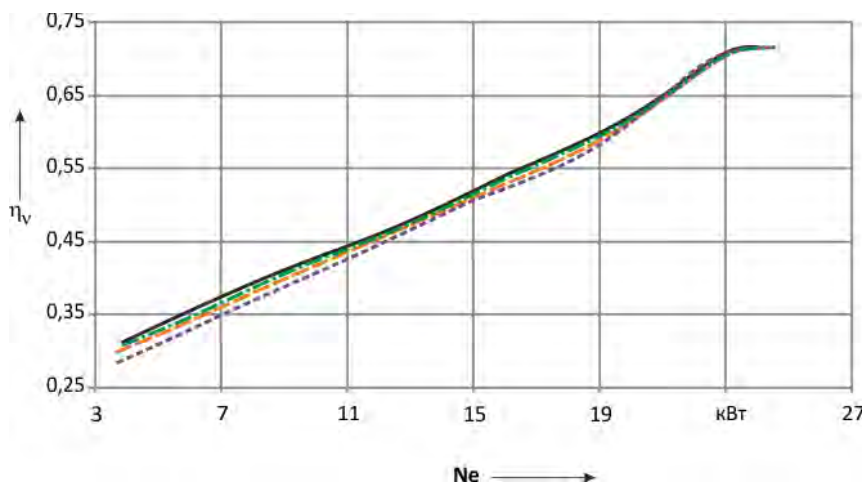


Рис. 7.9 – Зависимость коэффициента наполнения от эффективной мощности двигателя ($n=3000 \text{ мин}^{-1}$):

----- бензин; - - - 10% смесь; - · - · 15% смесь; ———— 20% смесь

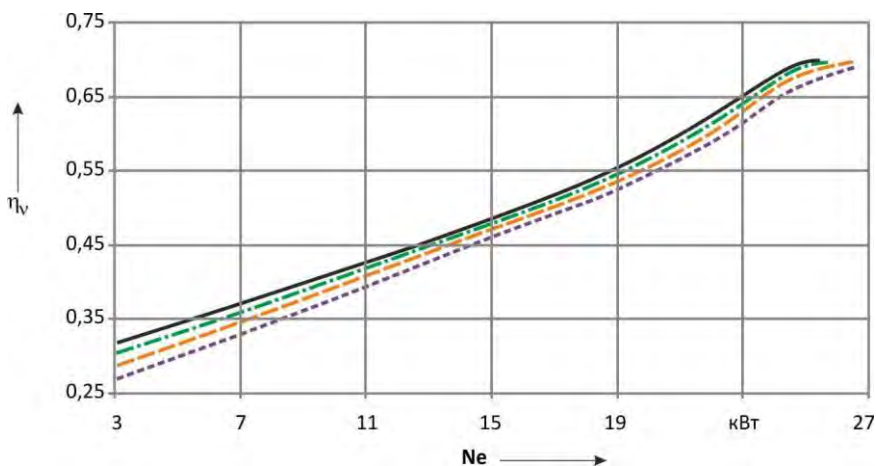


Рис. 7.10 – Зависимость коэффициента наполнения от эффективной мощности двигателя ($n=3500 \text{ мин}^{-1}$):

----- бензин; - - - 10% смесь; - · - · 15% смесь; ———— 20% смесь

На рисунках 7.11...7.13 представлены зависимости часового расхода топлива от эффективной мощности двигателя при его работе

на исследуемых топливах. Увеличение расхода топлива при повышении доли бутанола в смеси объясняется снижением теплотворности смеси с одновременным увеличением ее плотности.

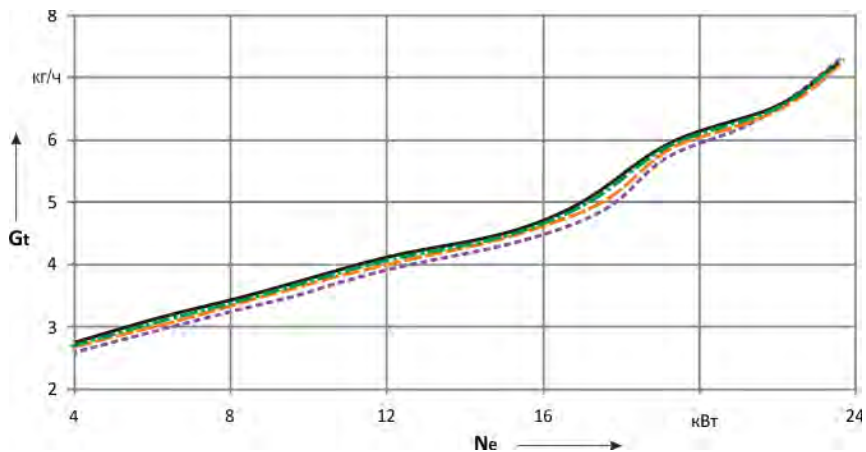


Рис. 7.11 – Зависимость часового расхода топлива от эффективной мощности двигателя ($n=2500 \text{ мин}^{-1}$):

----- бензин; -.-.-.- 10% смесь; ... 15% смесь; — 20% смесь

Как видно из рисунков добавка 10% бутанола к бензину не оказывает существенного влияния на увеличение расхода топлива необходимого для получения заданной мощности. При работе двигателя по нагрузочным характеристикам при частоте 2500 и 3000 мин^{-1} повышение расхода топлива не превышает 2%. С увеличением частоты вращения до 3500 мин^{-1} эта разница достигает 2,5%. При росте концентрации бутанола до 15%, увеличение часового расхода топлива для частот 2500 и 3000 мин^{-1} не превысит 2,5%, а для 3500 мин^{-1} – 3%.

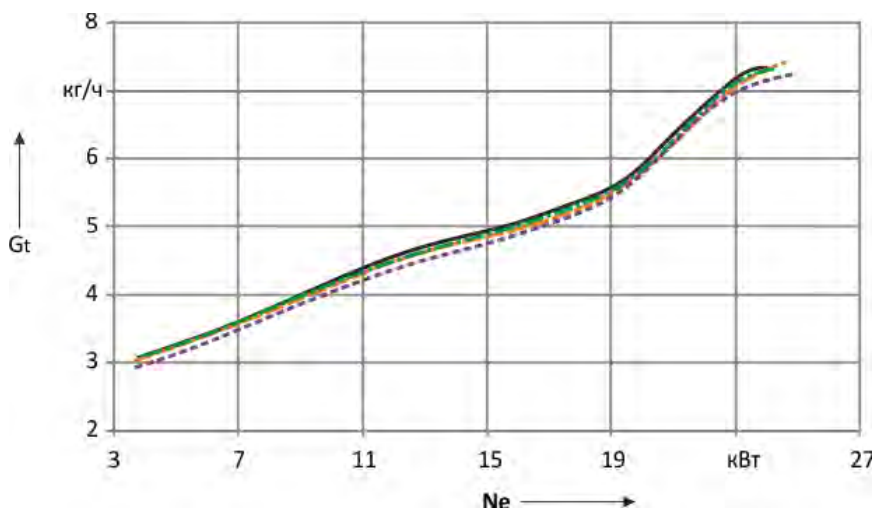


Рис. 7.12 – Зависимость часового расхода топлива от эффективной мощности двигателя ($n=3000 \text{ мин}^{-1}$):

----- бензин; - - - 10% смесь; - · - · 15% смесь; ———— 20% смесь

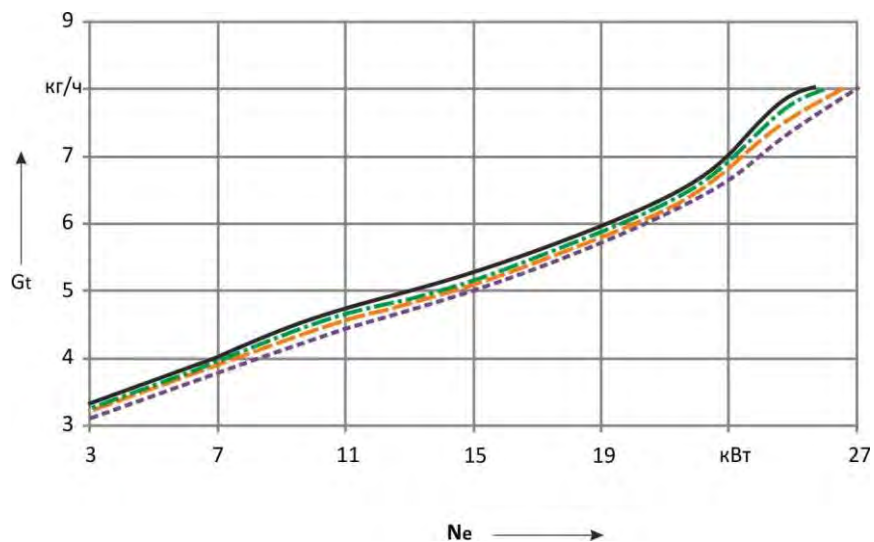


Рис. 7.13 – Зависимость часового расхода топлива от эффективной мощности двигателя ($n=3500 \text{ мин}^{-1}$):

----- бензин; - - - 10% смесь; - · - · 15% смесь; ———— 20% смесь

Более существенна разница при работе двигателя на 20% смеси. Часовой расход топлива на частотах 2500 и 3000 мин⁻¹ становится примерно на 3...4% выше, чем при работе на бензине. При работе двигателя на частоте 3500 мин⁻¹ увеличение часового расхода топлива достигает 5%.

Как видно из рисунков 7.14...7.15 рост удельного эффективного расхода топлива для смеси с содержанием бутанола 10% по нагрузочным характеристикам не превышает 2...2,5%.

Увеличение концентрации бутанола в смеси до 15% приводит к увеличению удельного эффективного расхода топлива в среднем на 3%.

Для смеси с содержанием бутанола 20% рост удельного эффективного расхода топлива составил для различных режимов работы двигателя ~ 5%.

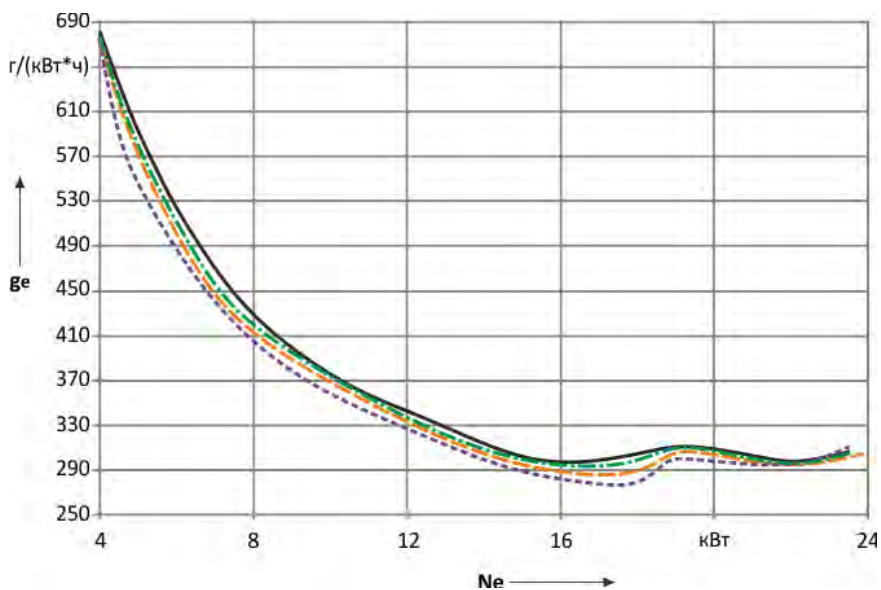


Рис. 7.14 – Зависимость удельного эффективного расхода топлива от эффективной мощности двигателя ($n=2500$ мин⁻¹):

----- бензин; -.-.-.- 10% смесь; -.-.-.- 15% смесь; ———— 20% смесь

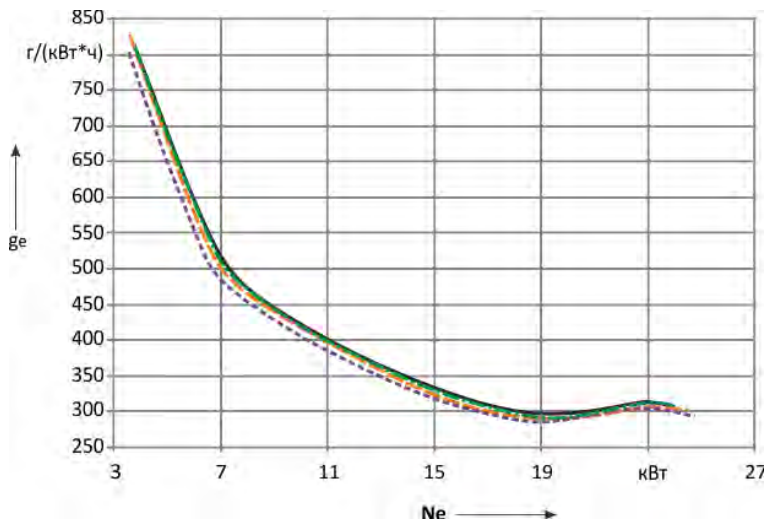


Рис. 7.15 – Зависимость удельного эффективного расхода топлива от эффективной мощности двигателя ($n=3000 \text{ мин}^{-1}$)

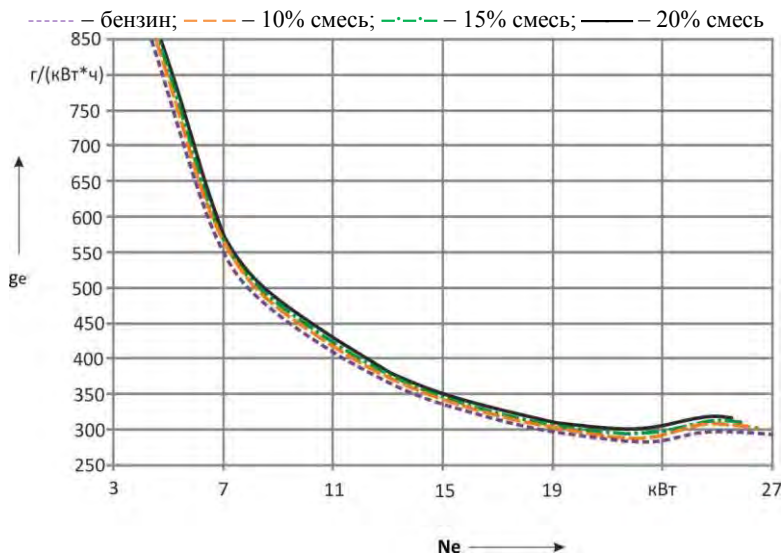


Рисунок 7.16 – Зависимость удельного эффективного расхода топлива от эффективной мощности двигателя ($n=3500 \text{ мин}^{-1}$):

----- бензин; ----- 10% смесь; - · - · - 15% смесь; ———— 20% смесь

Из рисунка 7.14 видно, что при достижении высоких нагрузок увеличение концентрации бутанола в смеси не оказывает существенного влияния на удельный расход топлива. Это объясняется увеличением полноты сгорания обогащенной смеси, обусловленной ростом коэффициента избытка воздуха.

Из зависимостей, представленных на рисунках 7.17 и 7.18, следует, что при добавке бутанола в топливо коэффициент избытка воздуха растет. При использовании 20% смеси для режимов 2500 и 3000 мин⁻¹ увеличение коэффициента избытка воздуха не превышает 6%.

Для 10% смеси разница в величине коэффициента избытка воздуха возрастает с уменьшением частоты вращения коленчатого вала. Для режима 2500 мин⁻¹ увеличение α в среднем составляет 2,6%, для режима 3000 мин⁻¹ – 2,1% и для 3500 мин⁻¹ – 1,5... 2%.

