

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Тольяттинский государственный университет»

ИНСТИТУТ МАШИНОСТРОЕНИЯ

(наименование института полностью)

Кафедра «Энергетические машины и системы управления»
(наименование)

13.03.03 Энергетическое машиностроение

(код и наименование направления подготовки)

«Альтернативные источники энергии транспортных средств»

(направленность (профиль))

ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА (БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА)

на тему Проектирование одноцилиндрового дизельного двигателя

Студент

Д.А. Семин

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Руководитель

к.т.н., доцент, В.В. Смоленский

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

Тольятти 2023

АННОТАЦИЯ

Выпускная квалификационная работа посвящена вопросу проектирования одноцилиндрового дизельного двигателя на альтернативных жидких топливах в качестве вспомогательной силовой установки электромобиля по типу REEV.

Целью бакалаврского проекта исследования перспектив использования жидких альтернативных топлив в дизельной вспомогательной силовой установки электромобиля по типу REEV.

Поэтому в данном бакалаврской работе представлены результаты проектирования одноцилиндрового дизельного двигателя с анализом процесса сгорания на жидких альтернативных топливах (дизельное топливо, МТБЕ), также выполнено имитационное моделирование в программе WAVE Ricardo 17.1. Бакалаврская работа состоит из пояснительной записки и графической части.

Пояснительная записка состоит из аннотации, введения, 4 разделов, заключения с основными результатами и выводами, содержит 31 рисунок, 15 таблиц, списка использованных источников (65 источник). Основной текст изложен на 65 страницах.

Графическая часть работы содержит 8 листов формата А1 иллюстрирующих материал, представленный в пояснительной записке.

ABSTRACT

Topic of the bachelor thesis: "Improving the efficiency of the fuel system for VAZ engines".

The fuel delivery system plays a crucial role in internal combustion engines. This thesis examines the shortcomings of the existing fuel delivery system and proposes a solution to address the high amplitude fuel pressure fluctuations.

This bachelor's thesis aims to improve the fuel delivery system for the VAZ 21129 gasoline engine. It consists of an explanatory note of 63 pages and a graphical part. The explanatory note covers the following topics:

- Analysis of the existing fuel delivery system;
- Thermal balance and thermal calculation of the engine;
- Kinematic and dynamic calculations were performed;
- Design of an external damper.

The graphic section contains six A1-sized sheets. They show longitudinal and transverse sections of the engine, three diagram sheets, and detailed drawings of the proposed fuel delivery system.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	4
1 Исследования альтернативных дизельных топлив	6
1.1 Альтернативные виды топлива	6
1.2 Характеристики кислородосодержащих альтернативных топлив для двигателей с воспламенением от сжатия	16
2 Тепловой расчет проектируемого двигателя	21
2.1 Тепловой расчет одноцилиндрового двигателя при работе на дизельном топливе	21
2.2 Тепловой расчет одноцилиндрового дизельного двигателя на МТБЭ	26
3 Кинематический и динамический расчет кривошипно-шатунного механизма двигателя	32
3.1 Кинематический расчет кривошипно-шатунного механизма двигателя.....	32
3.2 Динамический расчет кривошипно-шатунного механизма двигателя.....	34
4 Анализ токсичности отработавших газов при работе одноцилиндрового двигателя на дизельном топливе и МТБЭ	40 39
Заключение	57
Список используемых источников	59

ВВЕДЕНИЕ

Ископаемое дизельное топливо использовалось для питания пассажирских транспортных средств с тех пор, как Рудольф Дизель изобрел двигатель с воспламенением от сжатия (СІ). Помимо ископаемого дизельного топлива, растительные масла использовались в качестве альтернативного топлива в двигателях СІ с тех пор, как Рудольф Дизель впервые испытал арахисовое масло в двигатель. В 1970-х годах исследования растительных масел в качестве потенциальных видов топлива были расширены после того, как было обнаружено, что вязкость растительных масел может быть снижена с помощью химического процесса переэтерификации, который разрушает структуру масла, что делает его более подходящим для двигателей с внутренним двигателем [1]. В настоящее время растет интерес к альтернативным видам топлива для транспорта, которые могли бы заменить ископаемое дизельное топливо, из-за (1) сокращающихся запасов нефти, (2) растущего спроса на транспорт, (3) опасений по поводу безопасности энергоснабжения в ряде стран, и (4) потребность в более экологически чистых видах топлива из-за глобального потепления и растущей озабоченности по поводу влияния выбросов выхлопных газов на здоровье человека.

Чтобы обеспечить более быстрый переход от ископаемых видов топлива к альтернативным, альтернативные виды топлива должны быть совместимы с существующими дизельными двигателями, по крайней мере, в краткосрочной и среднесрочной перспективе. Природное сырье для альтернативных видов топлива обеспечивает широкий спектр молекул для целого ряда производственных процессов. Таким образом, в глобальных исследованиях топлива все больше внимания уделяется типам молекул, которые могут обеспечить желаемую производительность двигателей с воспламенением от сжатия и которые можно производить из устойчивых ресурсов. Кислородные молекулы являются особенно многообещающими из-за их более низких общих выбросов углерода и потенциала для повышения безопасности

энергоснабжения. Однако, как было предложено Fiorese et al. [2], хотя технические трудности нескольких производственных маршрутов, вероятно, будут преодолены к 2030 году, производство альтернативных видов топлива может не стать рентабельным по сравнению с ископаемым топливом к тому времени, если не будут введены новые политики, поощряющие производство и внедрение альтернативных видов топлива.

Биодизель и этанол-дизельные смеси в настоящее время коммерчески доступны, но необходимы дальнейшие исследования двигателей, чтобы разработать новые, более эффективные и экологически безопасные альтернативные виды топлива для дизельных двигателей. Хотя природные источники сырья могут обеспечить широкий спектр потенциальных молекул топлива, характеристики их горения, как правило, еще недостаточно изучены. Этот бакалаврский проект посвящен исследованию альтернативных видов топлива в одноцилиндровом дизельном двигателе с непосредственным впрыском, проведено моделирование влияния химических и физических свойств топлива на характеристики сгорания, образование выхлопных газов и тепловой КПД двигателя. Результаты анализа литературы показали, что кислородсодержащие топлива имеют более длительную задержку воспламенения, более высокие уровни NO_x и более низкие выбросы твердых частиц по сравнению с углеводородными топливами. Был сделан вывод, что более короткие задержки воспламенения биодизеля по сравнению с ископаемым дизельным топливом, о которых сообщалось в нескольких предыдущих исследованиях, вызваны более длинной углеродной цепью молекул биотоплива, несмотря на насыщенную кислородом структуру топлива, а также более низким содержанием ароматических и циклических соединений. Кроме того, было замечено, что, хотя добавление кислорода в молекулярную структуру топлива снижает общий выброс твердых частиц, оно увеличивает количество мелких частиц.

1 Исследования альтернативных дизельных топлив

1.1 Альтернативные виды топлива

Альтернативные виды топлива могут внести значительный вклад в сокращение выбросов парниковых газов и потребления ископаемого углеводородного топлива [1,2] и обеспечить соблюдение новых правил вплоть нулевых выбросов токсичных компонентов для двигателей в составе гибридных установок. В таблице 1 выделены некоторые важные моменты, касающиеся альтернативных видов топлива.

Таблица 1 – Обзор альтернативных топлив

Топливо	Плюсы	Минусы
Топливо с низким содержанием серы	Соответствовать действующим правилам; доступность в настоящее время	Все еще ископаемое топливо; доступность; соответствие после 2026 года под вопросом
Метанол/био метанол	Топливо, рекомендованное CEESA; двухтопливная концепция	Низкая температура вспышки; токсичен при попадании на кожу; пар плотнее воздуха
Диметиловый эфир	Нетоксичный; быстро разлагается в атмосфере; случайные разливы не могут отравить окружающую среду	Уровень технологической готовности 5;
Биодизель	Преобладающее биотопливо; может увеличить температуру воспламенения других видов топлива при смешивании, повышая безопасность	Деградирует со временем; в настоящее время в значительной степени зависит от пальмового масла
Биотопливо из водорослей	Возможность производства в больших масштабах; безопасный как дизель; заправочное топливо	Текущая стоимость непомерно высока для общего использования; доступность ограничена; низкая теплотворная способность
Биометан	Химически идентичен СПГ; топливо, наиболее безопасное для выбросов CO ₂ ; лучшее качество, чем ископаемый СПГ	Рассеянная доступность; дороже, чем СПГ
ФТ дизель	Нетоксичное топливо (ЕРА)	Ограниченная доступность; коммерчески невыгодно
Пиролизное масло	Коммерчески жизнеспособная технология; потенциальный заменитель остаточного масла	Еще не сертифицирован для использования в дизельных двигателях; энергоемкость вдвое меньше, чем у дизеля; потенциально нестабильный; ограниченная возможность смешивания с дизельным топливом

Для внедрения новых видов топлива доступны два типа двигателей: Дизельные двигатели – воздух сжимается настолько, что нагревается и воспламеняет топливо. Разные виды топлива с разной температурой самовоспламенения требуют разных типов двигателей. В дизельных двигателях работают следующие виды топлива [3,4,5,6]:

- Дизель
- Биодизель (МЭЖК),
- растительное масло, ДМЭ (диметиловый эфир),
- GTL (газ-жидкость),
- BTL (биомасса-жидкость),
- HVO (гидроочищенное растительное масло).