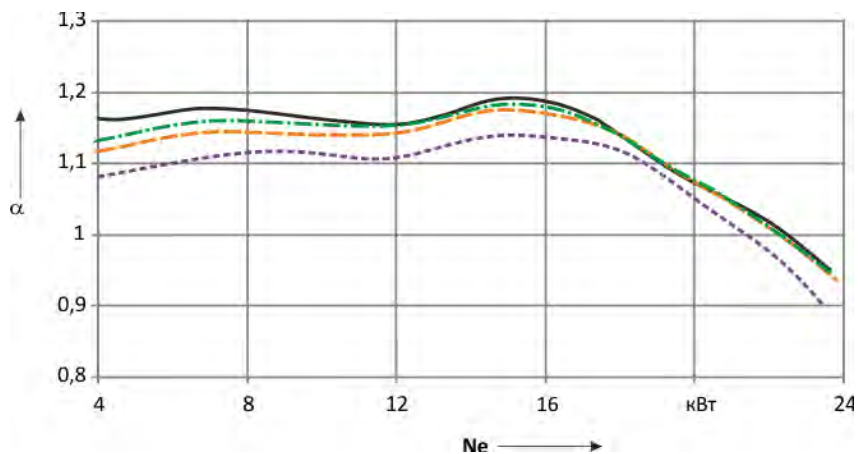


Рис. 7.17 – Зависимость коэффициента избытка воздуха от эффективной мощности двигателя ($n=2500$ мин⁻¹):

----- бензин; -.-.- 10% смесь; ... 15% смесь; — 20% смесь

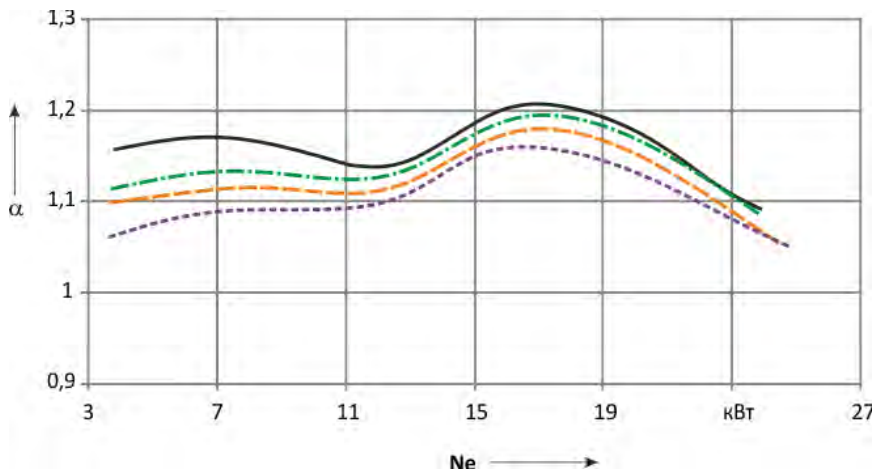


Рис. 7.18 – Зависимость коэффициента избытка воздуха от эффективной мощности двигателя ($n=3000 \text{ мин}^{-1}$):

----- бензин; - - - - 10% смесь; ····· 15% смесь; ——— 20% смесь

Увеличение концентрации бутанола в смеси до 15% приведет к увеличению коэффициента избытка воздуха для скоростных режимов 2500 и 3000 мин^{-1} в среднем на $3...4\%$, для 3500 мин^{-1} – в среднем на $4,5\%$.

7.3 Скоростные характеристики двигателя

При проведении испытаний на данном этапе определялись: крутящий момент и эффективная мощность двигателя, температура отработавших газов, часовые расходы воздуха и топлива, коэффициенты наполнения и избытка воздуха.

На рисунке 7.19 представлена зависимость крутящего момента двигателя от частоты вращения коленчатого вала. Как видно из рисунка характеристики крутящего момента двигателя при работе на смесях имеют ярко выраженную точку перегиба. В диапазоне частот вращения $1500...2550 \text{ мин}^{-1}$ наблюдается незначительное повышение крутящего момента двигателя при его работе на бензино-бутанольных смесях по сравнению с работой на бензине. Так, добавка 10% бутанола приводит к увеличению крутящего момента в

среднем на 1 Н·м. При повышении концентрации бутанола в смеси до 20% рост крутящего момента достигает 2 Н·м (~2%).

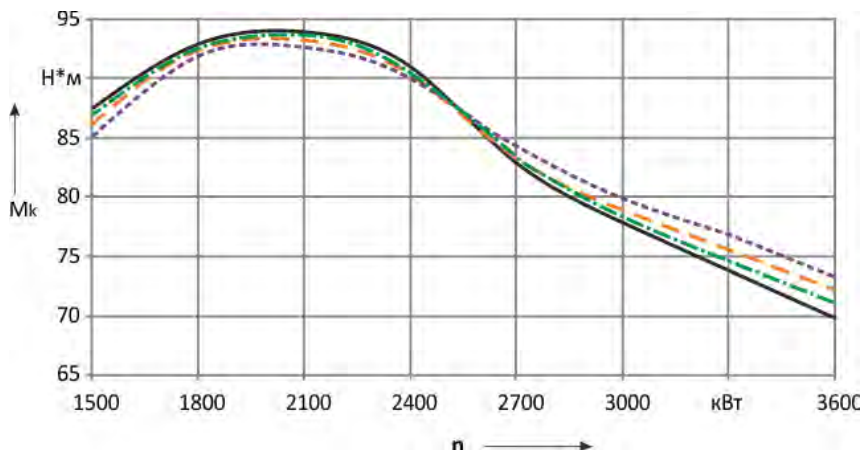


Рис. 7.19 – Зависимость крутящего момента двигателя от частоты вращения коленчатого вала:

----- бензин; -.-.- 10% смесь; ···· 15% смесь; ——— 20% смесь

В диапазоне частот $2550 \dots 3600 \text{ мин}^{-1}$ добавка бутанола более 10% приводит к снижению крутящего момента двигателя. Так максимальное уменьшение крутящего момента ($n=3600 \text{ мин}^{-1}$) для 15% смеси достигает 2,5%, для 20% смеси – 4,5%. Для 10% смеси падение момента незначительно и не превышает 1,3%.

Характер протекания крутящего момента можно объяснить изменением коэффициента избытка воздуха (рисунок 7.20). В диапазоне частот $1500 \dots 2700 \text{ мин}^{-1}$ при работе двигателя на бензине коэффициент избытка воздуха меньше единицы. Добавка бутанола приводит к увеличению коэффициента избытка воздуха и более полному сгоранию топлива, что компенсирует потерю его калорийности и приводит к некоторому росту крутящего момента на малых частотах.

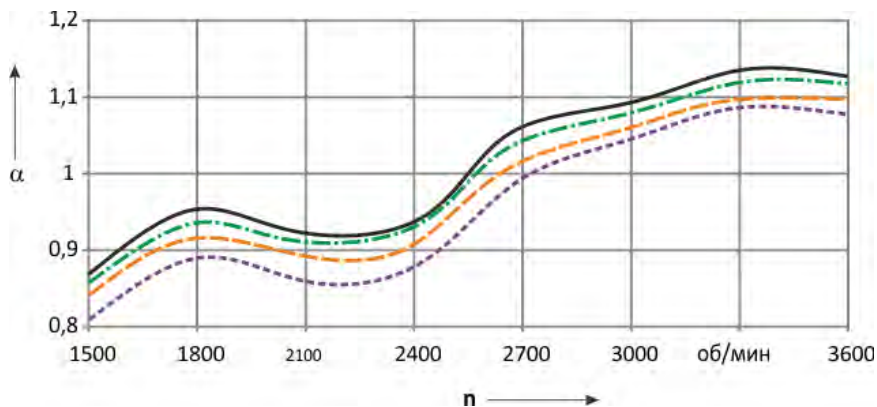


Рис. 7.20 – Зависимость коэффициента избытка воздуха от частоты вращения коленчатого вала:

----- бензин; --- 10% смесь; -·-·- 15% смесь; — 20% смесь

Добавка 10% бутанола приводит к росту коэффициента избытка воздуха на 1...3,5%. Для 15% смеси повышение α составляет в среднем 4,5%. При увеличении доли бутанола в смеси до 20% рост коэффициента избытка воздуха составляет 4,5...6,5%.

Как и для крутящего момента, так и для эффективной мощности (рисунок 7.21) наибольшее падение наблюдается на режимах высоких частот вращения при увеличении доли бутанола в смеси. На режиме 3600 мин^{-1} добавка 10, 15 и 20% бутанола приводит к падению эффективной мощности соответственно на 2,5, 4,6 и 7%.

При работе двигателя на богатых смесях ($\alpha < 1$) в диапазоне частот $1500 \dots 2500 \text{ мин}^{-1}$ добавка бутанола приводит к незначительному росту эффективной мощности. Как видно из рисунка 7.21 для 20% смеси увеличение эффективной мощности на указанном частотном диапазоне не превышает 2%.

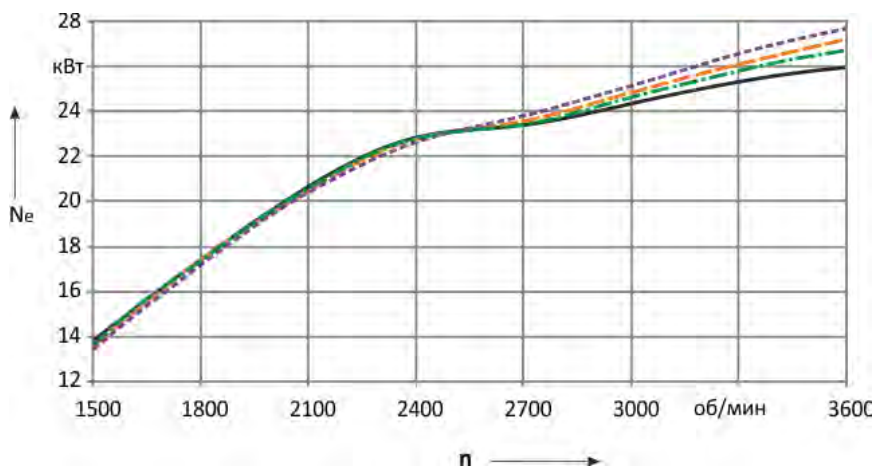


Рис. 7.21 – Зависимость эффективной мощности двигателя от частоты вращения коленчатого вала:
 - - - бензин; - - - 10% смесь; ····· 15% смесь; ——— 20% смесь

Повышение концентрации спирта в бензине приводит к незначительному понижению температуры отработавших газов (рисунок 7.22) (не более $10 \dots 15^\circ$ для 20% смеси).

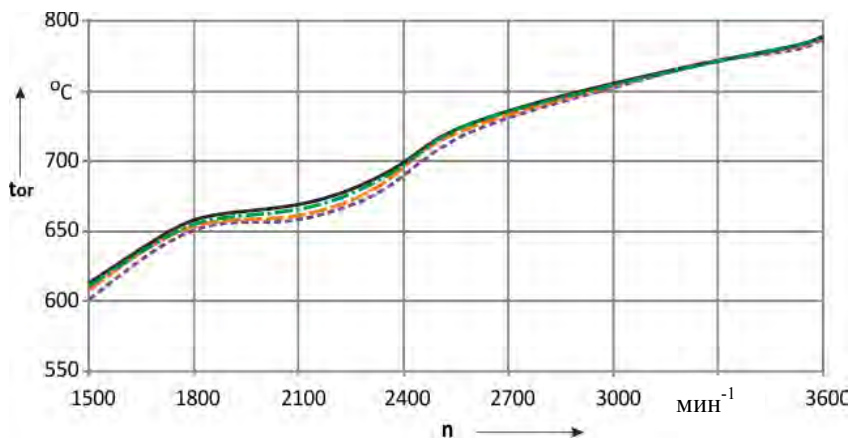


Рис.7.22 – Зависимость температуры отработавших газов от частоты вращения коленчатого вала:
 - - - бензин; - - - 10% смесь; ····· 15% смесь; ——— 20% смесь

Это обусловлено практически одинаковыми значениями часовых расходов воздуха и топлива для различных смесей, обеспечиваемых постоянным углом открытия дроссельной заслонки (рисунки 7.23 и 7.24).

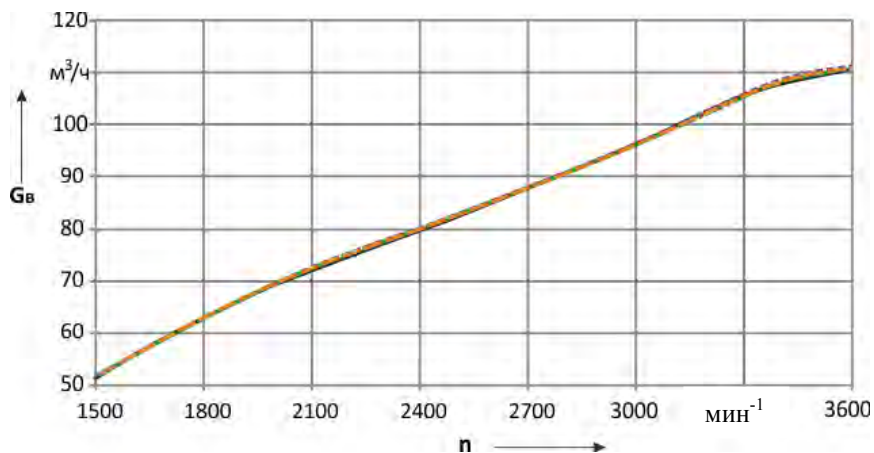


Рис. 7.23 – Зависимость часового расхода воздуха от частоты вращения коленчатого вала:

----- бензин; ----- 10% смесь; ----- 15% смесь; ———— 20% смесь

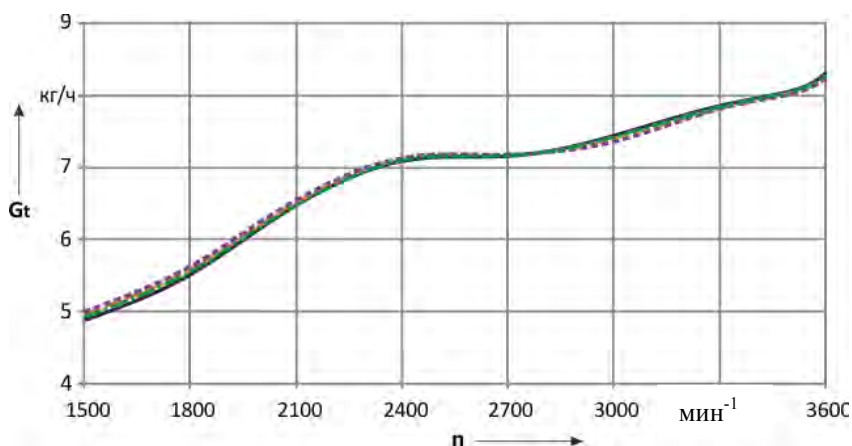


Рис. 7.24 – Зависимость часового расхода топлива от частоты вращения коленчатого вала:

----- бензин; ----- 10% смесь; ----- 15% смесь; ———— 20% смесь

Вследствие отсутствия различий в расходе воздуха коэффициент наполнения для различных смесей практически одинаков (рисунок 7.25).

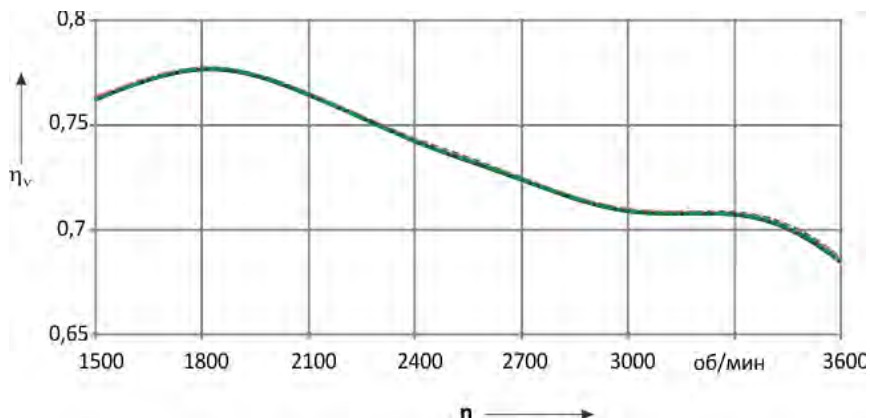


Рис. 7.25 – Зависимость коэффициента наполнения от частоты вращения коленчатого вала:

----- бензин; - - - 10% смесь; - · - · - 15% смесь; ———— 20% смесь

На рисунке 7.26 показан график изменения удельного эффективного расхода топлива от частоты вращения коленчатого вала двигателя. Как видно из представленной зависимости максимальное снижение удельного расхода топлива в диапазоне частот 1500...2550 мин^{-1} для 10% смеси достигает 1,5%, для 15% смеси – 2,1%, для 20% смеси – 3%.

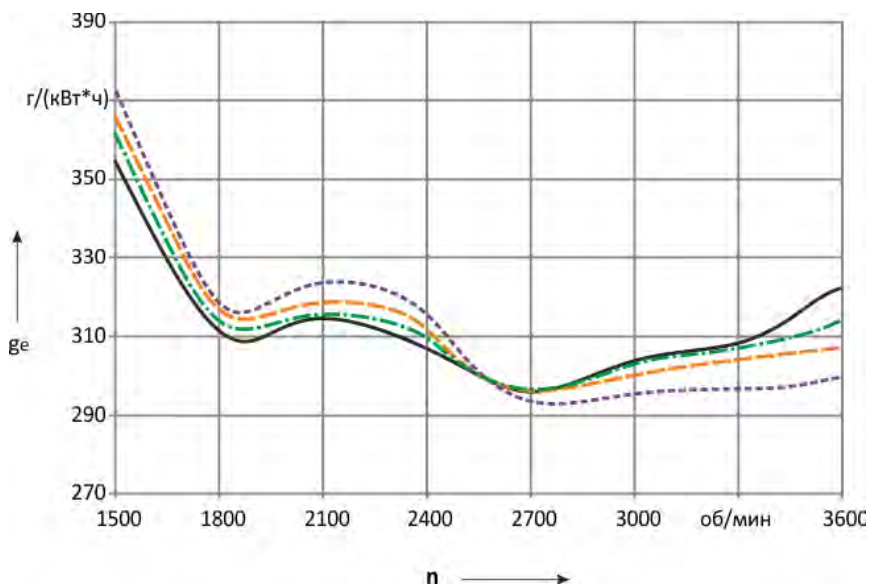


Рис. 7.26 – Зависимость удельного эффективного расхода топлива от частоты вращения коленчатого вала:

----- бензин; -.-.- 10% смесь; ... 15% смесь; — 20% смесь

В то же время в диапазоне 2550...3600 мин⁻¹ при увеличении доли бутанола в смеси наблюдается ухудшение экономичности, обусловленное снижением эффективной мощности двигателя, работающего на смесевых топливах. Так добавка 20% бутанола приводит к увеличению удельного расхода до 20...22 г/(кВт·ч). При снижении концентрации бутанола до 15% рост удельного расхода топлива не превышает 16...18 г/(кВт·ч). Для 10% смеси максимальное увеличение g_e составляет 8...10 г/(кВт·ч).

7.4 Регулировочные характеристики по углу опережения зажигания

Была снята серия регулировочных характеристик по углу опережения зажигания при постоянной частоте вращения коленчатого вала 3000 мин⁻¹ и неизменном положении дроссельной заслонки.

На рисунках 7.27 – 7.29 представлены зависимости крутящего момента, температуры отработавших газов и удельного эффективного расхода топлива от угла опережения зажигания.

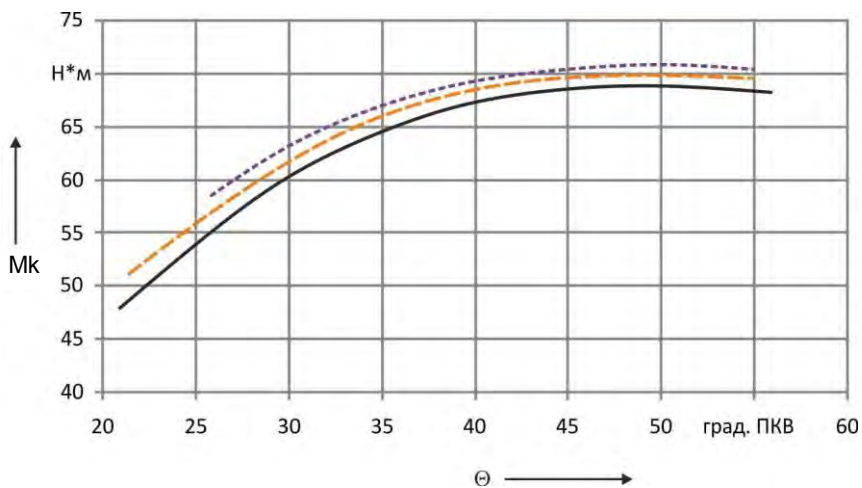


Рис. 7.27 – Зависимость крутящего момента двигателя от угла опережения зажигания:
 - - - бензин; - - - 10% смесь; — — — 20% смесь

Как видно из рисунка 7.27 наличие бутанола в смеси приводит к уменьшению крутящего момента во всем диапазоне значений угла опережения зажигания, что объясняется уменьшением калорийности спиртосодержащей топливной смеси. Причем более интенсивное его снижение характерно для поздних углов зажигания. Для 10% смеси уменьшение крутящего момента составило 1...1,5 Н·м (1,5...2,5%). При повышении доли бутанола до 20% снижение крутящего момента становится более существенным – 2...3,5 Н·м (3...6%).

Наличие бутанола в смеси оказывает незначительное влияние на температуру отработавших газов (рисунок 7.28). Добавка 10% бутанола приводит к снижению температуры отработавших газов примерно на 10°. При увеличении концентрации бутанола в смеси до 20% уменьшение температуры достигает 15°.

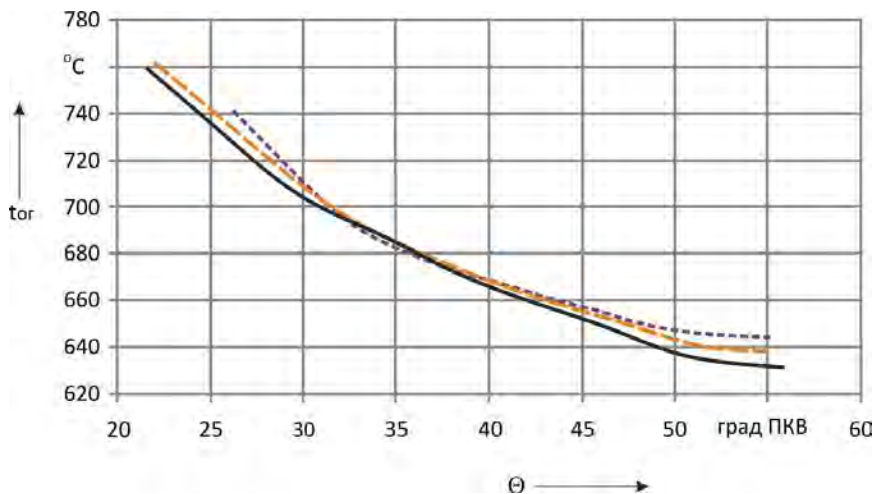


Рис. 7.28 – Зависимость температуры отработавших газов от угла опережения зажигания:

----- бензин; -.-.- 10% смесь; — 20% смесь

Как видно из графиков, представленных на рисунке 7.29, наибольшая потеря экономичности двигателем при его работе на бензино-бутанольных смесях отмечается в области малых углов опережения зажигания. Можно выделить диапазон изменений угла опережения зажигания в пределах 56...36 град ПКВ, на котором повышение удельного эффективного расхода топлива при работе двигателя на 10% смеси минимально (не превышает 1,2%). При дальнейшем уменьшении угла опережения зажигания увеличение удельного расхода топлива достигает 6 г/(кВт·ч) (1,8%).

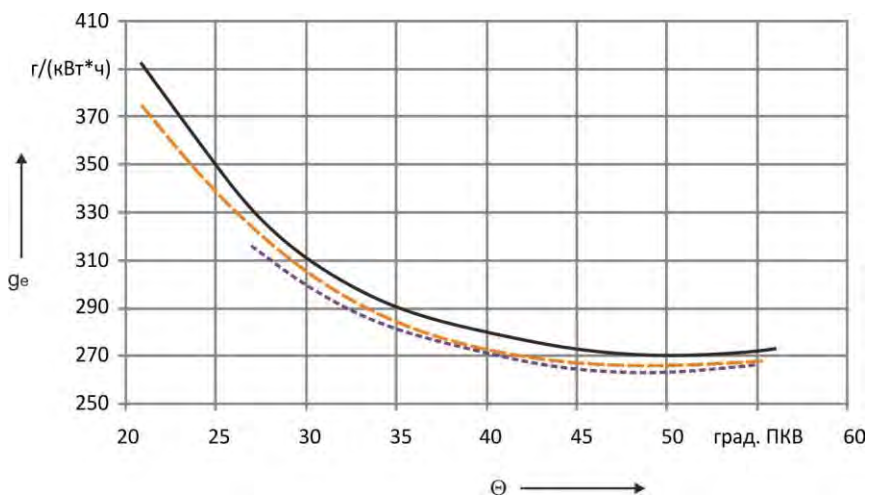


Рис. 7.29 – Зависимость удельного эффективного расхода топлива от угла опережения зажигания:

----- бензин; - - - 10% смесь; — 20% смесь

При работе двигателя на 20% смеси минимальная потеря экономичности двигателем (~3%) находится в диапазоне изменений угла опережения зажигания 48...56 град. ПКВ. В диапазоне изменения угла опережения зажигания 27...47 град. ПКВ ухудшение экономичности составляет 3,2...4,8%.

Характер изменения мощности и удельного расхода для исследованных топлив одинаков, поэтому при применении смесей с содержанием бутанола до 20% изменение угла опережения зажигания не требуется.

7.5 Исследования по углу открытия дроссельной заслонки

Характеристики по углу открытия дроссельной заслонки снимались на бензине и смесевом топливе с объемным содержанием бутанола 10, 20 и 30%.

На рисунках 7.30...7.34 представлены зависимости эффективной мощности двигателя, температуры отработавших газов, коэффициента избытка воздуха, часового и удельного эффективного расходов топлива от угла открытия дроссельной заслонки. Отмечена устой-

чивая работа двигателя при добавке до 20% бутанола. При возрастании доли бутанола в смеси до 30% наблюдалась неустойчивая работа двигателя, особенно в области малых углов открытия дроссельной заслонки.

Как видно из рисунка 7.30 добавка 10% бутанола практически не влияет на эффективную мощность двигателя (снижение мощности до 2%). При возрастании концентрации бутанола в смеси до 20% отмечается падение мощности в области средних и максимальных углов открытия дроссельной заслонки (до 5,5%). Для малых углов эта разница не превышает 4%.

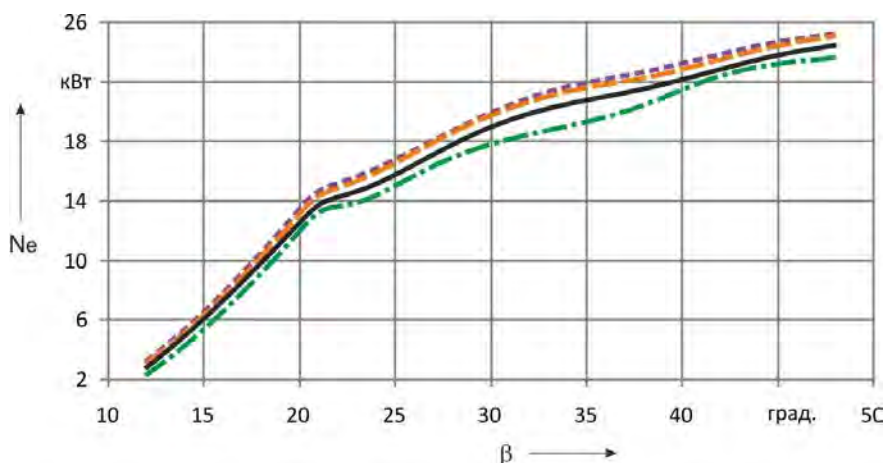


Рис. 7.30 – Зависимость эффективной мощности двигателя от угла открытия дроссельной заслонки:

----- бензин; - - - - 10% смесь; ———— 20% смесь; - · - · - 30% смесь

Наибольшее снижение эффективной мощности наблюдается при работе двигателя на смеси, содержащей 30% бутанола. В диапазоне углов открытия дроссельной заслонки 12...22 градуса потеря мощности не превышает 8%. При дальнейшем открытии дроссельной заслонки уменьшение мощности составляет 8,5...9%. Максимальное снижение мощности для 30% смеси наблюдается на отрезке 32...37 градусов поворота дроссельной заслонки и достигает 11%.

Снижение мощности двигателя объясняется уменьшением теплотворности бензино-спиртовой смеси и некоторым уменьшением

расхода смесового топлива, вызванного повышенной вязкостью бутанола.

Добавка бутанола к бензину ведет к некоторому снижению температуры отработавших газов (рисунок 7.31). Наибольшее падение температуры составляет для 10% смеси $4...6^{\circ}$, для 20% смеси – $10...12^{\circ}$.

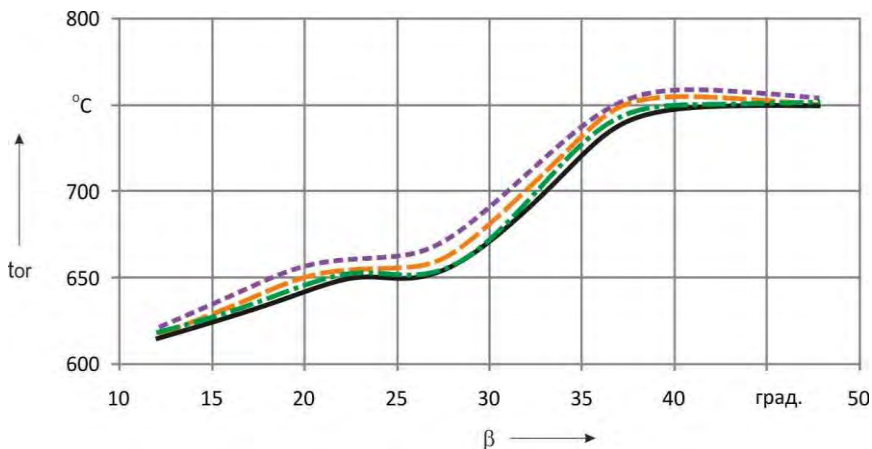


Рис. 7.31 – Зависимость температуры отработавших газов от угла открытия дроссельной заслонки:

----- бензин; - - - - 10% смесь; ———— 20% смесь; - · - · - 30% смесь

Для малых и больших углов открытия дроссельной заслонки разница температур для 30% смеси и бензина не превышает 7° .

Как видно из рисунка 7.32 добавки бутанола практически не влияют на расход топлива при неизменном положении дроссельной заслонки. Это связано с повышенной вязкостью бутанола.

Можно отметить угловой диапазон работы дроссельной заслонки ($34...42$ градуса), на котором происходит некоторое снижение часового расхода смесового топлива. Для 10% смеси уменьшение расхода топлива не превышает 1%, для 20% смеси – 2%. Увеличение концентрации бутанола в смеси до 30% приводит к снижению расхода топлива в указанном промежутке поворота дроссельной заслонки на $2,5...3\%$.

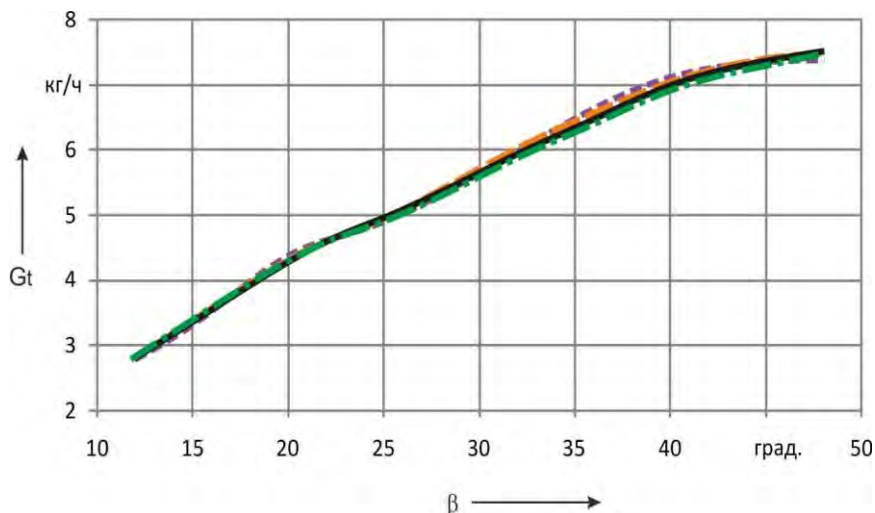


Рис. 7.32 – Зависимость часового расхода топлива от угла открытия дроссельной заслонки:

----- бензин; - - - - 10% смесь; ——— 20% смесь; - · - · - 30% смесь

Уменьшение теплотворности смесевого топлива приводит к ухудшению экономичности двигателя во всем исследованном диапазоне открытия дроссельной заслонки (рисунок 7.33). Добавка 10% бутанола приводит к незначительному увеличению удельного эффективного расхода топлива (в среднем на 1...2%). При увеличении концентрации бутанола в смеси до 20% наблюдается повышение удельного расхода топлива на 4...5%.

При работе двигателя на смеси, содержащей 30% бутанола, снижение экономичности становится более значимым. В диапазоне значений угла открытия дроссельной заслонки 12...38 градусов рост удельного эффективного расхода топлива достигает 9,5...10%. При дальнейшем увеличении угла открытия дроссельной заслонки снижение экономичности двигателя менее значительно и не превышает 6...7%.

Наличие химически связанного кислорода в молекуле спирта при увеличении концентрации бутанола в смеси приводит к соответствующему увеличению коэффициента избытка воздуха во всем диапазоне работы дроссельной заслонки (рисунок 7.34).