Различные виды топлива в одном и том же типе двигателя требуют лишь относительно небольших регулировок топливопроводов, фильтров и форсунок. Однако преобразование дизельного двигателя в двигатель Otto требует серьезной настройки и ремонта больших частей двигателя. Следовательно, производители двигателей играют важную роль во внедрении альтернативных видов топлива, поскольку они гарантируют работу двигателей на топливе с особыми свойствами [8,9,10].

Альтернативные виды топлива могут быть реализованы в двух основных видах использования: монотопливном и двухтопливном. Каждый тип имеет преимущества и недостатки, которые описаны ниже [11,12].

- Монотопливо: когда необходимо изменить тип двигателя с дизельного на полуавтоматический (требуется серьезная регулировка, требуется ремонт частей двигателя), например, при переходе с дизельного топлива на СПГ, СПГ, этанол или водород; экономия CO₂ ниже, чем можно было бы ожидать, исходя из энергоемкости. Дизельные двигатели примерно на 30% эффективнее двигателей Otto из-за более высокой степени сжатия. При переходе с дизельного топлива на СПГ (Otto) это приводит к общему сокращению выбросов CO₂ на 10–15 %.

– Двойное топливо: при одновременном сжигании газа и дизельного топлива в дизельном двигателе экономия CO_2 настолько высока, насколько можно ожидать, исходя из энергоемкости. Эта технология включает в себя две топливные системы на автомобиле. Как правило, небольшое количество дизельного топлива используется в качестве запального топлива для запуска процесса воспламенения с последующим сжиганием выбранного альтернативного топлива. Двигатель может работать на различной комбинации доступных видов топлива. Например, возможна вариация от 100 % дизельного топлива до 97 % СПГ и 3 % дизельного топлива, что приводит к значительной экономии CO_2 и значительному снижению затрат на стоимость топлива.

Альтернативные виды топлива. Топливо, которое может снизить выбросы ниже требуемого уровня, может сыграть важную роль в будущем в качестве заменителей дизельного топлива. Спрос на топливо с низким содержанием серы, а также потребность в сокращении выбросов парниковых газов (ПГ) можно удовлетворить путем внедрения альтернативных видов топлива с низким содержанием углерода при условии, что эти виды топлива и необходимые технологии предлагаются по конкурентоспособным ценам. Наиболее часто рассматриваемыми сегодня альтернативными видами топлива являются сжиженный природный газ (СПГ), электричество, биодизель и метанол. Другими видами топлива, которые могут сыграть роль в будущем, являются сжиженный нефтяной газ (СНГ), диметиловый эфир (ДМЭ), биометан, синтетическое топливо, водород (особенно для использования в топливных элементах), возобновляемое дизельное топливо, полученное путем гидрогенизации (HDRD) и пиролизное масло. Кроме того, такие виды топлива, как дизельное топливо со сверхнизким содержанием серы (ULSD), могут использоваться для соблюдения правил и поддержки перехода на альтернативные виды топлива.

Молекулярная структура топлива имеет большое значение при разработке новых альтернативных видов топлива, поскольку она определяет

физические и химические свойства топлива, которые, в свою очередь, определяют химическую кинетику воспламенения и физические аспекты процессов горения. В нескольких исследованиях показано влияние свойств топлива на воспламенение, сгорание и выбросы выхлопных газов. Проводимые исследования в основном сосредоточены на биотопливе первого поколения, таком как метиловые эфиры, спирты и простые эфиры [3].

1.1.1 Биодизель как возобновляемое топливо

Биодизель — это возобновляемое топливо, состоящее из алкиловых моноэфиров жирных кислот. В 1999 году биодизель был сертифицирован ASTM в качестве предварительного стандарта. Позже, в 2002 году, он получил полный стандарт на той же платформе, что и ASTM D6751. Он рассматривается как альтернатива дизельному топливу для двигателей внутреннего сгорания благодаря своей эффективности, чистоте и биоразлагаемости [1-4, 8]. Кроме того, оно обладает значительными экологическими преимуществами, так как кислородсодержащее топливо является биоразлагаемым и практически не содержит серы и соединений кольцевой структуры (ароматических соединений) [19].

Биодизель состоит из больших молекул, состоящих из углеродных цепочек с шестнадцатью-восемнадцатью атомами углерода [24]. Его можно получить из свежесжатого растительного масла, отработанных масел, отработанных ресторанных жиров, непригодных растительных масел и животных жиров в процессе переэтерификации с использованием спирта и гидроксида натрия [109]. В ходе химической реакции жирнокислотные радикалы молекулы триглицерида отделяются от основного (глицеринового) остова, как показано на рисунке 1. Радикалы жирных кислот образуют новую связь с молекулой спирта, образуя сложные эфиры жирных кислот, известные как биодизель. Растительные масла и животные жиры состоят из триглицеридов. Жирные кислоты оказывают наибольшее влияние на физические свойства масла из-за того, что 90% общей массы масла составляют жирные кислоты.

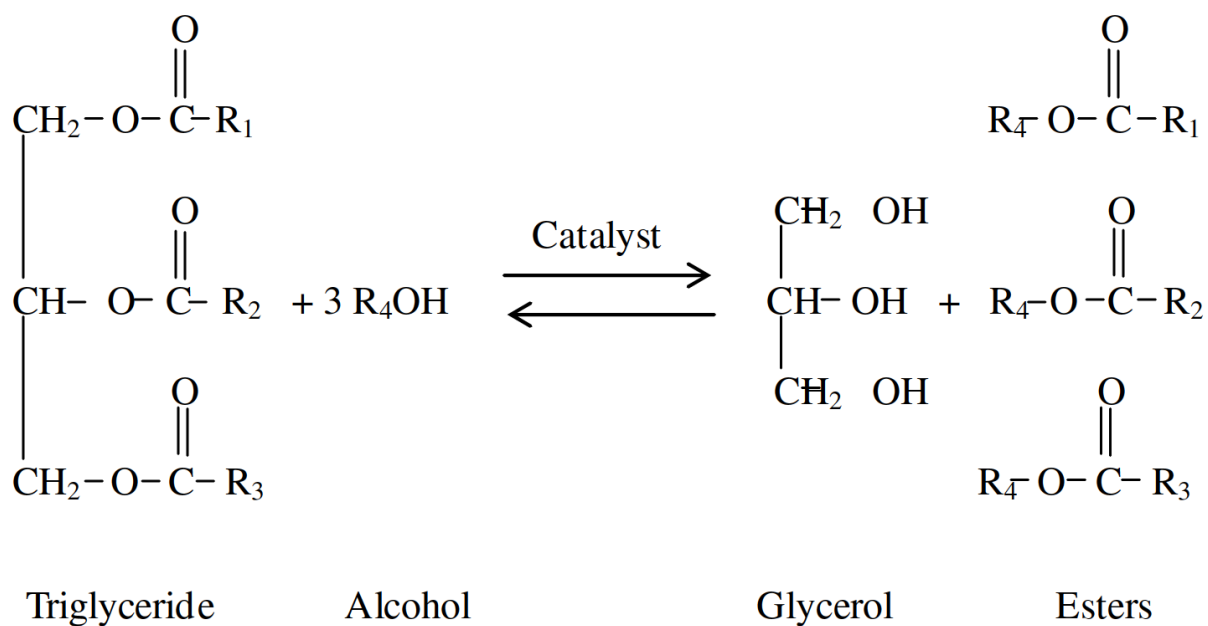


Рисунок 1 – Реакция переэтерификации [18]

Биодизель предлагает несколько преимуществ, таких как более низкое содержание серы, как правило, более высокая температура вспышки, более низкое содержание ароматических соединений и более высокое содержание кислорода [18-20]. Исследование Миттельбаха [11] показало, что характеристики биодизеля сильно зависят от происхождения растительного масла. Более низкое содержание серы приводит к низкой коррозии двигателя и загрязнению окружающей среды. Сгорание биодизеля снижает общий выброс CO₂ в атмосферу, потому что следующий урожай будет повторно использовать CO₂ для выращивания.