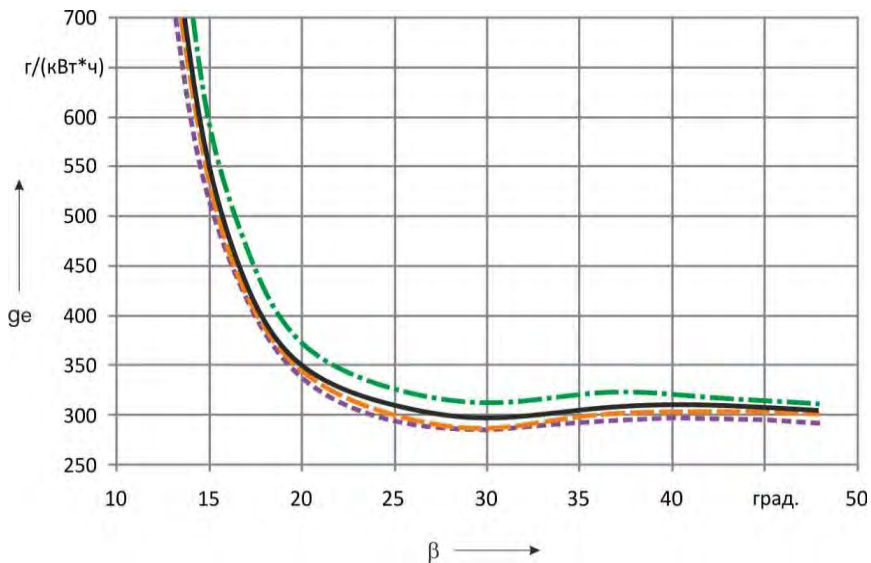


Рис. 7.33 – Зависимость удельного эффективного расхода топлива от угла открытия дроссельной заслонки:
 – бензин; – – – 10% смесь; — — — 20% смесь; - · - · - 30% смесь

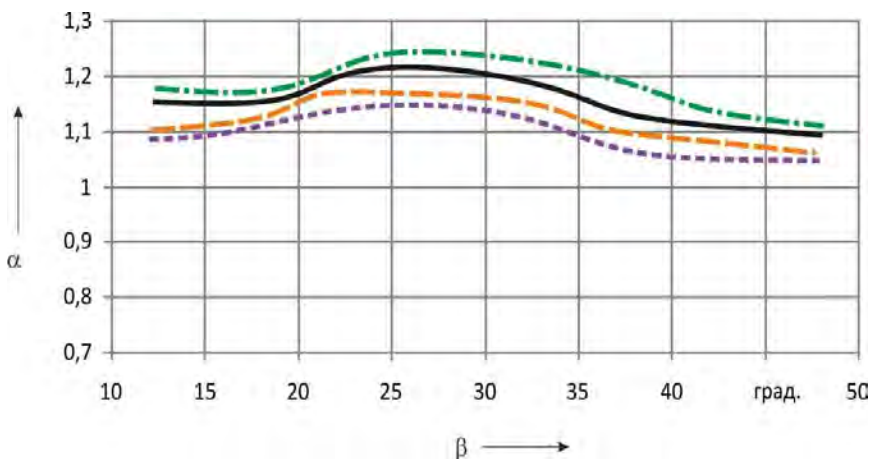


Рис. 7.34 – Зависимость коэффициента избытка воздуха от угла открытия дроссельной заслонки:
 · · · · · бензин; – – – 10% смесь; — — — 20% смесь; - · - · - 30% смесь

Для 10% смеси увеличение коэффициента избытка воздуха находится в пределах 1,5...2,5%. При увеличении концентрации бутанола в смеси до 20% происходит обеднение топливовоздушной смеси на 3,5...5,2%. Для смеси, содержащей 30% бутанола, рост значения коэффициента избытка воздуха лежит в пределах 5...8,4%.

7.6 Индицирование бензинового двигателя

Индицирование проводилось при работе двигателя на бензине и его смесях с бутанолом. Количество бутанола в смеси составляло 20 и 30%. Испытания проводились при частотах вращения коленчатого вала 2000, 2500 и 3000 мин⁻¹ и неизменном открытии дроссельной заслонки.

На рисунках 7.35...7.37 приведены индикаторные диаграммы для исследованных топлив. Анализ диаграмм показывает, что характер развития процесса сгорания для всех топлив практически одинаков. Это подтверждает сделанный ранее вывод о сохранении неизменным угла опережения впрыска топлива при добавке бутанола до 30%. Процесс сгорания смесей бензина с бутанолом протекает устойчиво. С увеличением содержания бутанола в смеси максимальное давление сгорания снижается, что связано с уменьшением количества выделяемой теплоты в процессе сгорания. Уменьшение давления при добавке 20% бутанола составляет в среднем 0,1-0,15 МПа. С увеличением количества бутанола до 30% эта разница увеличивается до 0,4 МПа.

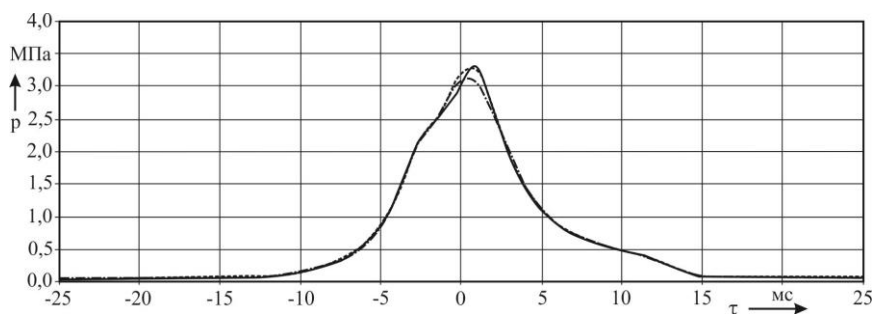


Рис. 7.35 – Индикаторные диаграммы при работе двигателя на различных топливах при частоте вращения коленчатого вала 2000 мин⁻¹:

— бензин бензин+20% биобутанола - · - · бензин+20% биобутанола

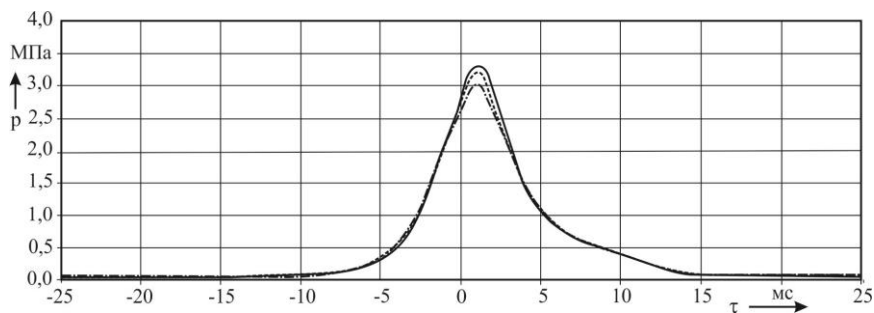


Рис. 7.36 – Индикаторные диаграммы при работе двигателя на различных топливах при частоте вращения коленчатого вала 2500 мин^{-1} :

— бензин бензин+20% биобутанола - · - · - бензин+20% биобутанола

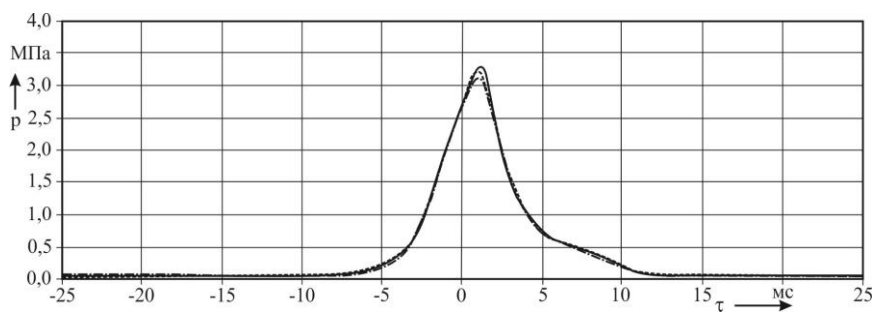


Рис. 7.37 – Индикаторные диаграммы при работе двигателя на различных топливах при частоте вращения коленчатого вала 3000 мин^{-1} :

— бензин бензин+20% биобутанола - · - · - бензин+20% биобутанола

Получены зависимости эффективных показателей работы двигателя от концентрации бутанола в смеси с бензином, угла опережения зажигания и частоты вращения коленчатого вала, позволяющие расчетным путем определять крутящий момент двигателя, эффективную мощность, часовой и удельный эффективный расход топлива при различном их сочетании.

8 ВЫБОР РЕГУЛИРОВОЧНЫХ ПАРАМЕТРОВ И РАЗРАБОТКА РЕКОМЕНДАЦИЙ ПО ЭКСПЛУАТАЦИИ ДВИГАТЕЛЯ НА СМЕСЯХ БЕНЗИНА С БУТАНОЛОМ

8.1 Программа и методика стендовых испытаний

Испытания двигателя проводились на бензине и смесях бензина с бутанолом при содержании бутанола в смесях по объему: 10; 20; 30; 40 %.

8.1.1 Условия и порядок проведения испытаний

Объем и порядок испытаний двигателей определяется ГОСТ 14846-81 «Двигатели автомобильные. Методы стендовых испытаний» [55].

При испытаниях двигателя определялись:

- нагрузочные характеристики, устанавливающие зависимость показателей двигателя от его нагрузки при постоянной частоте вращения коленчатого вала;

- регулировочные характеристики по углу опережения зажигания, представляющие собой зависимость показателей двигателя от момента подачи электрической искры в цилиндр двигателя при работе на заданном скоростном режиме и неизменном положении органа управления подачей топлива;

- регулировочные характеристики по часовому расходу топлива, представляющие собой зависимость показателей двигателя от часового расхода топлива при работе на заданном скоростном режиме.

Нагрузочные характеристики снимались при частоте вращения коленчатого вала равной 3000 мин^{-1} .

Регулировочные характеристики по углу опережения зажигания снимались при частоте вращения коленчатого вала двигателя равной 3000 мин^{-1} и неизменном положении органа управления подачей топлива с изменением угла опережения зажигания в диапазоне 32...60 град ПКВ.

Регулировочные характеристики по часовому расходу топлива снимались при частоте вращения коленчатого вала равной 3000 мин^{-1} .

Особенностью получения регулировочной характеристики по углу опережения зажигания является изменение и определение ве-

личины этого угла. Угол опережения зажигания изменялся поворотом корпуса прерывателя – распределителя относительного оси.

8.2 Результаты испытаний

8.2.1 Исследования по нагрузочным характеристикам

Для построения нагрузочных характеристик были проведены испытания двигателя.

Как видно из приведенных на рисунке 8.1 зависимостей значимых отличий в часовом и удельном эффективном расходе топлива не наблюдается при работе двигателя на бензине и смесях бензина с бутанолом 10. При увеличении концентрации бутанола до 20% увеличение часового расхода топлива составляет ~ 2%.

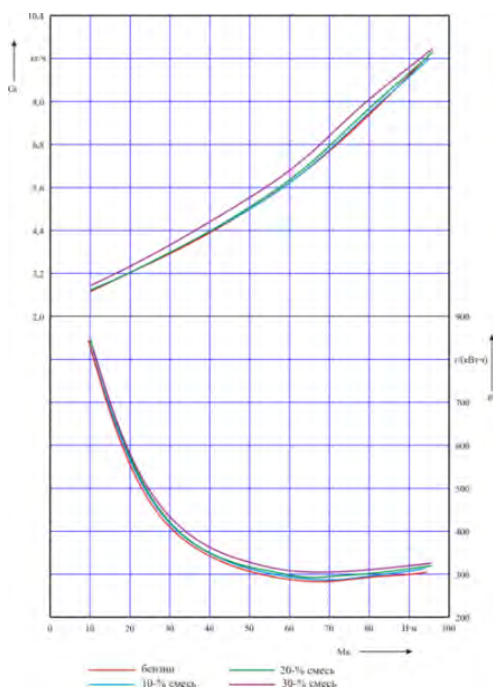


Рис. 8.1 – Нагрузочная характеристика при работе на бензине и смесях бензина с бутанолом, $n=3000 \text{ мин}^{-1}$

Более существенна разница при работе двигателя на 30% смеси. Часовой расход топлива становится примерно на 3...5% выше, чем при работе на бензине.

8.2.2 Регулировочные характеристики

На рисунке 8.2 представлена регулировочная характеристика по углу опережения зажигания. Диапазон изменения угла опережения находился в пределах 32...60 град ПКВ

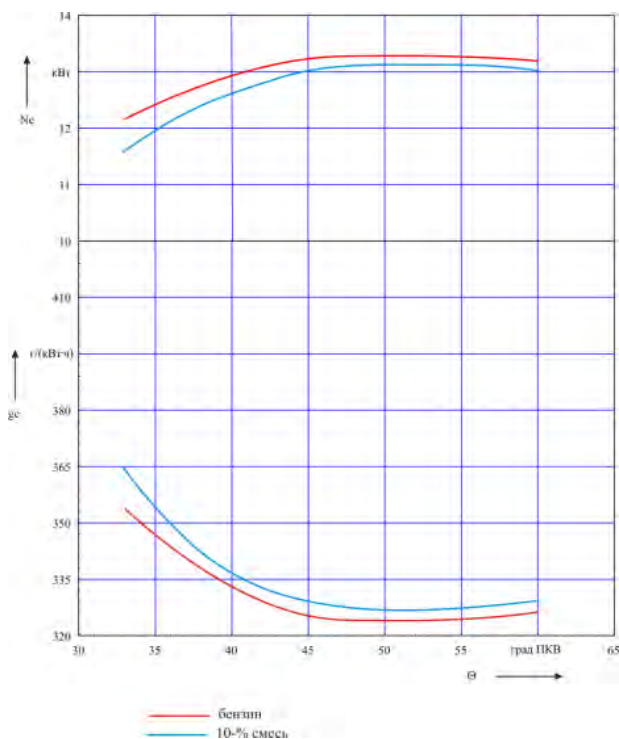


Рис. 8.2 – Регулировочная характеристика по углу опережения зажигания при $n=3000 \text{ мин}^{-1}$ и часовом расходе топлива 4,27 кг/ч

Можно выделить диапазон изменений угла опережения зажигания в пределах 47...53 град ПКВ, при которых удельный эффективный расход топлива минимален и значение эффективной мощности

максимально. Отличие между минимальными значениями удельного эффективного расхода топлива при работе на бензине и 10% смеси бензина с бутанолом практически не наблюдается.

На рисунке 8.3 представлена регулировочная характеристика по часовому расходу топлива. Данные зависимости получены при работе двигателя на бензине, 10, 20, 30% смеси бензина с бутанолом при постоянной частоте вращения коленчатого вала 3000 мин^{-1} и неизменном значении угла опережения зажигания. По результатам обработки этих зависимостей сформированы таблицы показателей работы двигателя. В таблице 8.1 содержатся величины часового и удельного эффективного расходов бензина и смесового топлива, при которых мощность двигателя остается неизменной. В таблице 8.2 размещены значения эффективной мощности и удельного эффективного расхода топлива для случаев равного часового расхода бензина и смесового топлива.

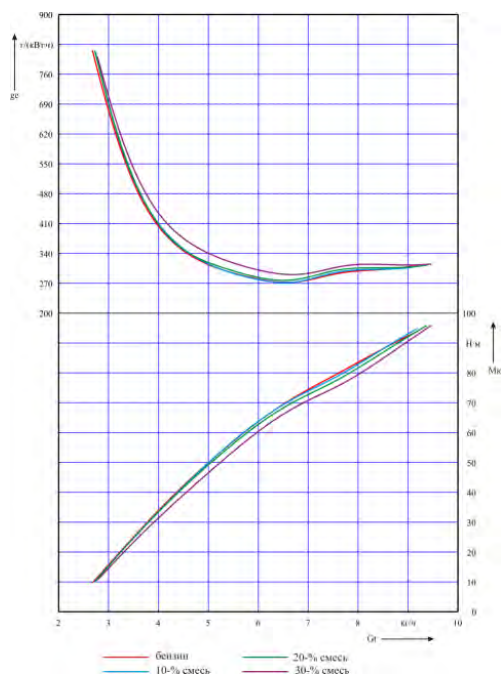


Рис. 8.3 – Регулировочная характеристика по часовому расходу топлива двигателя, работающего на бензине и смесях бензина с бутанолом при $n=3000 \text{ мин}^{-1}$

Для обеспечения постоянной мощности при увеличении концентрации бутанола в смеси необходимо увеличивать часовой расход топлива. Для 10% бутанола в смеси это увеличение практически незаметно, удельные эффективные расходы топлива мало отличаются. Двухкратное увеличение бутанола в смеси ведет к росту часового расхода на ~2%, удельный эффективный расход топлива при этом увеличивается в зависимости от нагрузки до $6...8 \text{ г}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$ (более чем 2,5%).

Таблица 8.1 – Значения часового и удельного эффективного расходов топлива бензинового двигателя при работе на различных топливах (бензин и смеси бензина с бутанолом) для различных значений мощности

№ п/п	M _к , Н·м	N _е , кВт	бензин		10%		20%		30%	
			G _т , кг/ч	g _е , г/(кВт·ч)	G _т , кг/ч	g _е , г/(кВт·ч)	G _т , кг/ч	g _е , г/(кВт·ч)	G _т , кг/ч	g _е , г/(кВт·ч)
1	20	6,3	3,23	514	3,24	516	3,24	516	3,31	527
2	30	9,4	3,78	401	3,8	403	3,8	403	3,91	415
3	40	12,5	4,36	347	4,38	349	4,4	350	4,56	363
4	50	15,7	5,00	319	5,00	319	5,05	322	5,24	333
5	60	18,8	5,7	303	5,71	303	5,78	307	5,97	317
6	70	22,0	6,55	298	6,56	298,4	6,68	304	6,90	314
7	80	25,1	7,6	303	7,70	306	7,83	311	8,08	321
8	90	28,3	8,69	307	8,72	308	8,8	313	8,95	326

Таблица 8.2 – Значения мощности и удельного эффективного расходов топлива бензинового двигателя при работе на различных топливах (бензин и смеси бензина с бутанолом) для различных значений часового расхода топлива

№ п/п	M _к , Н·м	N _е , кВт	бензин		10%		20%		30%	
			G _т , кг/ч	g _е , г/(кВт·ч)	G _т , кг/ч	g _е , г/(кВт·ч)	G _т , кг/ч	g _е , г/(кВт·ч)	G _т , кг/ч	g _е , г/(кВт·ч)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1	3	4,97	603	4,91	616,	4,9	617,	4,6	651	1
2	4	10,7	374	10,54	379	10,5	380,	9,89	404	2
3	5	15,8	317	15,7	317,	15,5	322	14,7	340	3

Окончание табл. 8.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
4	6	20,14	299	20,1	298,	19,8	303	19,1	314	4
5	7	23,5	297	23,3	300	23,0	304	22,4	313	5
6	8	26,3	303	26,15	306	25,7	310	25,06	319	6
7	9	29,4	306	29,14	309	29,1	313	28,6	315	7

Применение 30% смеси бензина и бутанола потребует в зависимости от нагрузки увеличения часового расхода топлива на 0,2...0,4 кг/ч (3...6%). Удельный эффективный расход топлива при этом возрастет на 13...16 г/(кВт·ч) (4...6%).

В случае обеспечения одинакового часового расхода топлива ожидается снижение мощности двигателя и увеличение удельного эффективного расхода топлива:

- для 10% концентрации бутанола снижение мощности двигателя и увеличение удельного эффективного расхода топлива практически не происходит;

- для 20% концентрации бутанола мощности двигателя снизятся на 0,3...0,5 кВт (1,5...2,3%), удельный эффективный расход топлива увеличится на 4...7 г/(кВт·ч) (1,5...2,3%);

- для 30% концентрации бутанола снижение мощности двигателя может достигнуть более 1 кВт (более 5%), удельный эффективный расход топлива возрастает на 15...20 г/(кВт·ч) (5...7%).

8.3 Построение регрессионных зависимостей

Для исследования влияния смеси бензина с бутанолом на показатели работы двигателя выполнено планирование эксперимента с использованием насыщенного близкого к D-оптимальному плана для [56] трех изменяемых параметров.

Изменяемые параметры, с помощью которых реализуются заданные режимы работы двигателя: содержание бутанола в смеси с бензином δ , угол опережения зажигания θ и частота вращения коленчатого вала n .

Диапазон изменения значений для: δ - (0...40) %; θ - (30...50) град ПКВ, n - (2500...3500) мин⁻¹.

Определяемые параметры – крутящий момент двигателя M_k , эффективная мощность N_e , часовой G_t и удельный эффективный g_e расход топлива.

В соответствии с планом эксперимента определяем значения показателей, проводя испытания, и заполняем таблицу 9.3.

Таблица 8.3 - Насыщенный близкий к D-оптимальному план и результаты эксперимента

№, п.п	Изменяемые параметры			Показатели			
	δ , %	θ , град ПКВ	n , мин ⁻¹	M_k , Н·м	N_e , кВт	G_t , кг/ч	g_e , г/(кВт·ч)
1	40	30	3500	20,5	7,51	4,45	592,4
2	40	50	2500	49	12,83	4,08	318,1
3	40	30	2500	41	10,73	4,01	373,7
4	40	50	3500	29,5	10,81	4,41	407,5
5	0	50	3000	46	14,45	4,41	305,1
6	0	40	3500	36	13,19	4,59	347,8
7	0	40	2500	55	14,40	4,22	292,8
8	0	30	3000	41	12,88	4,46	346,0
9	20	30	3500	24,5	8,98	4,52	503,0
10	20	40	3000	39	12,25	4,26	347,6

Для определения M_k , N_e , G_t и g_e при различном сочетании δ , θ , и n составлены четыре регрессионные зависимости. Для этого рассчитаны коэффициенты регрессии на основании методики, изложенной в работе [56] и полученных результатов испытаний. В результате получаем:

$$M_k = 39 - 4,469 \cdot \delta^* + 3,375 \cdot \theta^* - 9,75 \cdot n^* + 1,594 \cdot \delta^{*2} - 1,562 \cdot \theta^{*2} + 0,438 \cdot n^{*2} + 0,875 \cdot \delta^* \cdot \theta^* - 0,25 \cdot \delta^* \cdot n^* + 0,25 \cdot \theta^* \cdot n^*; \quad (8.1)$$

$$N_e = 12,251 - 1,392 \cdot \delta^* + 1,067 \cdot \theta^* - 0,955 \cdot n^* + 0,561 \cdot \delta^{*2} - 0,54 \cdot \theta^{*2} - 0,409 \cdot n^{*2} + 0,281 \cdot \delta^* \cdot \theta^* - 0,353 \cdot \delta^* \cdot n^* + 0,301 \cdot \theta^* \cdot n^*; \quad (8.2)$$

$$G_t = 4,2589 - 0,0979 \cdot \delta^* - 0,009 \cdot \theta^* + 0,1889 \cdot n^* + 0,0449 \cdot \delta^{*2} + \\ + 0,0306 \cdot \theta^{*2} + 0,00025 \cdot n^{*2} + 0,015 \cdot \delta^* \cdot \theta^* + 0,0025 \cdot \delta^* \cdot n^* - \\ - 0,0286 \cdot \theta^* \cdot n^*; \quad (8.3)$$

$$g_e = 347,628 + 42,384 \cdot \delta^* - 40,299 \cdot \theta^* + 52,26 \cdot n^* + 2,429 \cdot \delta^{*2} + \\ + 17,86 \cdot \theta^{*2} + 12,606 \cdot n^{*2} - 19,832 \cdot \delta^* \cdot \theta^* + 24,769 \cdot \delta^* \cdot n^* - \\ - 32,324 \cdot \theta^* \cdot n^*. \quad (8.4)$$

где δ^* , θ^* , n^* – приведенные значения содержания бутанола в смеси с бензином, угла опережения зажигания и частоты вращения коленчатого вала в натуральном масштабе измерений.

Значения δ^* , θ^* , n^* определяются по формуле:

$$x_i^* = \frac{2 \cdot x_i - (x_{i \max} + x_{i \min})}{(x_{i \max} - x_{i \min})}, \quad (8.5)$$

Рассмотрим влияние δ , θ и n на M_k , N_e , G_t и g_e на основании полученных регрессионных зависимостей.

8.4 Анализ результатов исследований

Полученные регрессионные зависимости использованы для оценки влияния частоты вращения коленчатого вала, концентрации бутанола в смеси и угла опережения зажигания на показатели работы двигателя. Изменяемые параметры варьировались в тех пределах, в которых был построен план эксперимента, а именно: частота вращения коленчатого вала изменялась в пределах 2500...3500 мин⁻¹, концентрация бутанола в смеси от 0 до 40%, угол опережения зажигания с 30 до 50 град ПКВ.

Результаты для анализа были получены следующим образом, одному из варьируемых параметров задавалось значение из диапазона, а изменяя два других, рассчитывали величины крутящего момента, эффективной мощности и удельного эффективного расхода топлива.

8.4.1 Показатели работы двигателя в зависимости от угла опережения зажигания и концентрации бутанола в смеси

Показатели были рассчитаны для частоты вращения коленчатого вала 2500 мин^{-1} . Поверхности, показанные на рисунках 8.4...8.6, образованы совокупностью регулировочных характеристик по углу опережения зажигания, полученных при различных составах смесевого топлива.

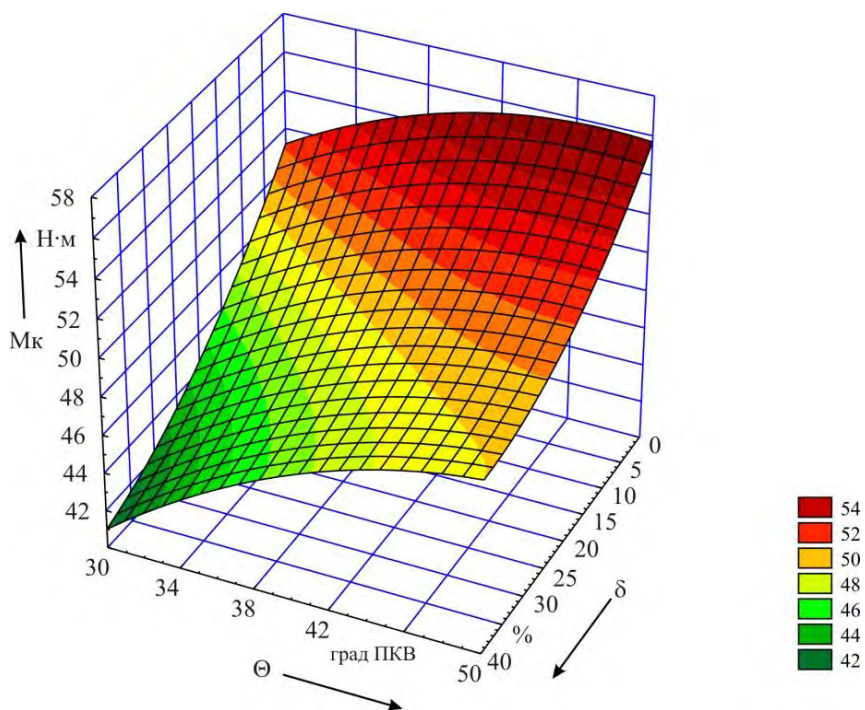


Рис. 8.4 – Зависимость крутящего момента двигателя от угла опережения зажигания и концентрации бутанола в топливе $n=2500 \text{ мин}^{-1}$

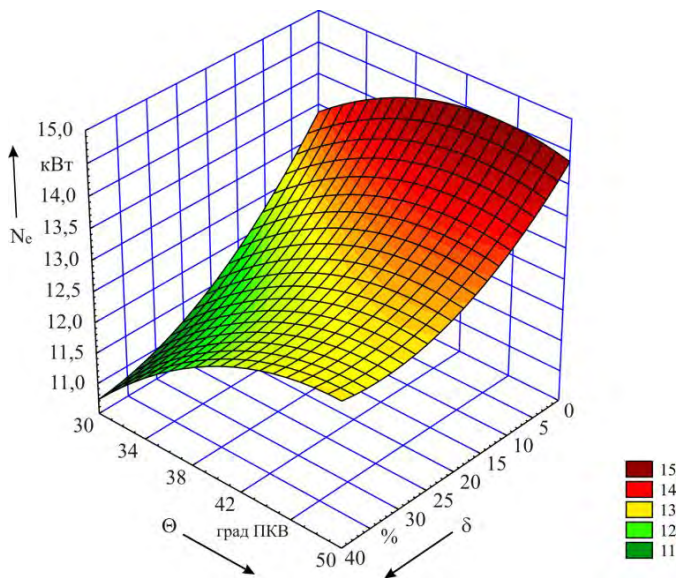


Рис. 8.5 – Зависимость эффективной мощности двигателя от угла опережения зажигания и концентрации бутанола в топливе при $n = 2500 \text{ мин}^{-1}$

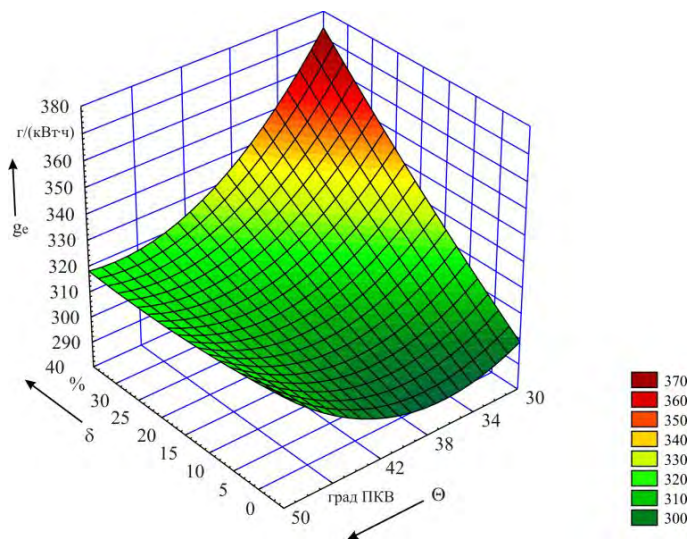


Рис. 8.6 – Зависимость удельного эффективного расхода топлива от угла опережения зажигания и концентрации бутанола в топливе при $n = 2500 \text{ мин}^{-1}$

Результаты показывают, что по мере повышения концентрации бутанола в смеси показатели работы двигателя изменяются. Мощность и крутящий момент снижаются соответственно на 1,6 кВт (12,7%), 6,8 Н·м (13,8%), эффективный расход топлива возрастает на $6,3 \frac{\text{г}}{(\text{кВт} \cdot \text{ч})}$ (2%) при повышении концентрации бутанола до 40%. Снижения мощности и крутящего момента при 10% содержания бутанола в смеси и увеличения эффективного расхода топлива практически не происходит. Достижение наилучших показателей для двигателя, работающего на бензине и 10% смеси обеспечивается при одних и тех же углах опережения зажигания. Особенностью полученных зависимостей является смещение минимума эффективного расхода топлива и максимальных значений крутящего момента и мощности в сторону ранних углов опережения зажигания с ростом количества бутанола в смеси.

8.4.2 Работа двигателя при различных значениях частоты вращения коленчатого вала и концентрации бутанола в смеси

Расчет показателей производился при значении угла опережения 30 град ПКВ. Образующими поверхностей (рисунки 8.7...8.9) являются частичные скоростные характеристики, полученные при работе двигателя на различном по составу смесевом топливе.

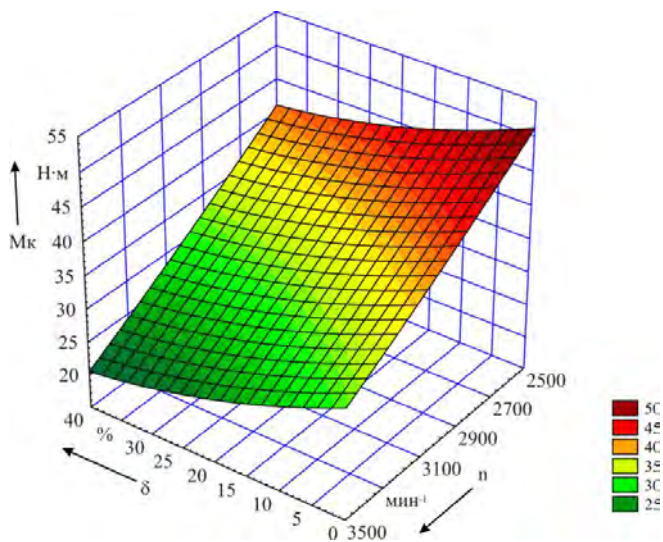


Рис. 8.7 – Зависимость крутящего момента двигателя от частоты вращения коленчатого вала и концентрации бутанола в топливе при угле опережения зажигания 30 град ПКВ

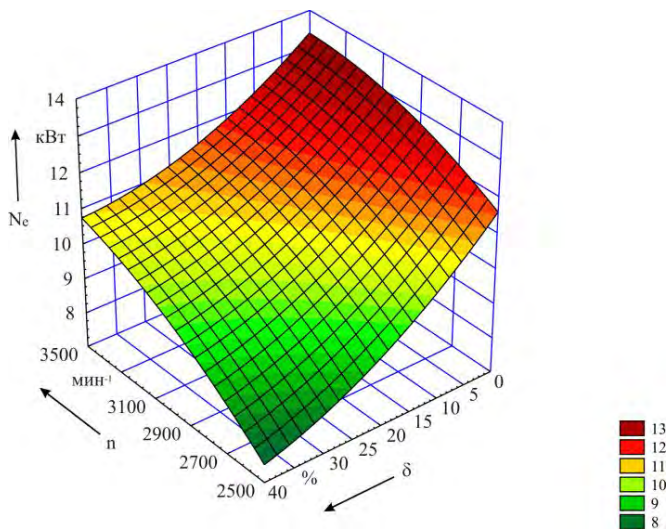


Рис. 8.8 – Зависимость эффективной мощности двигателя от частоты вращения коленчатого вала и концентрации бутанола в топливе при угле опережения зажигания 30 град ПКВ

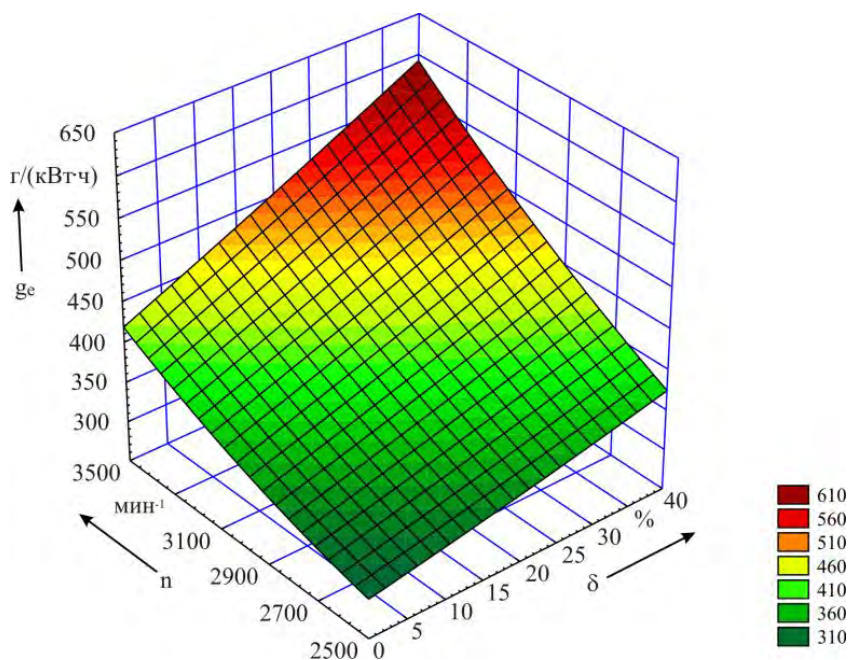


Рис. 8.9 – Зависимость удельного эффективного расхода топлива двигателя от частоты вращения коленчатого вала и концентрации бутанола в топливе при угле опережения зажигания 30 град ПКВ

Особенностью приведенных характеристик является практически линейный характер изменения крутящего момента и удельного эффективного расхода топлива в зависимости от обоих оцениваемых параметров. По мере увеличения концентрации бутанола в смеси и увеличения частоты вращения коленчатого вала происходит монотонное снижение крутящего момента и увеличение удельного эффективного расхода топлива. Интенсивность изменения показателей работы двигателя возрастает по мере повышения концентрации бутанола в смеси, это обусловлено поздним углом опережения зажигания (см. рисунки 8.4...8.6). Большие различия в значениях показателей работы двигателя соответствуют высоким частотам вращения коленчатого вала.