Как правило, биодизель производится из масел, полученных из масличных культур или животных. Эти масла представляют собой сложные эфиры жирных кислот и глицерина. Биодизель получают путем переэтерификации, когда глицерин заменяется другим спиртом (чаще всего метанолом или этанолом) в присутствии катализатора. Результатом процесса переэтерификации является смесь метиловых (или этиловых) эфиров жирных кислот. С недавнего времени микроводоросли рассматриваются как потенциальный источник масел для производства биодизеля. У них есть способность накапливать липиды. Поскольку липиды являются основным

сырьем для производства биодизельного топлива, при выборе микроводорослей необходимо учитывать содержание масла в клетках.

Как упоминалось ранее, обеспечение исходным сырьем является важным этапом перед преобразованием биомассы микроводорослей. Принимая во внимание эти этапы, процесс производства биодизеля из микроводорослей будет расширен за счет дополнительных операций, таких как добыча нефти и производство биодизеля. На рисунке 2 показаны основные этапы процесса производства биодизеля.

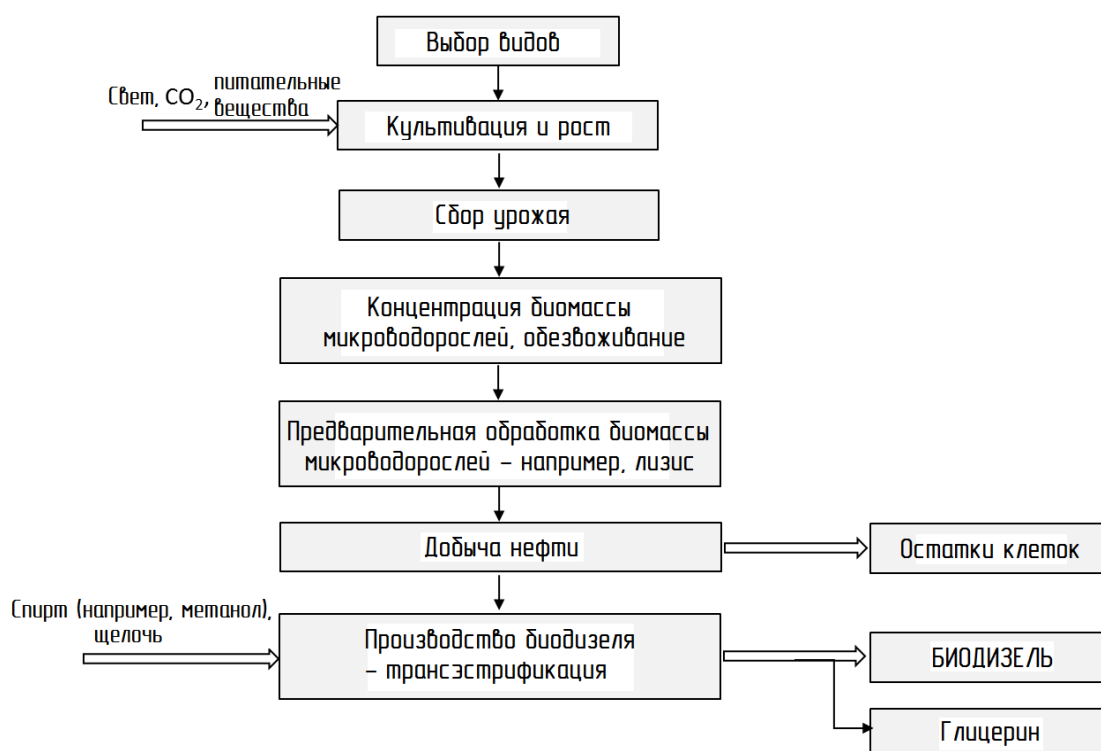


Рисунок 2 – Схема производства биодизельного топлива из микроводорослей

Каждое биодизельное топливо, используемое в качестве автомобильного топлива, должно соответствовать требованиям Международного стандарта биодизеля для транспортных средств (EN14214), в том числе с точки зрения устойчивости к окислению. Недостатком масел из микроводорослей является то, что они содержат гораздо больше полиненасыщенных жирных кислот с четырьмя и более двойными связями, чем растительные масла. Такие масла подвержены окислению при хранении, поэтому их использование для производства биодизеля ограничено. Многие

масла из микроводорослей нельзя напрямую использовать в качестве автомобильного топлива из-за их состава, но количество ненасыщенных связей может быть легко уменьшено путем частичного каталитического гидрирования двойных связей. Состав масел микроводорослей зависит от вида водорослей; поэтому более важен правильный отбор культивируемых микроорганизмов. Преимущество биодизеля из водорослей перед растительным маслом заключается в том, что его получают из растений, которые не конкурируют с продуктами питания.

1.1.2 Диметиловый эфир (ДМЭ)

Свойства диметилового эфира (ДМЭ) по сравнению с н-бутаном, метаном и дизельным топливом приведены в таблице 2.

Таблица 2 – Свойства ДМЭ по сравнению с н-бутаном, метаном и дизельным топливом

	н-бутан C ₄ H ₁₀	Метан CH ₄	Дизельное топливо	DME CH ₃ OCH ₃
Температура кипения °С	-0,5	-162	200-350	-25
Низкая теплотворная способность, ккал/м ³	26,504	8,600	-	14,143
Температура зажигания. °С	430	632	230-250	350
Температура адиабатического пламени, °С		1,963	2,125	1,954
Скорость горения см/с	41	37	-	50
Коэффициент вязкости 10 ⁻³ кг/мс		-	2-4	0.15
Цетановое число	<10	0	10-55	55-60
Др.				Катализ

ДМЭ образуется из различных обильных углеводородов, таких как природный газ, уголь и биомасса. ДМЭ легко испаряется из-за его низкой температуры кипения и давления пара. Кроме того, бездымное горение возможно, потому что в нем нет комбинаций С-С и серы.

На рисунке 3 показана задержка воспламенения ДМЭ по сравнению с н-бутаном и метаном в численных расчетах. ДМЭ имеет двухступенчатое тепловыделение, называемое низкотемпературной реакцией (НТР) и высокотемпературной реакцией (ВТР). Можно сказать, что ДМЭ является лучшим топливом по характеристикам воспламенения, поскольку его задержка воспламенения намного короче, чем у других газообразных видов

топлива, и у него высокое цетановое число. Кроме того, он также обладает превосходными характеристиками горения, поскольку имеет высокую скорость горения и низкую температуру воспламенения.

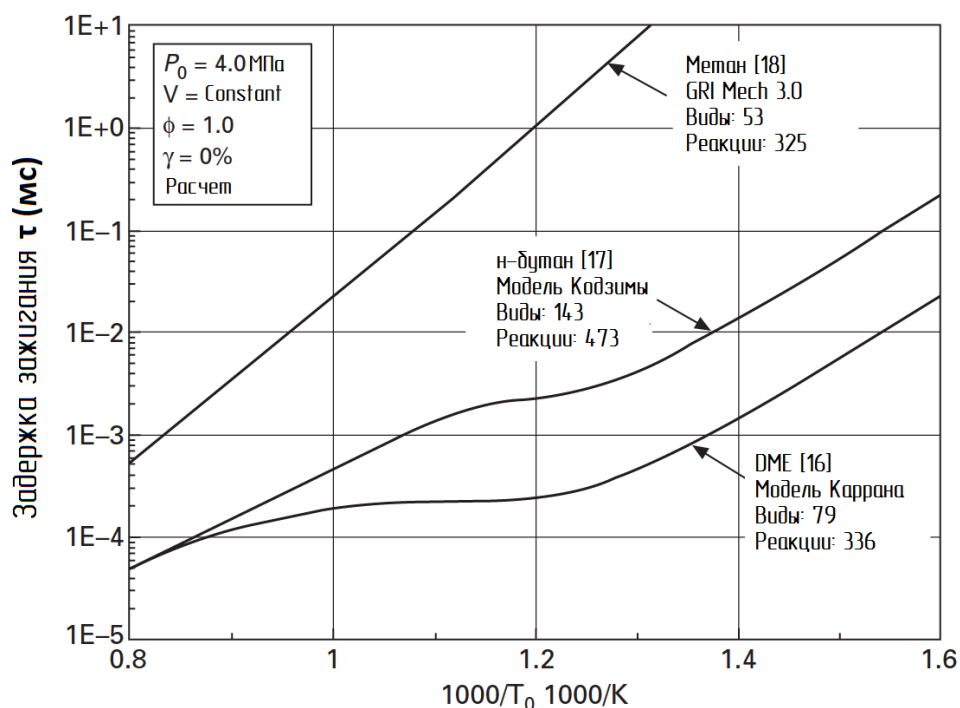


Рисунок 3 – Логарифмический график задержек воспламенения ДМЭ, н-бутана и метана

Как упоминалось выше, DME имеет множество преимуществ в качестве альтернативного топлива, и он является подходящим топливом для двигателей с воспламенением от сжатия благодаря своим превосходным характеристикам воспламенения и сгорания.