При небольших концентрациях бутанола в смеси (10%) изменение показателей не значительно: крутящий момент и эффективная

мощность снижаются примерно на 2...3%, а удельный эффективный расход топлива возрастает на 1...2%.

Проведенные исследования позволили определить что:

- установочный угол опережения зажигания при работе на бензине и 10% смеси бензина с бутанолом не изменяется и эксплуатационных регулировок угла не требуется;

- при неизменном положении дроссельной заслонки с ростом содержания бутанола в смеси снижается мощность и растет удельный расход топлива;

- для сохранения мощности необходимо увеличение часового расхода топлива с ростом содержания бутанола в смеси с бензином.

9 МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДВИГАТЕЛЯ С ИСКРОВОМ ЗАЖИГАНИЕМ ПРИ РАБОТЕ НА СМЕСЯХ БЕНЗИНА С ЭТАНОЛОМ

Целью данного исследования является оценка влияния количества этанола в смесевом топливе на показатели работы двигателя. Расчетные исследования проводились для режимов максимального крутящего момента и номинальной мощности – характерные режимы работы автомобильных двигателей.

9.1 Исходные данные

В таблице 9.1 приведены значения исходных параметров, соответствующих работе двигателя ВАЗ-2110 на режимах максимального крутящего момента и номинальной мощности (* - значения соответствуют номинальной мощности), и физико-химические свойства бензина и этанола.

Таблица 9.1 – Исходные данные расчета

Параметр	Значение
Частота вращения коленчатого вала двигателя, мин ⁻¹	3500/5600*
Степень сжатия	9,8
Коэффициент остаточных газов	0,1/0,15*
Коэффициент наполнения	0,78/0,70*
Угол начала воспламенения, град	345/350*
Температура остаточных газов, К	1000/900*
Давление окружающей среды, МПа	0,1
Температура окружающей среды, К	298
Коэффициент в формуле Вибе	6,908
Допустимая абсолютная погрешность расчета	0,01
Плотность бензина, кг/м ³	750
Плотность этанола, кг/м ³	810
Массовая доля углерода в бензине	0,865
Массовая доля водорода в бензине	0,135
Массовая доля кислорода в бензине	0
Массовая доля углерода в этаноле	0,52
Массовая доля водорода в этаноле	0,13
Массовая доля кислорода в этаноле	0,35
Низшая теплота сгорания бензина, кДж/кг	43500
Низшая теплота сгорания этанола, кДж/кг	26900

Количество этанола в исследуемых смесях ограничено 30%.

9.2 Результаты моделирования

Для проверки адекватности модели расход бензина задавался таким, чтобы обеспечивался коэффициент избытка воздуха 0,98 для режима номинальной мощности и 0,95 для режима максимального крутящего момента.

Полученные результаты расчета сравниваются с показателями работы двигателя ВАЗ 2110 на режиме номинальной мощности (54 кВт) и максимального крутящего момента (не менее 103,8 Н·м, при частоте вращения коленчатого вала 3500 мин⁻¹ мощность двигателя 38,1 кВт). Получено, при выбранных значениях исходных данных обеспечивается установленный уровень мощности (отклонение в пределах 1%).

В начале исследований изменялся только состав смеси, в которой последовательно с шагом 5% увеличивалось количество этанола. В результате происходило снижение эффективной мощности двигателя (рисунок 9.1) и увеличение удельного эффективного расхода топлива (рисунок 9.2) для обоих исследуемых режимов. На режиме номинальной мощности эти показатели ухудшаются более интенсивно по сравнению с режимом максимального крутящего момента.

Необходимо отметить, что снижение мощности при использовании смеси с количеством этанола 5% малозаметно для обоих исследуемых режимов: номинальная мощность снижается менее чем на 1 кВт (1,5%), мощность на режиме максимального крутящего момента ниже по сравнению с работой на бензине на 0,3 кВт (менее 1%). Расход топлива при этом возрастает на 4,3 и 2,3 г/кВт·ч при работе соответственно на режимах номинальной мощности и максимального крутящего момента

По мере роста содержания этанола в смеси показатели двигателя ухудшаются. При работе на смеси с количеством этанола 30% эффективная мощность двигателя снижается на 4,3 кВт (8,6%) и 2,6 кВт (7,3%) соответственно в случае режимов номинальной мощности и максимального крутящего момента. Происходящее при этом ухудшение топливной экономичности составляет 24,9 г/кВт·ч (7,9%) и 20,1 г/кВт·ч (7%).

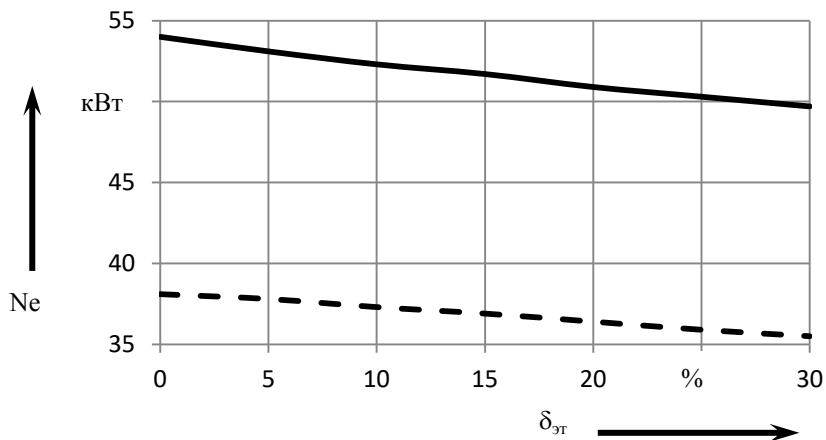


Рис. 9.1 – Изменение эффективной мощности двигателя в зависимости от концентрации этанола в смеси с бензином при постоянном расходе топлива:

- режим максимальной мощности;
- - - режим максимального крутящего момента

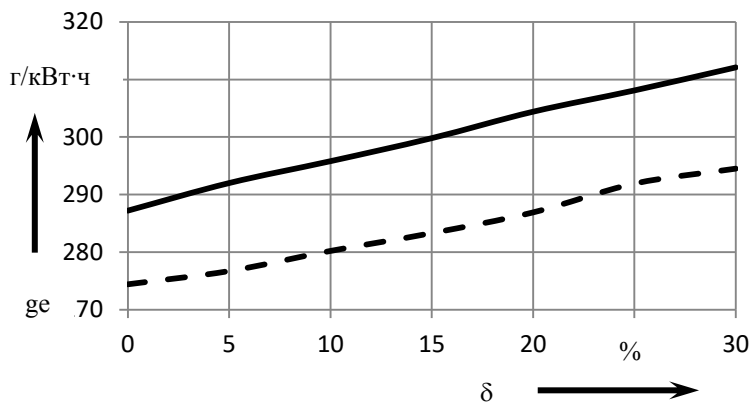


Рис. 9.2 – Изменение удельного эффективного расхода топлива в зависимости от концентрации этанола в смеси с бензином при постоянном расходе топлива:

- режим максимальной мощности;
- - - режим максимального крутящего момента

Ухудшение топливной экономичности и снижение мощности при увеличении концентрации этанола в смеси происходит с одновременным ростом коэффициента избытка воздуха (рисунок 9.3),

0,1 кВт (менее 1 %) при работе на 15% смеси для обоих режимов работы двигателя, при этом расход топлива становится выше на 0,16 и 0,08 кг/ч при работе соответственно на режиме номинальной мощности и максимального крутящего момента.

Дальнейшее увеличение концентрации этанола ведет к росту мощности двигателя в среднем на 0,1 кВт на каждые 5% увеличения концентрации этанола в смеси, при этом наблюдается повышение часового расхода топлива.

При использовании 30% смеси этанола и бензина мощность двигателя на режиме номинальной мощности увеличивается на 0,4 кВт (0,7%), на режиме максимального крутящего момента повышение мощности двигателя составляет 0,3 кВт (0,8%).

Расчетные исследования показали, что при использовании смесей с содержанием этанола:

- до 5% мощностные и экономические показатели двигателя практически не меняются;

- до 10% мощность уменьшается, а удельный эффективный расход топлива возрастает на 2...3%;

- до 15% мощность уменьшается, а удельный эффективный расход топлива возрастает на 3...4,5%;

- до 20% мощность уменьшается, а удельный эффективный расход топлива возрастает на 4,5...6%;

- до 25% мощность уменьшается, а удельный эффективный расход топлива возрастает на 6,5...7,5%;

- до 30% мощность уменьшается, а удельный эффективный расход топлива возрастает на 7,5...8,5%;

Меньшие значения из диапазонов соответствуют работе двигателя на режиме максимального крутящего момента.

Для обеспечения постоянной мощности с ростом содержания этанола в смеси необходимо увеличивать часовой расход топлива при работе:

- на 5% смеси 0,15 кг/ч для режима максимального крутящего момента и на 0,32 кг/ч для режима номинальной мощности;

- на 10% смеси 0,35 кг/ч для режима максимального крутящего момента и на 0,62 кг/ч для режима номинальной мощности;

- на 15% смеси 0,53 кг/ч для режима максимального крутящего момента и на 0,93 кг/ч для режима номинальной мощности;

- на 20% смеси 0,75 кг/ч для режима максимального крутящего момента и на 1,25 кг/ч для режима номинальной мощности;
- на 25% смеси 0,99 кг/ч для режима максимального крутящего момента и на 1,53 кг/ч для режима номинальной мощности;
- на 30% смеси 1,23 кг/ч для режима максимального крутящего момента и на 1,9 кг/ч для режима номинальной мощности;

Установлено, что при работе двигателя на смесях с концентрацией этанола 15% и более, при условии равенства коэффициента избытка воздуха работе двигателя на бензине, эффективная мощность увеличивается.

10 ВЛИЯНИЕ СМЕСЕЙ БЕНЗИНА С ЭТАНОЛОМ НА ПОКАЗАТЕЛИ ДВИГАТЕЛЯ С ИСКРОВОМ ЗАЖИГАНИЕМ

В качестве основной добавки к бензину был использован представленный для испытаний этиловый спирт двух видов: этанол и этанол+, содержащий сивушные масла.

В ходе выполнения данных работ обнаружено, что исследуемая спирт этанол+ в отличие от этанола хуже растворяется в бензине с выделением незначительного осадка. Выделяемый осадок остается в топливном баке и не может быть учтен в процессе проводимых измерений.

10.1 Результаты испытаний двигателя по нагрузочным характеристикам

При испытаниях снимались нагрузочные характеристики при частоте вращения коленчатого вала 3000 мин^{-1} при неизменных регулировках двигателя.

Отмечено, что добавка до 10 % этанола не влияет на устойчивость работы двигателя, других внешних отклонений (шум, вибрация) по сравнению с работой на бензине так же не наблюдалось.

Добавка 10 % этанола приводит к снижению температуры отработавших газов на всем протяжении нагрузочной характеристики в среднем на 10° . При работе двигателя на смеси, содержащей 5 % этанола снижение температуры отработавших газов в среднем составляет $3 - 6^\circ$.

Увеличение концентрации этилового спирта в смеси с бензином вызывает уменьшение теплотворной способности топлива. Для поддержания заданной нагрузки на двигатель необходимо увеличивать расход топлива изменяя угол открытия дроссельной заслонки. Это в свою очередь ведет к увеличению расхода воздуха через двигатель.

При работе двигателя на смесях с содержанием этилового спирта 5 % увеличение часового расхода воздуха и топлива незначительно. Более существенна разница при работе двигателя на 10 % смеси. Для смеси с этанолом увеличение расхода воздуха по нагрузочной

характеристике вплоть до крайней точки достигает $3 \text{ м}^3/\text{ч}$. Среднее увеличение часового расхода топлива составляет $3 - 3,5 \%$.

Из рисунка 10.1 следует, что добавка 5% этанола при работе двигателя практически не влияет на экономичность работы двигателя. В мощностном диапазоне $3 - 10 \text{ кВт}$ увеличение удельного эффективного расхода топлива для данной смеси составляет около 1% .

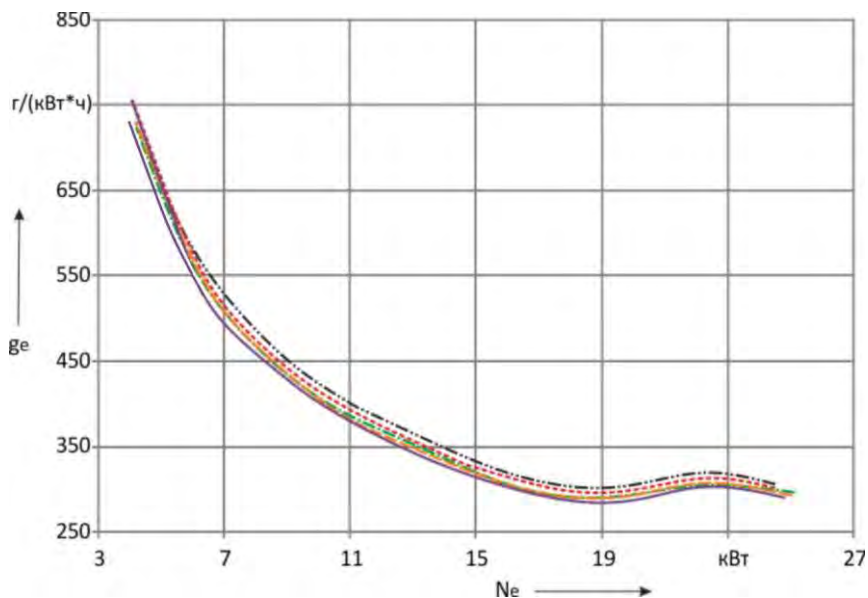


Рис. 10.1 – Зависимость удельного эффективного расхода топлива от эффективной мощности двигателя:

— бензин; - - - смесь 5 % этанол; ····· смесь 10 % этанол;
- · - · смесь 5 % этанол+; - - - - смесь 10 % этанол+

Увеличение удельного эффективного расхода топлива составляет: для смеси с 10% содержанием этанола $3 - 3,5 \%$.

Увеличение коэффициента наполнения при работе двигателя на смеси с 10% содержанием этанола+ достигает $1,4 \%$ (рисунок 10.2). Для смесей с содержанием этилового спирта 5% рост коэффициента наполнения менее 1% .

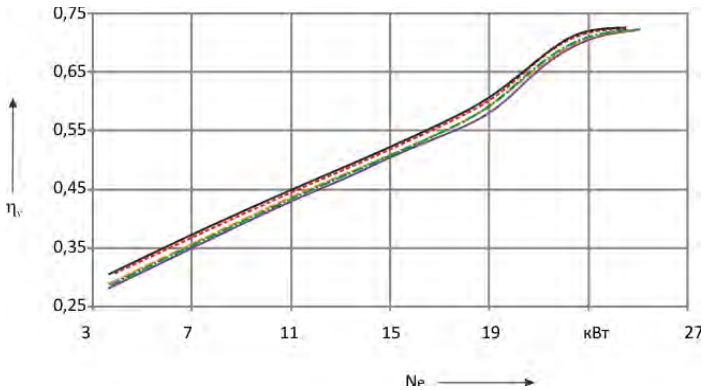


Рис. 10.2 – Зависимость коэффициента наполнения от эффективной мощности двигателя:

— бензин; - - - смесь 5 % этанол; - - - - смесь 10 % этанол;
 - · - · - смесь 5 % этанол+; - · - · - - смесь 10 % этанол+

Увеличение коэффициента избытка воздуха при увеличении доли спирта в топливной смеси объясняется ростом доли в ней химически связанного кислорода (рисунок 10.3). Вместе с тем, следует отметить, что заметный рост коэффициента избытка воздуха (до 6 %) отмечается для смесей с содержанием спирта 10 %.

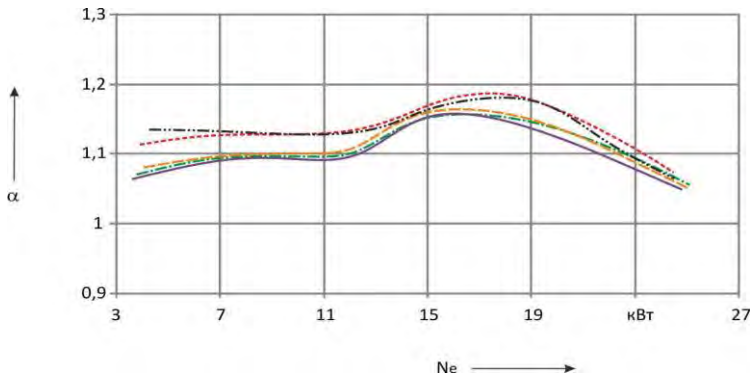


Рис. 10.3 – Зависимость коэффициента избытка воздуха от эффективной мощности двигателя:

— бензин; - - - смесь 5 % этанол; - - - - смесь 10 % этанол;
 - · - · - смесь 5 % этанол+; - · - · - - смесь 10 % этанол+

Для топливной смеси, содержащей 5 % этанола и этанола+ увеличение коэффициента избытка воздуха незначительно и лежит в пределах 0,5 – 1,5 %.