Двигатель НССІ обладает потенциалом теплового КПД, аналогичного дизельному, с очень низким уровнем выбросов NO_x и твердых частиц (PM). Несмотря на эти преимущества, двигатель НССІ имеет некоторые проблемы, к которым относятся большое количество несгоревших углеводородов и выбросы CO, сложность управления фазированием сгорания и рабочий предел высокой нагрузки из-за детонации.

Двигатель ДМЭ НССІ обладает множеством отличных характеристик. Смесь ДМЭ/воздух, всасываемая без наддува в двигатель НССІ, подвергается

повышенному давлению и температуре, поскольку она сжимается поршнем, вызывая две стадии тепловыделения сначала низко-температурные реакции окисления (НТР), а затем высоко-температурные реакции окисления (ВТР). ДМЭ имеет особенность, заключающуюся в том, что температура в начале НТР составляет около 650 К, что ниже, чем 850 К для топлива, полученного из нефти. Величина тепловыделения в НТР больше, чем у нефтяного топлива. Эти особенности являются отличными характеристиками, которые способны решить проблему двигателей НССІ. В этой главе основное внимание уделяется исследованиям сгорания двигателей ДМЕ НССІ для снижения выбросов несгоревших углеводородов и СО с помощью расчета химических реакций.

В приведенном анализе характеристики самовоспламенения смеси ДМЭ/воздух в двигателе НССІ анализируются с помощью химической кинетики элементарных реакций. Предполагалось, что температура, давление и состав смеси всегда пространственно однородны, а смесь адиабатична. Расчет проводился с изменением отношения эквивалентности и начальной температуры по сравнению с экспериментальными результатами. Резюме выглядит следующим образом:

1. В расчетах начало НТР задерживается по мере увеличения отношения эквивалентности, в то время как в эксперименте это время опережает. Это явление возникает из-за наличия остаточного газа.
2. Запуск как НТР, так и ВТР продвигается вперед с более высокой начальной температурой.
3. НТР находится в диапазоне от 700 К до 750 К, а ВТР – примерно в 1000 К. Кроме того, появление реакций как НТР, так и ВТР во многом зависит не от давления, а от температуры предварительной смеси.
4. Тепловыделение ВТР можно разделить на два этапа. На первом этапе происходит окисление НСНО и H_2O_2 таким же образом, как и для НТР, на более позднем этапе в основном происходят реакции окисления СО и образования H_2O .

5. В двигателях НССІ воспламенение не приводит к полному сгоранию. Необходимым условием для поддержания высокой эффективности сгорания является максимальная температура более 1500 К.
6. Если максимальная температура цикла может достигать 1500К, выбросы ТНС и СО быстро уменьшаются.

1.1.3 Метод объединения ДМЭ и других видов топлива

Температура самовоспламенения – одна из неотъемлемых характеристик топлива. Если мы изменим соотношение смешивания при сжигании НССІ смешанного топлива, это даст возможность управлять фазированием горения путем изменения температуры самовоспламенения.

Температуру самовоспламенения можно изменять в широком диапазоне значений за счет соотношения в смеси топлива, состоящего из плохо воспламеняющегося метана и хорошо воспламеняющегося ДМЭ. Исследования показали, что двигатель НССІ может работать в широком диапазоне рабочих условий с использованием различных соотношений смешивания метана с ДМЭ. На рисунке 4 показан пример рабочей области горения НССІ. Двигатель НССІ может работать за счет комбинации коэффициентов частичной эквивалентности ДМЕ и метана от холостого хода до состояния нагрузки до 0,46 МПа ІМЕР без использования регулируемого механизма двигателя.

Если ДМЭ подается из впускного коллектора двигателя НССІ, а метанол непосредственно впрыскивается в камеру сгорания, то за счет оптимизации количества впрыскиваемого метанола этот двигатель может работать при давлении до 0,9 МПа по ІМЕР.

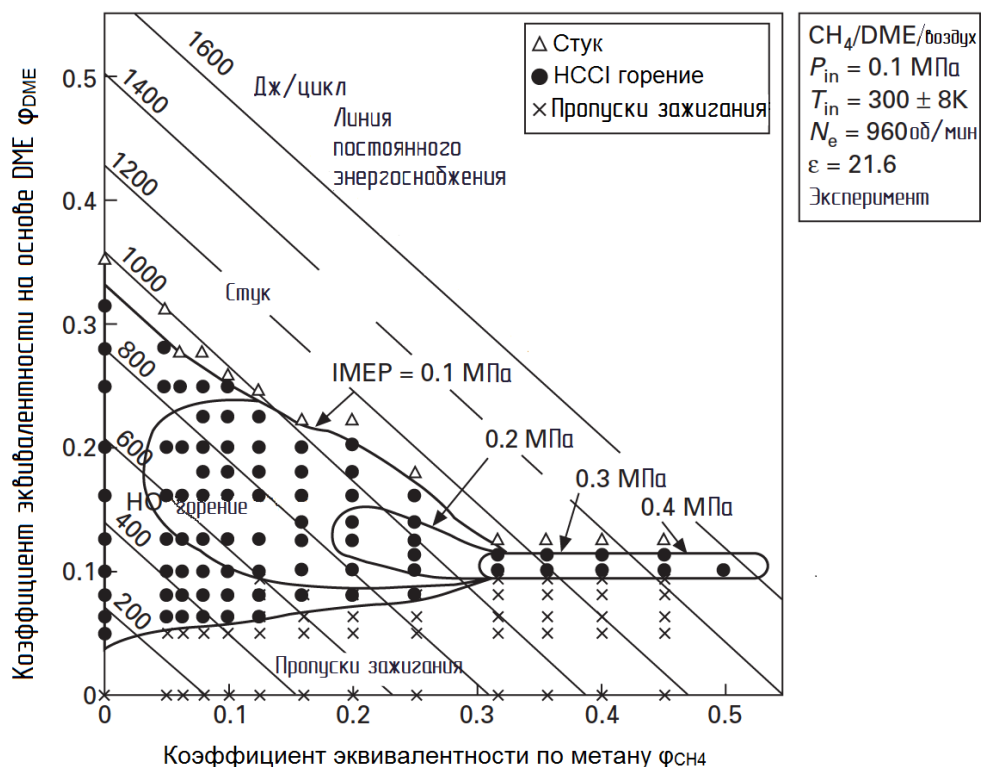


Рисунок 4 – Соотношение смешения метана с ДМЭ в рабочем диапазоне HCCI

1.2 Характеристики кислородосодержащих альтернативных топлив для двигателей с воспламенением от сжатия

Биодизельное топливо классифицируется на основе пропорций ненасыщенных и насыщенных метиловых эфиров, измеряемых йодным числом (IV). Йодное число соевого биодизеля составляет 130 и уменьшается с увеличением степени насыщения [12]. Йодное число увеличивается с увеличением числа двойных связей. Длина цепи становится короче по мере увеличения числа двойных связей. Вязкость увеличивается с увеличением длины цепи. Биодизель, полученный из растительных масел, содержит больше эфиров ненасыщенных жирных кислот, а биодизель из животных жиров — больше эфиров насыщенных жирных кислот [13, 14].

Предыдущие исследования Lapuerta et al. [32] показали, что ненасыщенные сложные эфиры имеют более высокую температуру адиабатического пламени, что способствует более высокой скорости

окисления сажи и более высокому образованию NOx. С другой стороны, насыщенное биодизельное топливо имеет более низкие выбросы NOx, чем обычное биодизельное топливо, полученное из сои, но практически с таким же уровнем выбросов твердых частиц (ТЧ) [12] из-за более высокого цетанового числа и более короткой задержки воспламенения. Топливо с более высоким цетановым числом имеет более короткий период задержки воспламенения, что дает меньше времени для смешивания воздуха и топлива перед фазой горения предварительного смешения. Следовательно, более слабая смесь будет генерироваться и сжигаться во время фазы предварительного смешения, что приведет к относительно меньшему образованию NOx [34].

1.2.1 Характеристики сгорания биодизеля

Биодизель имеет высокое содержание кислорода (10-11%), что приводит к полному сгоранию [23, 32, 35, 45-47]. Он может стать добавкой к нефтяному дизельному топливу для снижения выбросов и улучшения смазки топливных форсунок. Улучшенные смазывающие свойства топлива могут снизить износ двигателя [28]. Биодизель полностью растворим в коммерческом дизельном топливе на нефтяной основе. Поэтому его можно использовать как смесь в одном топливном баке. Топливные смеси могут использоваться непосредственно в дизельных двигателях без модификации двигателя. На самом деле дизельные двигатели изначально были рассчитаны на использование растительных масел [29].

Преыдушие исследования показали, что биодизель обеспечивает производительность двигателя, сравнимую с ископаемым дизельным топливом [20, 21]. Однако биодизель показал более высокий расход топлива [5, 17, 22-25]. Биодизель имеет более высокое цетановое число, не содержит ароматических соединений, почти не содержит серы и имеет высокое содержание кислорода [55, 63, 66], что благоприятно сказывается на выбросах. Более раннее начало сгорания биодизеля приводит к более высоким выбросам NOx. Это связано с тем, что сгоревшие газы

подвергаются воздействию высокой температуры и давления в течение более длительного периода времени по сравнению с сгоревшим газом из ископаемого дизельного топлива. Наличие кислорода в топливе увеличило образование NO_x . Однако более высокое содержание кислорода способствует уменьшению дымности за счет полного сгорания [45]. В предыдущих исследованиях сообщалось [23, 39, 45, 57], что биодизель имеет более низкие выбросы несгоревших углеводородов, CO , сажи и твердых частиц (ТЧ) по сравнению с дизельным топливом на нефтяной основе. Кроме того, в нем почти нет оксида серы (SO_x) благодаря топливу, не содержащему серы. Однако биодизель имеет более высокие выбросы NO_x , чем дизельное топливо [40] из-за свойств топлива. Это обычно происходит с рядным топливным насосом, но не с системой впрыска топлива Common Rail [16]. Однако некоторые исследования [16, 28] показали, что NO_x увеличивается даже при использовании Common Rail. На самом деле увеличение NO_x при использовании биодизеля зависит от типа впрыска топлива [12].

Результат был подтвержден детальным исследованием давления впрыска и движения иглы форсунки с биодизелем [29]. Насосно-форсуночная система впрыска топлива для биодизеля использовалась с опережающим моментом впрыска [26, 39, 50]. Тем не менее опережающее время впрыска также имело место в дизельном двигателе, оборудованном системой впрыска топлива Common Rail [31]. Усовершенствованный момент впрыска биодизеля имеет тенденцию увеличивать задержку воспламенения и продолжительность сгорания, что приводит к более высоким выбросам NO_x . Более высокое цетановое число в биодизеле может уменьшить сгорание предварительно смешанной смеси, что приведет к более низким температурам сгорания, что благоприятно для выбросов NO_x . Объемный КПД также увеличивается в двигателях, работающих на биодизельном топливе, из-за низкой температуры сгорания [32]. Тем не менее, недостатки биодизеля, такие как проблемы с холодным запуском, более низкое

содержание энергии и трудности с перекачкой топлива, должны быть улучшены для будущего эффективного применения данного топлива.

1.2.2 Метилловый эфир

Эфиры были предложены в качестве присадок к дизельному топливу из-за их высоких цетановых чисел и низкого уровня выбросов при сгорании. Например, для диэтилового эфира было предложено CN 140 по сравнению с 49 CN для дизельного топлива. Однако эфиры в целом имеют более низкую теплотворную способность и более высокое давление паров по сравнению с ископаемым дизельным топливом из-за их насыщенной кислородом структуры [41]. В настоящее время, при рассмотрении простых эфиров, только диметилловый эфир (ДМЭ) коммерчески используется в качестве присадки к дизельному топливу из-за его относительно простого производственного процесса и высокой доступности. Однако в нескольких исследованиях изучаются пути производства эфиров второго поколения из лигноцеллюлозной биомассы.

ДМЭ имеет физические свойства, аналогичные сжиженному нефтяному газу, CN около 55, и считается хорошим средством для улучшения воспламенения в дизельных двигателях [41,42]. В промышленных масштабах ДМЭ производится из природного газа и путем газификации угля, но некоторые исследования также были сосредоточены на прямом преобразовании синтез-газа в ДМЭ с использованием бифункционального катализатора [43]. Методы производства ДМЭ обсуждались далее в обзорной статье Azizi et al. [43]. Хотя характеристики горения ДМЭ желательны, физические свойства ДМЭ, который представляет собой газ при температуре окружающей среды, требуют модификации традиционных систем впрыска дизельного топлива [44]. Из-за этих требований жидкий диэтиловый эфир (ДЭЭ) недавно был предложен в качестве присадки к дизельному топливу. ДЭЭ может быть получен из этанола в процессе дегидратации, имеет числовое число выше 125, широкие пределы воспламеняемости и высокую смешиваемость с углеводородами, несмотря на высокое содержание

кислорода [45]. Кроме того, эфиры с более длинной цепью и более высоким числовым числом, такие как дибутиловый эфир, также могут быть получены путем дегидратации соответствующего спирта [46]. Помимо простых эфиров с прямой цепью в качестве альтернативного топлива также предлагались эфиры с разветвленной цепью, такие как этил-трет-бутиловый эфир (ЭТБЭ). ЭТБЭ можно синтезировать из биоэтанола и изобутена. Он имеет низкую температуру кипения и хорошую растворимость в углеводородах [47]. Кроме того, в качестве возможных добавок для улучшения смешиваемости дизельного топлива и этанола были предложены ЭТБЭ и метил-трет-бутиловый эфир (МТБЭ) [48].

Из-за нехватки нефтяного дизельного топлива и его растущей стоимости очень необходим альтернативный источник топлива для дизельного топлива. Выявлено, что растительные масла представляют особую перспективу в этом отношении, поскольку их можно производить из растений, выращиваемых в сельской местности. Углеводородная структура с длинной цепью, растительные масла имеют хорошие характеристики воспламенения, однако они вызывают серьезные проблемы, такие как накопление углеродистых отложений, плохая долговечность, высокая плотность, высокая вязкость, более низкая теплотворная способность, большая молекулярная масса и плохое сгорание. Эти проблемы приводят к плохому тепловому КПД при использовании растительного масла в дизельном двигателе. Мы можем исправить эти проблемы с помощью процесса переэтерификации.

Выводы по первому разделу

У метил-трет-бутилового эфира по сравнению с дизельным топливом теплотворная способность снижается на 14%. При работе на метил-трет-бутиловом эфире в двигателе с воспламенением от сжатия, характеристики выбросов становятся хорошими и значительно снижаются. Мощность при работе метил-трет-бутиловом эфире снижается по сравнению с дизельным топливом, но характеристики выбросов хорошие.

2 Тепловой расчет проектируемого двигателя

Основные параметры двигателя, выбранного для дальнейшей проработки, приведены в таблице 3.

Таблица 3 – Технические параметры двигателя, выбранного как прототип для дальнейшей проработки

Параметры двигателя	Базовый
Тип	4-тактный дизельный
Кол-во цилиндров, тип ГБЦ	1, ОНС
Диаметр цилиндров, мм	78,1
Ход поршня, мм	82
Длина шатуна, мм	135
Рабочий объем, л	0,3928
Степень сжатия	24

2.1 Тепловой расчет одноцилиндрового двигателя при работе на дизельном топливе

Тепловой расчет производится по методике И.И. Вибе. Расчет проводился для двух видов топлива на дизельное топливо и МТБЭ. Результаты расчета представлены в виде таблиц и графиков. Исследование проводится на пяти режимах работы при оборотах коленчатого вала 600, 1000, 2000, 3000 и 4000 мин⁻¹.

Для удобства анализа регулировочных характеристик представим данные в виде таблицы 4. Коэффициент избытка воздуха принят равным 1,4, так как это максимально возможная величина, которая обеспечивает оптимальные условия работы системы нейтрализации отработавших газов.