10.2 Исследования работы двигателя по регулировочным характеристикам

Целью исследований являлось определение показателей работы двигателя при его работе по регулировочным характеристикам на бензине и бензо-спиртовых смесях с объемным содержанием этанола и этанола+ 10 %.

10.2.1 Условия и порядок проведения испытаний

Проведение испытаний осуществлялось в два этапа.

На первом этапе была снята серия регулировочных характеристик по углу опережения зажигания при частичной нагрузке и промежуточном положении дроссельной заслонки карбюратора. Частота вращения коленчатого вала при этом поддерживалась постоянной на уровне 3000 мин^{-1} . Постоянство положения дроссельной заслонки обеспечивалось установкой на ее привод специального фиксатора. Угол опережения зажигания изменялся вручную путем поворота корпуса датчика-распределителя в диапазоне шкалы, нанесенной на его фланце заводом-изготовителем.

Второй этап экспериментальных исследований предполагал снятие характеристик по углу открытия дроссельной заслонки при постоянной частоте коленчатого вала (3000 мин^{-1}).

10.2.2 Результаты испытаний

На рисунках 10.4...10.6 представлены зависимости эффективной мощности двигателя, температуры отработавших газов и удельного эффективного расхода топлива от угла опережения зажигания при частоте вращения коленчатого вала 3000 мин^{-1} . В виду постоянства расхода воздуха через двигатель, обеспечиваемого неизменным положением дроссельной заслонки, зависимости коэффициентов наполнения и избытка воздуха не приведены.

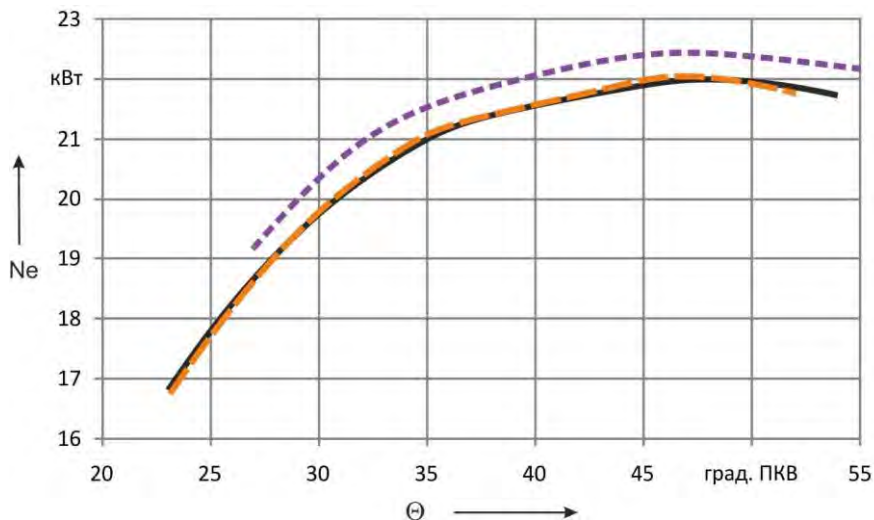


Рис. 10.4 – Зависимость эффективной мощности двигателя от угла опережения зажигания:

----- бензин; -.-.-.- смесь 10 % этанол; ——— смесь 10 % этанол+

Отмечено, что добавка 10 % спирта к бензину не влияет на устойчивость работы двигателя. Вместе с тем визуальное проявление жесткой работы двигателя на бензино-спиртовых смесях отмечено при ранних углах опережения зажигания (для бензина – 50..52 град. ПКВ, для бензино-этанольных смесей – 54...55 град. ПКВ).

Как видно из рисунка 10.4 добавка 10 % этанола и этанола+ к бензину приводит к падению эффективной мощности во всем диапазоне значений угла опережения зажигания, причем эта разница практически одинакова для обеих исследуемых спиртовых добавок.

Добавки исследуемых спиртов в среднем приводят к снижению эффективной мощности на 1 кВт (2...2,5 %) для всех углов опережения зажигания. Причем более существенное падение мощности характерно для поздних углов опережения зажигания.

При позднем зажигании так же отмечается большая разница температур отработавших газов (рисунок 10.5). В диапазоне значений угла опережения зажигания 25...30 град. ПКВ добавка 10 % этанола и этанола+ приводит к снижению температуры отработавших газов на 25...30°. Для более ранних углов отмеченная разница

не превышает 20° . Отличие в протекании графиков температур для обеих бензино-спиртовых смесей незначительно и проявляется в зоне ранних углов зажигания. Добавка 10 % этанола по сравнению с этанолом+ в зоне значений углов опережения зажигания $44\dots54$ град. ПКВ приводит к снижению температуры отработавших газов на $5\dots6^\circ$.

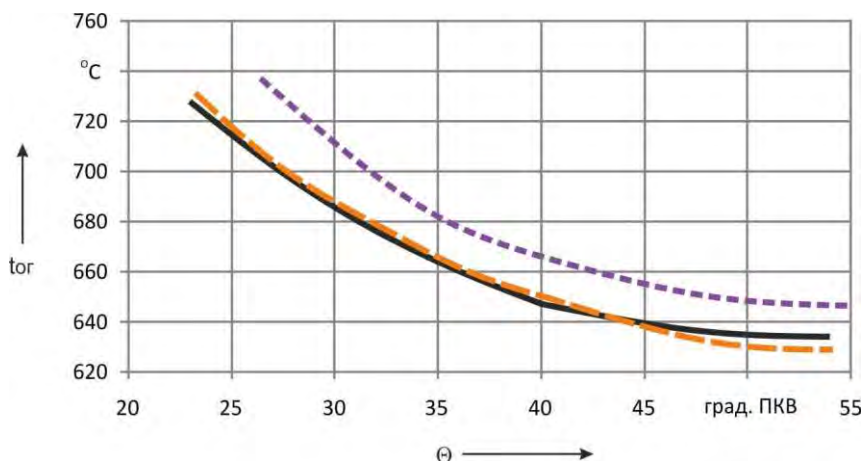


Рис. 10.5 – Зависимость температуры отработавших газов двигателя от угла опережения зажигания:

----- бензин; -.-.-.- смесь 10 % этанол; ——— смесь 10 % этанол+

Добавка этанола к бензину приводит к ухудшению экономичности двигателя, что объясняется меньшей по сравнению с бензином теплотворной способностью этанола. Как видно из зависимостей, представленных на рисунке 10.6 наибольшее повышение удельного расхода топлива для обеих бензино-спиртовых смесей (до $10 \text{ г}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$) наблюдается в зоне поздних углов опережения зажигания. В зоне ранних углов эта разница не превышает $5\dots6 \text{ г}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$.

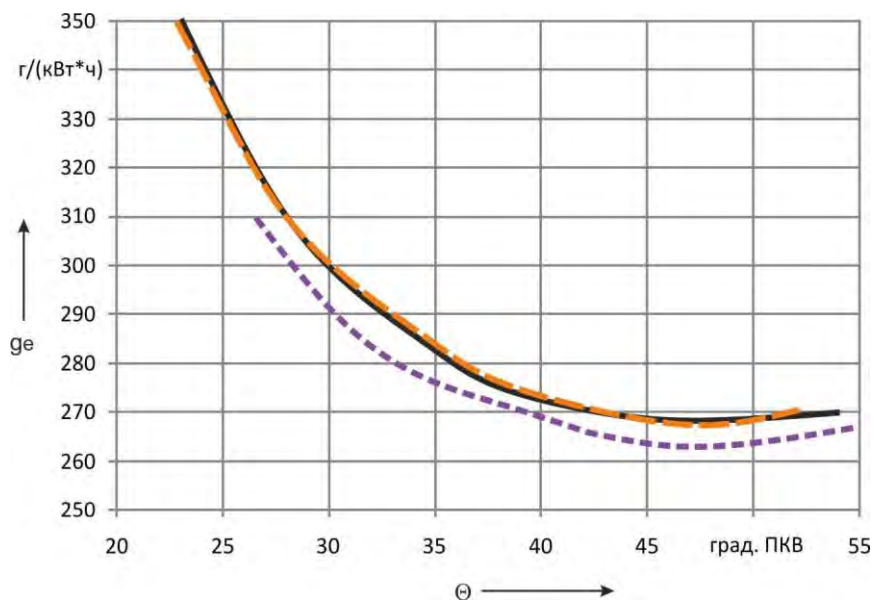


Рис. 10.6 – Зависимость удельного эффективного расхода топлива двигателя от угла опережения зажигания:

----- бензин; -.-.- смесь 10 % этанол; ——— смесь 10 % этанол+

Вместе с тем можно выделить диапазон значений угла опережения зажигания (37...42 град ПКВ), где потеря экономичности при работе двигателя на исследуемых спиртовых добавках минимальна и не превышает 1,5 %.

На рисунках 10.7...10.11 представлены зависимости эффективной мощности двигателя, температуры отработавших газов, коэффициента избытка воздуха, часового и удельного эффективного расходов топлива от угла открытия дроссельной заслонки при частоте коленчатого вала 3000 мин^{-1} .

Как видно из рисунка 10.7 при малых углах открытия дроссельной заслонки введение в бензин спиртовых добавок не оказывают существенного влияния на эффективную мощность двигателя. При дальнейшем увеличении угла открытия дроссельной заслонки снижение мощности становится более существенным (~3 %).

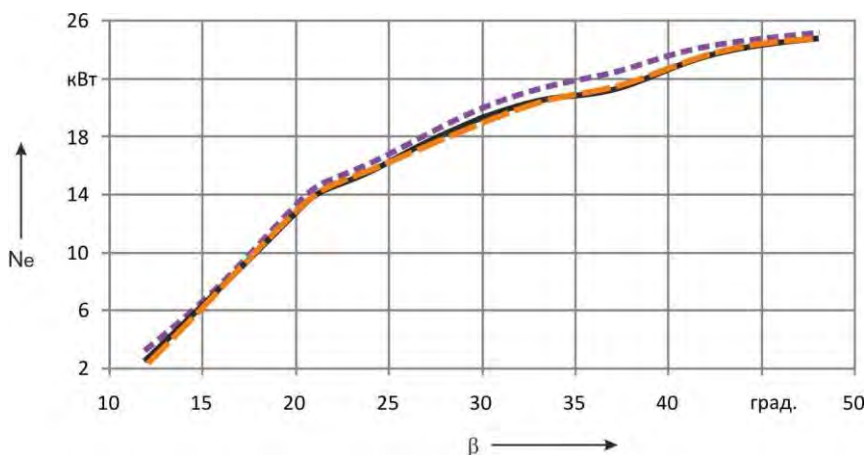


Рис. 10.7 – Зависимость эффективной мощности двигателя от угла открытия дроссельной заслонки:

----- бензин; -.-.- смесь 10 % этанол; — смесь 10 % этанол+

Максимальное снижение мощности двигателя наблюдается в диапазоне углов открытия заслонки 35...40 градусов и достигает до 3,5 %.

Падение эффективной мощности двигателя связано со снижением теплотворности бензино-спиртовых смесей при практически неизменных расходах топлива, обеспечиваемых постоянством положения дроссельной заслонки и схожестью физических свойств этанола и бензина.

Добавки этанола и этанола+ приводят к некоторому снижению температуры отработавших газов (рисунок 10.8). В наибольшей степени эта разница заметна для смеси содержащей 10 % этанола+ при средних углах открытия дроссельной заслонки (до 25 градусов). При малых и больших значениях углов открытия заслонки разница температур не превышает 10...15°.

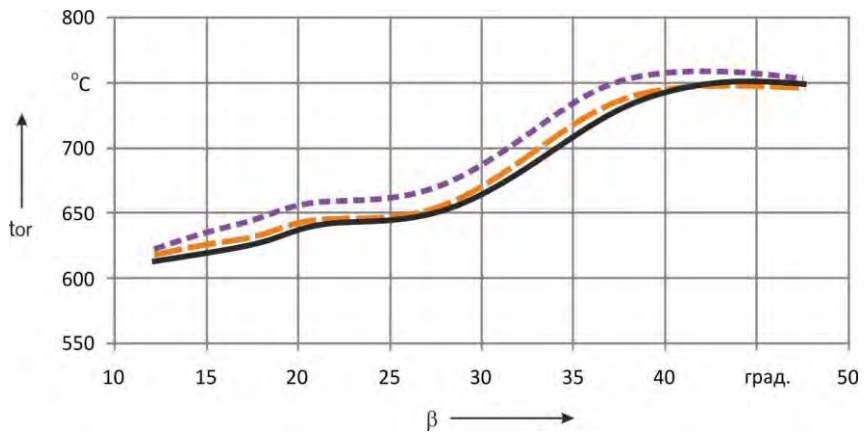


Рис. 10.8 – Зависимость температуры отработавших газов двигателя от угла открытия дроссельной заслонки:
 - - - бензин; - - - смесь 10 % этанол; — — — смесь 10 % этанол+

Как было отмечено выше, введение исследуемых спиртовых добавок в бензин практически не приводит к изменению часового расхода топлива (рисунок 10.9).

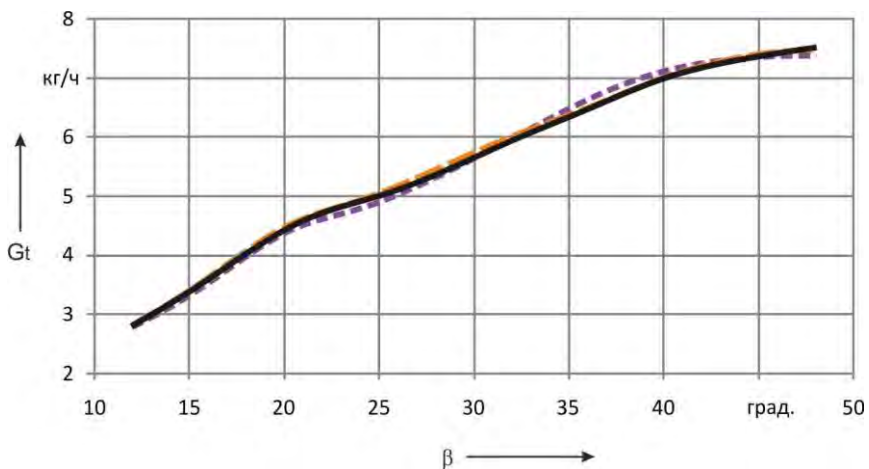


Рис. 10.9 – Зависимость часового расхода топлива двигателя от угла открытия дроссельной заслонки:
 - - - бензин; - - - смесь 10 % этанол; — — — смесь 10 % этанол+

Как видно из рисунка 10.10 наибольшая потеря экономичности при работе двигателя на бензино-этанольных смесях происходит при средних и больших углах открытия дроссельной заслонки (до 3 %).

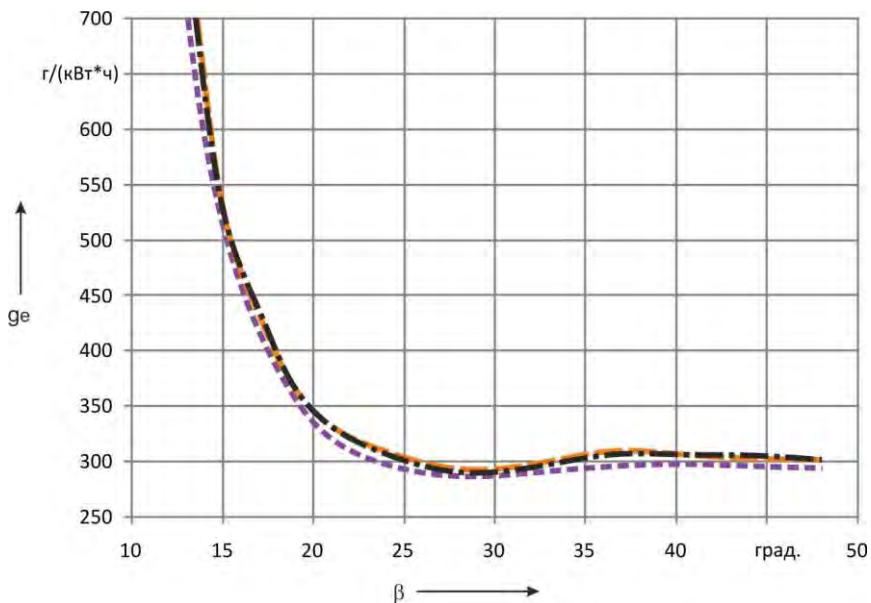


Рис. 10.13 – Зависимость удельного эффективного расхода топлива двигателя от угла открытия дроссельной заслонки
 - - - бензин; - · - · смесь 10 % этанол; — — — смесь 10 % этанол+

Максимальное снижение удельного эффективного расхода смешанного топлива отмечается в пределах значений угла открытия дроссельной заслонки 35...40 градусов.