Для удобства анализа термохимических характеристик дизельного представим их в виде таблицы 5. Массовое содержание элементов в дизельном топливе взято из [6 и 12].

Таблица 4 – Регулировочные характеристики двигателя на дизельном топливе

Название параметра, размерность	Условное обозначение	Значение характеристики				
		600	1000	2000	3000	4000
Частота вращения, мин ⁻¹	n	600	1000	2000	3000	4000
Угол опережения зажигания, ° ПКВ	Θ	7,6	7,6	7,6	7,6	7,6
Коэффициент избытка воздуха	α	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4
Температура подогрева заряда в цилиндре ДВС, °С	ΔT _N	5	5	5	5	5
Давление на впуске (атмосферное), МПа	P _o	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
Температура на впуске (окружающей среды), К	T _o	293,15	293,15	293,15	293,15	293,15
Расчетная политропа сжатия	n _p	1,3704	1,3704	1,3705	1,3706	1,3706
Действительная политропа сжатия	n _д	1,3604	1,3604	1,3605	1,3606	1,3606
Предполагаемая температура остаточных газов, К	T _г	791	795	802	820	845
Продолжительность горения, ° ПКВ	φ _г	50	56	62	68	75
Показатель характера сгорания	m	1	1	1	1	1
Коэффициент выделения теплоты	σ	1	1	1	1	1
Коэффициент использования теплоты	δ _i	0,86	0,86	0,86	0,86	0,86
Коэффициент эффективности сгорания топлива	ξ	0,86	0,86	0,86	0,86	0,86

Таблица 5 – Термохимические характеристики дизельного топлива

Название характеристики, размерность	Условное обозначение	Значение характеристики
Массовое содержание H	H	0,12017
Массовое содержание C	C	0,85743
Массовое содержание O	O	0,00381
Массовое содержание S	S	0,00333
Массовое содержание N	N	0,01526
Молекулярная масса топлива	m _г , кг/моль	206,21535
Нижшая теплота сгорания, МДж/кг	H _н	41449,095
Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива	L _o , кмоль возд./кг топлива	0,487
	L _o , кг возд./кг топлива	14,105
Количество компонента продуктов сгорания	M _c CO, кмоль CO/кг топлива	0,0715
	MH ₂ O, кмоль H ₂ O/кг топлива	0,0601
	MN ₂ , кмоль N ₂ /кг топлива	0,5404
	MO ₂ , кмоль O ₂ /кг топлива	0
Общее количество продуктов сгорания топлива,	M ₂ кмоль пр. сг./кг топлива	0,7125
Коэффициент изменения гор. смеси	μ _o	1,0368

Для удобства расчетов цикла для двигателя на дизельном топливе представим данные в виде таблицы 6.

Таблица 6 – Расчет действительного цикла двигателя на дизельном топливе

Название параметра	Условное обозначение	Значение характеристики				
		600	1000	2000	3000	4000
Частота вращения	n , мин ⁻¹	600	1000	2000	3000	4000
Давление остаточных газов	P_r , МПа	0,1038	0,1044	0,1071	0,1117	0,1180
Температура подогрева	ΔT_N , К	8,5417	8,1250	7,0833	6,0417	5
Средняя скорость движения заряда	$\omega_{вп}$, м/с	11,9956	19,9926	39,9852	59,9778	79,9704
Давление в конце впуска	P_a , МПа	0,0998	0,0995	0,0981	0,0957	0,0924
Коэффициент остаточных газов	γ_r	0,0180	0,0179	0,0182	0,0186	0,0200
Коэффициент наполнения	η_V	0,9278	0,9360	0,9340	0,9311	0,8881
Температура в конце впуска	T_a , К	310,3580	309,9490	309,2153	308,7212	308,8943
Удельный объем рабочего тела в конце наполнения	V_a , м ³ /кг	0,8573	0,8588	0,8692	0,8893	0,9218
Давление в конце сжатия	P_c , МПа	7,5311	7,5094	7,4040	7,2261	6,9747
Температура в конце сжатия	T_c , К	975,5617	974,4300	972,3992	971,0311	971,5104
Политропа расширения	n_2	1,2204	1,2215	1,2224	1,2230	0,7840
Удельный объем рабочего тела в момент воспламенения	V_y , м ³ /кг	0,0404	0,0405	0,0410	0,0419	0,0435
Давление рабочего тела в момент воспламенения	P_y , МПа	6,3654	6,3470	6,2579	6,1075	5,8950
Температура рабочего тела в момент воспламенения	T_y , К	933,0568	931,9687	930,0161	928,7007	929,1616
Общая удельная теплота сгорания топлива	q_z , кДж/кг	1687,7622	1688,0079	1687,4371	1686,7550	1684,4355
Давление в процессе сгорания	E_2 , МПа	94,4969	94,3473	93,1858	91,0389	87,7073
Степень расширения	δ	4,9893	4,0995	3,4392	2,9398	2,5001
Давление в конце процесса сгорания	P_z , МПа	2,9876	2,3450	1,8718	1,5155	1,2069
Температура в конце процесса сгорания	T_z , К	1796,6732	1719,2865	1655,6432	1604,5824	1557,5584
Давление в конце процесса расширения	P_b , МПа	0,4202	0,4185	0,4135	0,4053	0,3929
Температура в конце процесса расширения	T_b , К	1260,6761	1257,8639	1258,0057	1261,5981	1267,8264
Теоретическая индикаторная работа цикла	L_T , кДж	1,0999	1,0661	1,0359	1,0174	0,9835
Расчетное среднее индикаторное давление	P_{iT} , МПа	1,3388	1,2954	1,2437	1,1938	1,1133
Индикаторный коэффициент полезного действия	η_i	0,5830	0,5592	0,5380	0,5181	0,5065
Удельный индикаторный расход топлива	g_i , г/кВт*ч	148,9653	155,3148	161,4328	167,6540	171,4715
Давление механических потерь	P_m , МПа	0,0525	0,0649	0,0958	0,1267	0,1575
Средняя скорость поршня	$C_{п}$, м/с	1,6400	2,7333	5,4667	8,2000	10,9333
Среднее эффективное давление	P_e , МПа	1,2863	1,2305	1,1479	1,0671	0,9557
Механический КПД	η_m	0,9608	0,9499	0,9230	0,8939	0,8585
Эффективный КПД	η_e	0,5602	0,5312	0,4966	0,4631	0,4348
Удельный эффективный расход топлива	g_e , г/кВт*ч	155,0491	163,5048	174,9019	187,5533	199,7384
Эффективная мощность	N_e , кВт	2,5264	4,0282	7,5154	10,4800	12,5144
Часовой расход топлива	G_T , кг/ч	0,3917	0,6586	1,3145	1,9656	2,4996
Крутящий момент	M_e , Н*м	40,2096	38,4664	35,8833	33,3590	29,8758

По результатам расчетов построим индикаторные диаграммы в P-V координатах (рисунок 5) и внешнюю скоростную характеристику (рисунок 6) двигателя на дизельном топливе.