Следует так же отметить практически полную идентичность законов изменения удельных расходов топлив при работе двигателя на бензине с добавками этанола и этанола+. Однако, как было указано выше при добавке этанола+ выделяется осадок (~0,5 %), что требует проведения дополнительных исследований.

Как следует из рисунка 10.11 добавки 10 % этанола и этанола+ за счет наличия в данных спиртах химически связанного кислорода на фоне постоянства расхода топлива приводят практически к одина-

ковому увеличению коэффициента избытка воздуха во всем диапазоне открытия дроссельной заслонки.

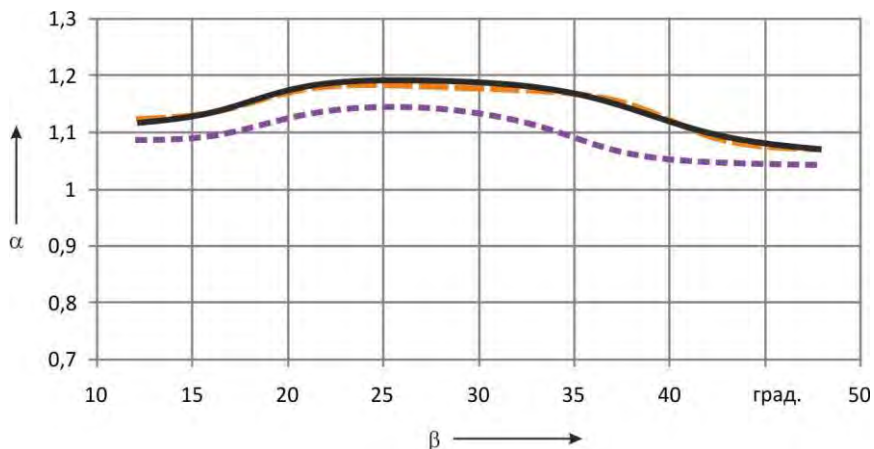


Рис. 10.14 – Зависимость коэффициента избытка воздуха от угла открытия дроссельной заслонки:

----- бензин; -.-.- смесь 10 % этанола; — смесь 10 % этанола+

Можно выделить промежуток работы дроссельной заслонки (34...40 градусов), на котором обеднение топливоздушнной смеси за счет спиртовых добавок максимально и достигает 8 %.

Во всем остальном диапазоне значений углов открытия дроссельной заслонки повышение коэффициента избытка воздуха для исследуемых смесевых топлив не превышает 4,5 %.

В результате исследований получено, что показатели рабочего процесса двигателя на 5 % смеси бензина с этанолом остаются практически такими же, как при работе на бензине. Отмечено, что увеличение концентрации этанола в смеси до 10 % может приводить к снижению эффективной мощности двигателя и увеличению удельного эффективного расхода топлива до 3-3,5 %.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Проведенные расчетные и экспериментальные исследования позволили обосновать параметры рабочего процесса двигателей при применении спиртосодержащих топлив.

Для дизелей рекомендуется использовать смеси дизельного топлива с 15% бутанола. Для двигателей с искровым зажиганием рекомендуется применять смеси бензина с 10% бутанола или этанола.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. **Лужков, Ю. М.** Альтернативные источники энергии – будущее Москвы [Текст] / Ю. М. Лужков // Автогазозаправочный комплекс + Альтернативное топливо. – 2005. – № 3. – С. 3–5. – Библиогр.: с. 5.

2. О требованиях к автомобильному и авиационному бензину, дизельному и судовому топливу, топливу для реактивных двигателей и мазуту (ТР ТС 013/2011), утвержден решением комиссии Таможенного союза от 18 октября 2011г. № 826.

3. **Гутаревич, Ю. Ф.** Использование этилового спирта в двигателях с искровым зажиганием [Текст] / Ю. Ф. Гутаревич, А. Г. Говорун, А. А. Корпач // Двигателестроение. – 2004. – № 1. – С. 40–42. – Библиогр.: с. 42.

4. **Злотин, Г. Н.** Работа двигателей ВАЗ на бензоэтанольных смесях [Текст] / Г. Н. Злотин // Двигателестроение. – 1986. – № 3. – С. 7–9. – Библиогр.: с. 9.

5. E20: The Feasibility of 20 Percent Ethanol Blends by Volume as a Motor Fuel [Text] // Executive Summary Results of Materials Compatibility and Drivability Testing. – Minnesota Department of Agriculture. – Report. – February 2008. – P. 6.

6. Naidenko, O.V. Ethanol-Gasoline Fuel Blends: Impact on Human Health and Engine Performance [Text] / O.V. Naidenko // EWG: The power of information. – 2009. – P. 13.

7. Karaaslan S. Numerical investigation of ethanol fuel blends on engine performance characteristics by using diesel-rk software [Text] / S. Karaaslan, C. Erman, E. Hepkaya, N. Yucel // Faculty of Mechanical Engineering – Gazi University, Turkiye. – P. 36–39.

8. Naidenko, O.V. Ongoing Studies of E15 and E20 Ethanol Blends Indicate Risks to Human Health as well as Safety and Performance of Motor Vehicles and Non-Road Engines [Text] / O.V. Naidenko // EWG: The power of information. – P. 12.

9. **Левтеров, А.М.** Экспериментальная оценка энерго-экологических показателей автомобильного двигателя на бензоэтаноле [Текст] / А.М. Левтеров, В.П. Мараховский, В.Н. Бганцев, М.В. Сарапина // Автомобильный транспорт. – №22. – 2008 – С. 98 – 101.

10. **Левтеров, А.М.** Результаты расчетно-экспериментальных исследований характеристик автомобильного двигателя при ис-

пользовании бензоэтанольных смесей [Текст] / А.М. Левтеров, В.П. Мараховский, Н.Ю. Гладкова // Автомобильный транспорт. – 2009. – №23. – С. 100-103.

11. **Pikūnas A.** Influence of composition of gasoline-ethanol blends on parameters of internal combustion engine [Text] / A. Pikūnas, S. Pukalskas, J. Grabys // Journal of KONES Internal Combustion Engines. – 2003. – Vol. 10, P. 7.

12. Al-Hasan M. Effect of ethanol–unleaded gasoline blends on engine performance and exhaust emission [Text] / M. Al-Hasan // Energy Conversion and Management 44. – 2003. – P. 1547–1561.

13. Fayyad S.M. Experimental Investigation of Using Fuel Additives – Alcohol [Text] / S.M. Fayyad, W. Momani, S.Q. Abu-Ein, O. Juditawy, T. Abu-Rahmeh // Research Journal of Applied Sciences, Engineering and Technology 2(2). – 2010. – P. 164-169.

14. Ananda Srinivasan C. Study of Combustion Characteristics of an SI Engine Fuelled with Ethanol and Oxygenated Fuel Additives [Text] / C. Ananda Srinivasan, C.G. Saravanan // Journal of Sustainable Energy & Environment 1. – 2010. – P. 85–91.

15. Balaji D. Influence of isobutanol blend in spark ignition engine performance and emissions operated with gasoline and ethanol [Text] / D.Balaji, P. Govindarajan, J. Venkatessan // International Journal of Engineering Science and Technology. – 2010. – Vol. 2(7). – P. 2859–2868.

16. Gao J. Spray properties of alternative fuels: A comparative analysis of ethanol–gasoline blends and gasoline [Text] / J. Gao, D. Jiang, Z. Huang // Fuel 86. – 2007. – P. 1645–1650.

17. Brusstar M. Ethanol-Gasoline Blends: Fuel Economy and Emissions Benefits [Text] / M. Brusstar // Presented at the SAE Government an Industry Meeting in Washington, D.C. – May 13, 2003. – P. 13.

18. **Луканин, В. Н.** Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн. 1. Теория рабочих процессов [Текст] : учебник для вузов / В. Н. Луканин [и др.] ; под ред. В. Н. Луканина. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Высшая школа, 2005. – 479 с.

19. **Автомобильный справочник** [Текст]: пер. с англ. ООО «СтарСПб» – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: ООО «Книжное издательство «За рулем», 2012. – 1280 с.

20. **Емельянов, В. Е.** Автомобильный бензин и другие виды топлива: свойства, ассортимент, применение [Текст] / В. Е. Емельянов, И. Ф. Крылов. – М.: Астрель: АСТ: Профиздат, 2005. – 207 с.

21. **Хачиян, А. С.** Применение спиртов в дизелях [Текст] / А. С. Хачиян // Двигателестроение. – 1984. – № 8. – С. 30–34. – Библиогр.: с. 34.

22. **Лиханов, В. А.** Применение метанола в качестве топлива для дизелей за рубежом [Текст] / В. А. Лиханов // Двигателестроение. – 1984. – № 10. – С. 55–57. – Библиогр.: с. 57.

23. **Хачиян, А. С.** Применение различных топлив и энергетических установок в автомобилях будущего [Текст] / А. С. Хачиян // Двигателестроение. – 2004. – № 1. – С. 28–31. – Библиогр.: с. 31.

24. **Гарипов, К. Н.** Экспериментальное исследование влияния степени обводненности спиртового топлива на характеристики двс с унифицированным рабочим процессом [Текст] / К. Н. Гарипов, М. Д. Гарипов, Р. Ю. Саккулин // Вестник УГАТУ. – 2010. – № 2 (37) – С. 7–12.

25. **Лебедевас, С. В.** Исследования по применению в транспортном секторе Литвы смесевых спиртовых топлив [Текст] / С. В. Лебедевас, Г. В. Лебедева, С. П. Кулманаков // Ползуновский вестник. – 2009. – № 1-2. – С. 22–30.

26. **Хичика, Ж. А.** Прогнозирование параметров рабочего процесса дизеля при использовании спирто-дизельных топлив [Текст]: Автореферат диссертации на соискание ученой степени канд. техн. наук: 05.04.02 / Ж. А. Хичика. – Барнаул, 2005. – 15 с.

27. Lapuerta, M. Emissions from a diesel-bioethanol blend in an automotive diesel engine [Text] / M. Lapuerta, O. Armas, J. Herreros // Fuel. – 2008. – № 87. – P. 25–31.

28. Satge de Caro, P. Interest of combining an additive with diesel-ethanol blends for use in diesel engines [Text] / P. Satge de Caro [and others] // Fuel. – 2001. – № 80. – P. 565–574.

29. Wang, J. Oxygenated blend design and its effects on reducing diesel particulate emissions [Text] / J. Wang [and others] // Fuel. – 2009. – № 88. – P. 2037–2045.

30. **Матиевский Д. Д.** Обеспечение перспективных экологических норм двс за счет применения смесевых биотоплив [Текст] / Д. Д. Матиевский, С. С. Кулманаков // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – № 2 – С. 96–99.

31. Rakopoulos, D. C. Investigation of the performance and emissions of bus engine operating on butanol/diesel fuel blends [Text] / D. C. Rakopoulos [and others] // Fuel. – 2010. – № 89. – P. 2781–2790.

32. Thongchai, S. Feasibility Study of Using High Butanol-Diesel Blends in Common rail Engine [Text] / S. Thongchai [and others] // The 23rd Conference of the Mechanical Engineering Network of Thailand (ME-NETT 23). – Thailand, 2009.

33. Al-Hasan, M. The Effect of Iso-Butanol-Diesel Blends on Engine Performance [Text] / M. Al-Hasan, M. Al-Momany // Transport. – 2008. – № 23 (4). – P. 306–310.

34. Yao, M. Experimental study of n-butanol additive and multi-injection on HD diesel engine performance and emissions [Text] / M. Yao [and others] // Fuel. – 2010. – № 89. – P. 2191–2201.

35. Liu, Y. Effects of Micro-Explosion on Butanol-Biodiesel-Diesel Spray and Combustion [Text] / Y. Liu [and others] // ILASS-Americas 22nd Annual Conference on Liquid Atomization and Spray Systems. – Cincinnati, 2010.

36. **Марков, В. А.** Спиртовые топлива для дизельных двигателей [Текст] / В. А. Марков, Н. Н. Патрахальцев // Транспорт на альтернативном топливе. – 2010. – № 1 (13) – С. 22–26.

37. **Патрахальцев, Н. Н.** Использование отходов биохимических, химических, микробиологических производств в качестве альтернативных топлив для дизелей [Текст] / Н. Н. Патрахальцев, Ю. Ж. Сааде // Двигателестроение. – 1995. – № 1 – С. 68–70.

38. **Автомобильные двигатели** [Текст] / М. С. Ховах [и др.]; под общ. ред. М. С. Ховаха. – М.: Машиностроение, 1977. – 591 с.

39. **Разлейцев, Н. Ф.** Моделирование и оптимизация процесса сгорания в дизелях [Текст] / Н. Ф. Разлейцев. – Харьков: Вища школа. Из-во при Харьк. ун-те, 1980. – 169 с.

40. **Кухаренок, Г. М.** Рабочий процесс высокооборотных дизелей. Методы и средства совершенствования [Текст] / Г. М. Чок. – Минск: БГПА, 1999. – 180 с.

41. **Шароглазов, Б. А.** Двигатели внутреннего сгорания: теория, моделирование и расчет процессов [Текст] / Б. А. Шароглазов, М. Ф. Фарафонов, В. В. Клементьев // – Челябинск, ЮУрГУ, 2004 – 344 с.

42. **Вибе, И. И.** Новое о рабочем цикле двигателей [Текст] / И. И. Вибе. – М.: Машиностроение, 1962. – 271 с.

43. Georgios Z. Mathematical and Numerical Modeling of Flow and Combustion Processes in a Spark Ignition Engine [Text] / Z. Georgios. – Department of Applied Mathematics, 10 September 2005. – P. 32.

44. **Марченко, А. П.** Анализ и математическое моделирование процесса сгорания водорода в четырехтактном одноцилиндровом двигателе с искровым воспламенением [Текст] / А. П. Марченко, А. А. Осетров, И. Дубей, Р. Маамри // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – № 1. – С. 24 – 28.

45. **Галышев, Ю. В.** Конвертация рабочего процесса транспортных двс на природный газ и водород [Текст]: Автореф. ... докт. техн. наук: 05.04.02 / Ю. В. Галышев. – Санкт-Петербург, 2010 – 32 с.

46. **Смоленская, Н. М.** Влияние добавки водорода в ТВС на характеристику тепловыделения и изменения давления в процессе сгорания [Текст] / Н. М. Смоленская // Материалы 2 международной научной заочной конференции «Актуальные вопросы современной техники и технологии». – Липецк, 2010. – С. 178 – 188.

47. **Козлов, А. В.** Теоретические основы оценки показателей силовых установок автомобилей в полном жизненном цикле [Электронный ресурс]: Дис. ... д-ра техн. наук: 05.04.02. М.: РГБ, 2005. - (Из фондов Российской государственной библиотеки). – 426 с.

48. **Кулешов, А. С.** Программа расчета и оптимизации двигателей внутреннего сгорания Дизель-РК. Описание математических моделей, решение оптимизационных задач [Текст] / А. С. Кулешов. – МГТУ им. Баумана, 2004. – 123 с.

49. Eltinge, L. Fuel – Air Ratio and Distribution from Exhaust Gas Composition // SAE paper/ 1968. – № 680114. – 25 p.

50. Zhao, F-Q. et al. PLIF measurements of the cyclic variation in a SI engine / F-Q. Zhao, M. Taketomi, K. Nishida, H. Hiroyasu // SAE paper/ – 1994. – № 940988.14 p.

51. **Кремер, Н.Ш.** Эконометрика: Учебник для вузов [Текст] / Н.Ш.Кремер, Б.А.Путко// Под ред. проф. Н.Ш. Кремера. – М.: ЮНИТИ-ДАНА, 2002. – 311 с.

52. **Кухаренок, Г.М.** Снижение выбросов вредных веществ дизельных двигателей / Г.М. Кухаренок, А.Н. Петрученко, В.И. Березун – Минск, 2013. – 248 с.

53. **Чесноков, С. А.** Химический турбулентный тепломассообмен в двигателях внутреннего сгорания [Текст] / С. А. Чесноков. – Тула : Изд-во ТулГУ, 2005. – 466 с.

54. **Кавтарадзе, Р. З.** Теория поршневых двигателей. Специальные главы: Учебник для вузов [Текст] / Р. З. Кавтарадзе. – М. : Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. – 720 с.

55. **ГОСТ 14846–81**. Двигатели автомобильные. Методы стендовых испытаний [Текст]. – Введ. 1982-01.01. – М. : Изд-во стандартов, 2003. – 41 с.

56. **Хартман, К.** Планирование эксперимента в исследовании технологических процессов [Текст] / К. Хартман, Э. Лецкий, В. Шефер и др. – Москва: Мир, 1977. – 552 с.

Научное издание

КУХАРЁНОК Георгий Михайлович
ПЕТРУЧЕНКО Александр Николаевич
ГЕРШАНЬ Дмитрий Геннадьевич

**РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС ДВИГАТЕЛЕЙ
ПРИ РАБОТЕ НА АЛЬТЕРНАТИВНЫХ ТОПЛИВАХ**

Подписано в печать 10.02.2017. Формат 60×84 ¹/₁₆. Бумага офсетная. Ризография.
Усл. печ. л. 17,44. Уч.-изд. л. 13,64. Тираж 120. Заказ 1113.

Издатель и полиграфическое исполнение: Белорусский национальный технический университет.
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя, распространителя
печатных изданий № 1/173 от 12.02.2014. Пр. Независимости, 65. 220013, г. Минск.