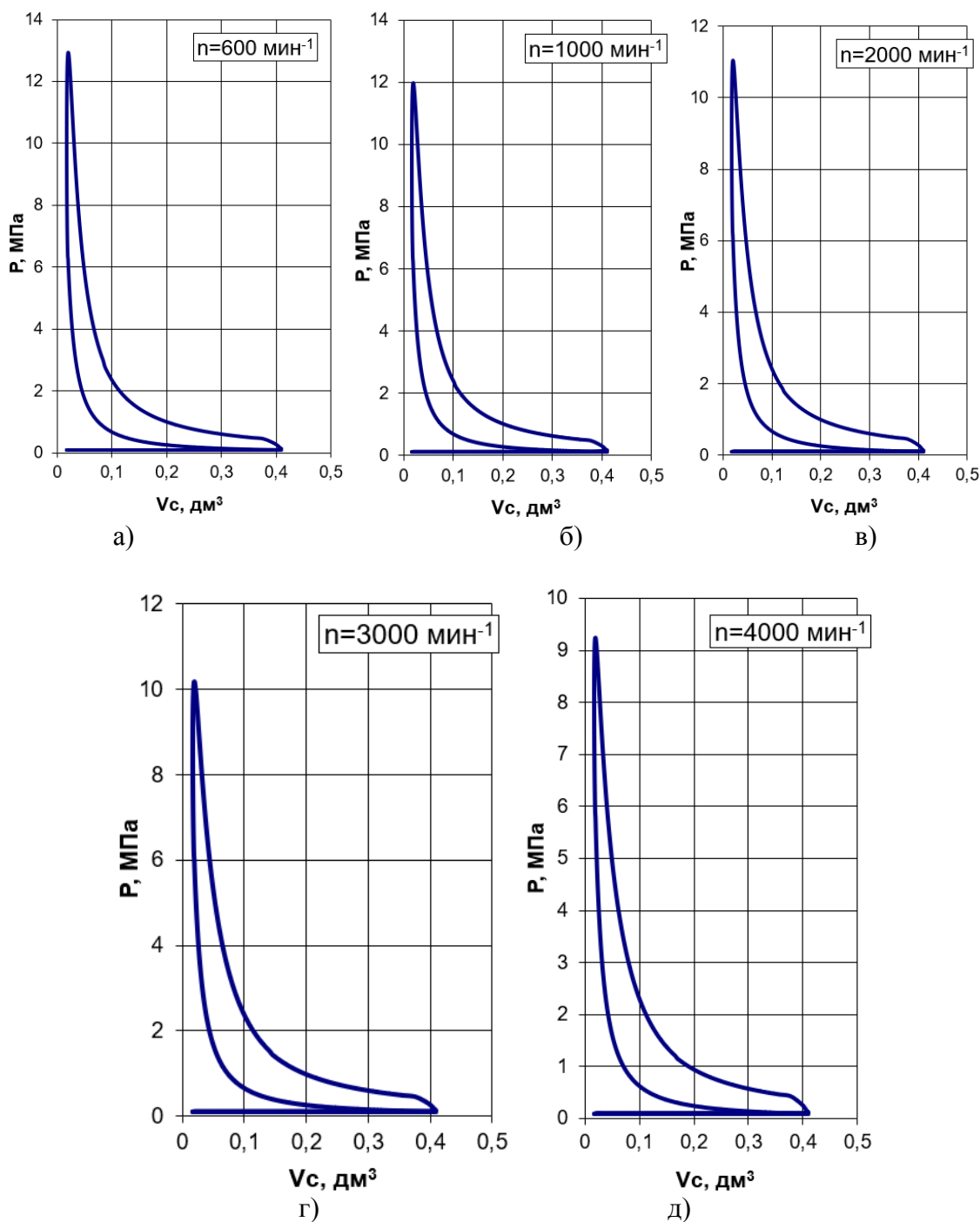


Рисунок 5 – Индикаторные диаграммы в P-V координатах двигателя на дизельном топливе: (а) 600; (б) 1000; (в) 2000; (г) 3000 и (д) 4000 мин⁻¹.

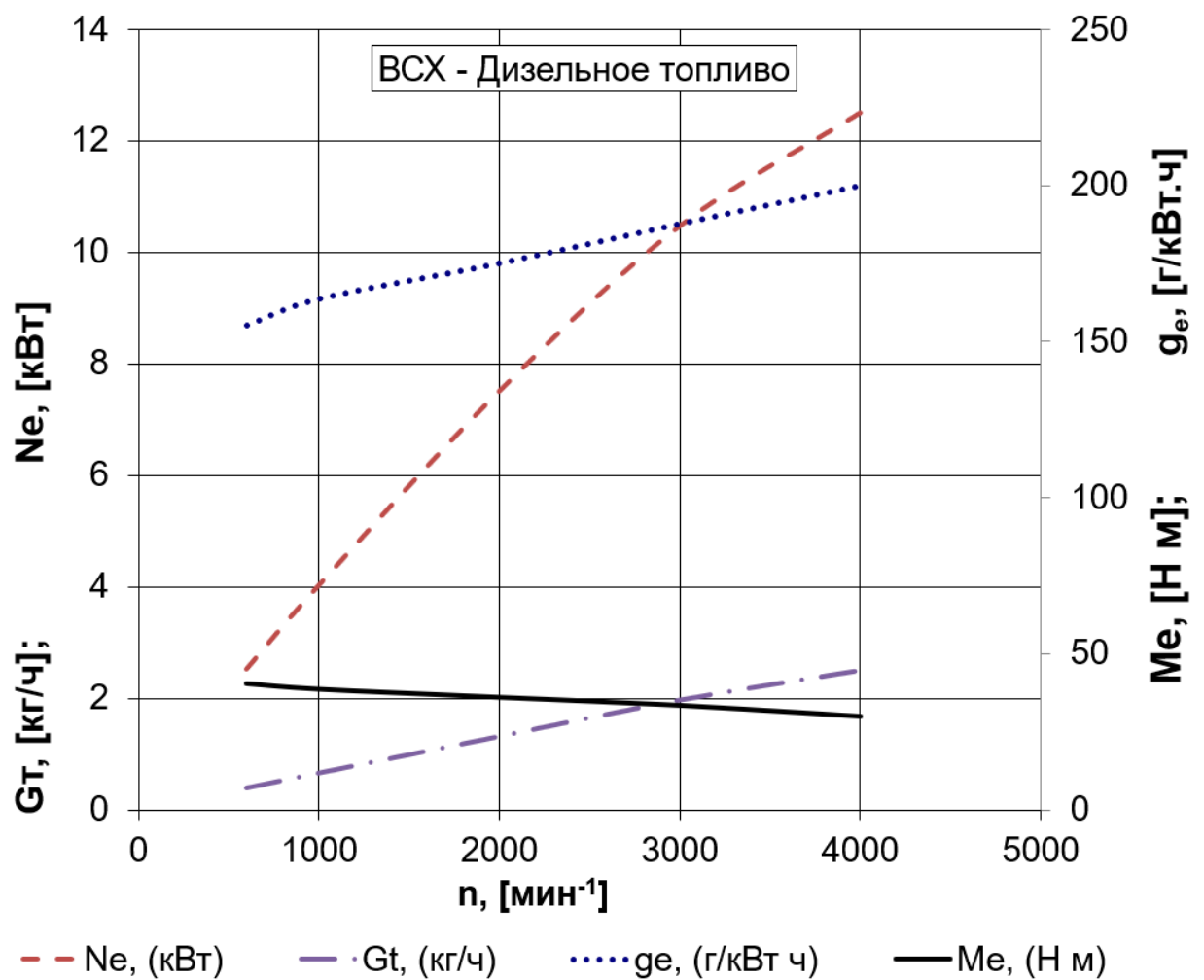


Рисунок 6 – Внешняя скоростная характеристика двигателя на дизельном топливе

Для удобства расчетов теплового баланса двигателя на дизельном топливе представим данные в виде графика на рисунке 7.

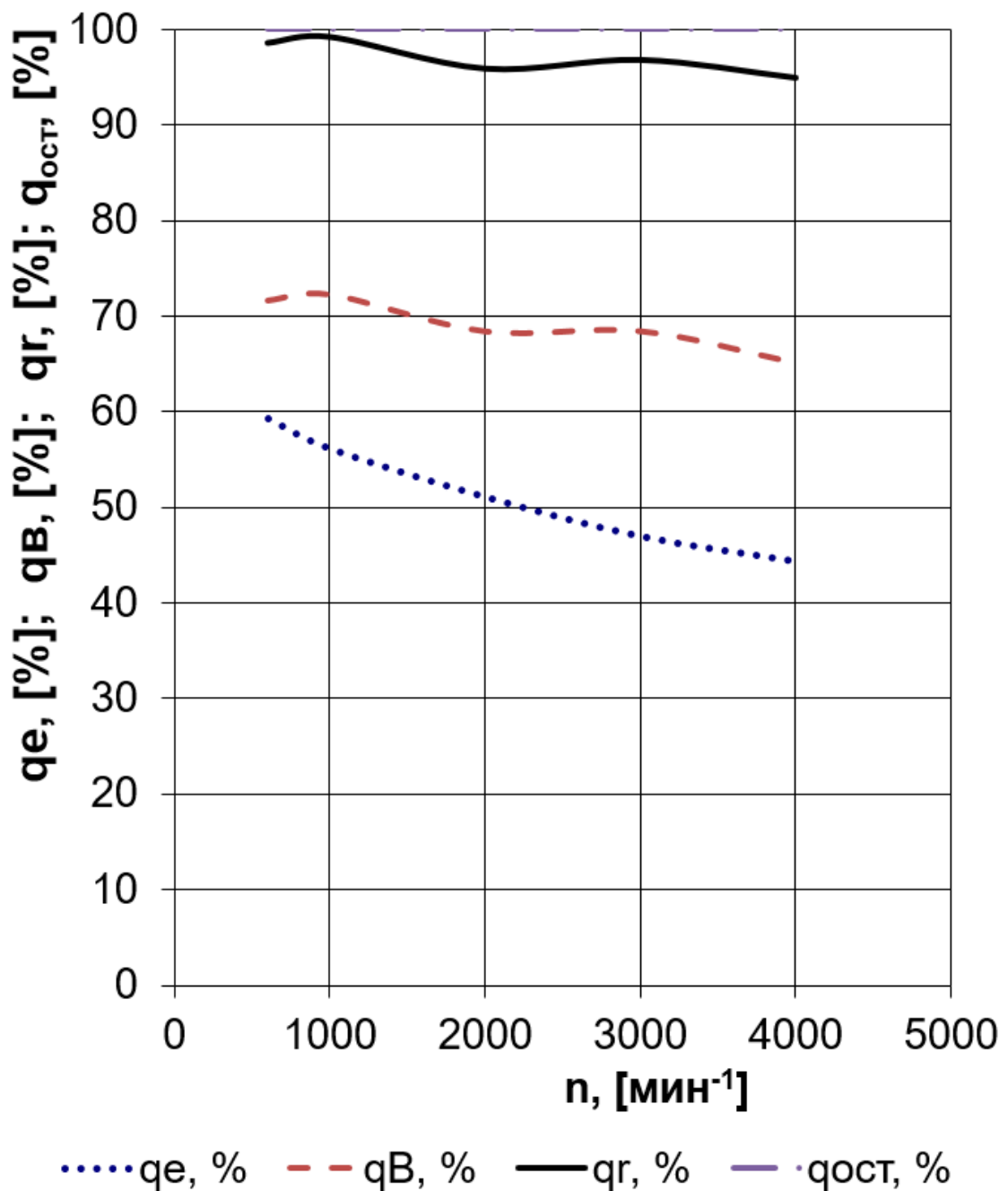


Рисунок 7 – Диаграмма внешнего теплового баланса двигателя на дизельном топливе

2.2 Тепловой расчет одноцилиндрового дизельного двигателя на МТБЭ

Для удобства анализа регулировочных характеристик одноцилиндрового дизельного двигателя на МТБЭ представим данные в виде таблицы 7. Для удобства анализа термохимических характеристик топлива МТБЭ представим их в виде таблицы 8.

Таблица 7 – Регулировочные характеристики одноцилиндрового дизельного двигателя на МТБЭ

Название параметра, размерность	Условное обозначение	Значение характеристики				
		600	1000	2000	3000	4000
Частота вращения, мин ⁻¹	n	600	1000	2000	3000	4000
Угол опережения зажигания, ° ПКВ	Θ	7,6	7,6	7,6	7,6	7,6
Температура подогрева заряда в цилиндре ДВС, °С	ΔT _N	5	5	5	5	5
Действительная политропа сжатия	n _д	1,3603	1,3604	1,3605	1,3606	1,3605
Предполагаемая температура остаточных газов, К	T _г	785	785	795	810	835
Продолжительность горения, ° ПКВ	φ _г	48	55	60	65	70
Показатель характера сгорания	m	1	1	1	1	1
Коэффициент использования теплоты	δ _i	0,86	0,86	0,86	0,86	0,86
Коэффициент эффективности сгорания топлива	ξ	0,86	0,86	0,86	0,86	0,86

Таблица 8 – Термохимические характеристики топлива – МТБЭ

Название характеристики, размерность	Условное обозначение	Значение характеристики
Массовое содержание H	H	0,137
Массовое содержание C	C	0,681
Массовое содержание O	O	0,181
Массовое содержание S	S	0
Массовое содержание N	N	0
Молекулярная масса топлива,	m _т , кг/моль	88,15
Низшая теплота сгорания, МДж/кг	H _ц	35260,861
Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива	Lo, кмоль воздуха/кг топлива	0,411
	Lo, кг воздуха/кг топлива	11,883
Количество компонента продуктов сгорания	Mc CO, кмоль CO/кг топлива	0,0568
	MH ₂ O, кмоль H ₂ O/кг топлива	0,0686
	MN ₂ , кмоль N ₂ /кг топлива	0,4553
	MO ₂ , кмоль O ₂ /кг топлива	0
Общее количество продуктов сгорания топлива,	M ₂ кмоль пр. сг./кг топлива	0,6148
Коэффициент изменения гор. смеси	μ ₀	1,0488

Для удобства расчетов цикла одноцилиндрового дизельного двигателя на МТБЭ представим данные в виде таблицы 9.

Таблица 9 – Расчет цикла дизельного двигателя на МТБЭ

Название параметра	Условное обозначение	Значение характеристики				
		600	1000	2000	3000	4000
Частота вращения	n , мин ⁻¹	600	1000	2000	3000	4000
Давление остаточных газов	P_r , МПа	0,1038	0,1044	0,1071	0,1117	0,1180
Средняя скорость движения заряда в наименьшем сечении впускной системы	$\omega_{вп}$, м/с	11,9956	19,9926	39,9852	59,9778	79,9704
Давление в конце впуска	P_a , МПа	0,0998	0,0995	0,0981	0,0957	0,0924
Коэффициент остаточных газов	γ_r	0,0194	0,0191	0,0188	0,0193	0,0207
Коэффициент наполнения	η_v	0,8671	0,8855	0,9140	0,9116	0,8691
Температура в конце впуска	T_a , К	310,9085	310,3614	309,3583	308,8508	309,0497
Удельный объем рабочего тела в конце наполнения	V_a , м ³ /кг	0,8618	0,8629	0,8726	0,8928	0,9255
Политропа расширения	n_2	1,2153	1,2166	1,2174	1,2181	1,2186
Удельный объем рабочего тела в момент воспламенения	V_y , м ³ /кг	0,0406	0,0407	0,0411	0,0421	0,0436
Давление рабочего тела в момент воспламенения	P_y , МПа	6,3641	6,3460	6,2575	6,1072	5,8947
Температура рабочего тела в момент воспламенения	T_y , К	934,5207	933,0657	930,3969	929,0457	929,5753
Общая удельная теплота сгорания топлива	q_z , кДж/кг	1686,6880	1687,1801	1687,7668	1686,9647	1684,5684
Давление в процессе сгорания	E_2 , МПа	93,9429	93,8494	92,8381	90,6966	87,3663
Степень расширения	δ	5,3534	4,2296	3,6386	3,1727	2,8007
Давление в конце процесса сгорания	P_z , МПа	3,2458	2,4271	1,9980	1,6551	1,3753
Температура в конце процесса сгорания	T_z , К	1802,0514	1707,7386	1652,4269	1606,2284	1567,5136
Давление в конце процесса расширения	P_b , МПа	0,4225	0,4199	0,4147	0,4056	0,3921
Температура в конце процесса расширения	T_b , К	1255,7614	1249,5196	1247,8466	1248,7162	1251,5512
Теоретическая индикаторная работа цикла	L_T , кДж	1,0919	1,0687	1,0443	1,0128	0,9837
Расчетное среднее индикаторное давление	P_iT , МПа	1,3221	1,2923	1,2487	1,1837	1,1091
Индикаторный коэффициент полезного действия	η_i	0,6178	0,5913	0,5535	0,5261	0,5171
Удельный индикаторный расход топлива	g_i , г/кВт*ч	165,2657	172,6588	184,4413	194,0500	197,4554
Давление механических потерь	P_m , МПа	0,0525	0,0649	0,0958	0,1267	0,1575
Средняя скорость поршня	C_p , м/с	1,6400	2,7333	5,4667	8,2000	10,9333
Среднее эффективное давление	P_e , МПа	1,2695	1,2274	1,1530	1,0570	0,9516
Механический КПД	η_m	0,9603	0,9498	0,9233	0,8930	0,8580
Эффективный КПД	η_e	0,5932	0,5616	0,5111	0,4698	0,4436
Удельный эффективный расход топлива	g_e , г/кВт*ч	172,1043	181,7865	199,7623	217,3025	230,1472
Эффективная мощность	N_e , кВт	2,4936	4,0180	7,5486	10,3807	12,4602
Часовой расход топлива	G_T , кг/ч	0,4292	0,7304	1,5079	2,2558	2,8677
Крутящий момент	M_e , Н*м	39,6863	38,3692	36,0420	33,0429	29,7465

По результатам расчетов построим индикаторные диаграммы в P-V координатах (рисунок 8) и внешнюю скоростную характеристику (рисунок 9) для одноцилиндрового дизельного двигателя на МТБЭ.

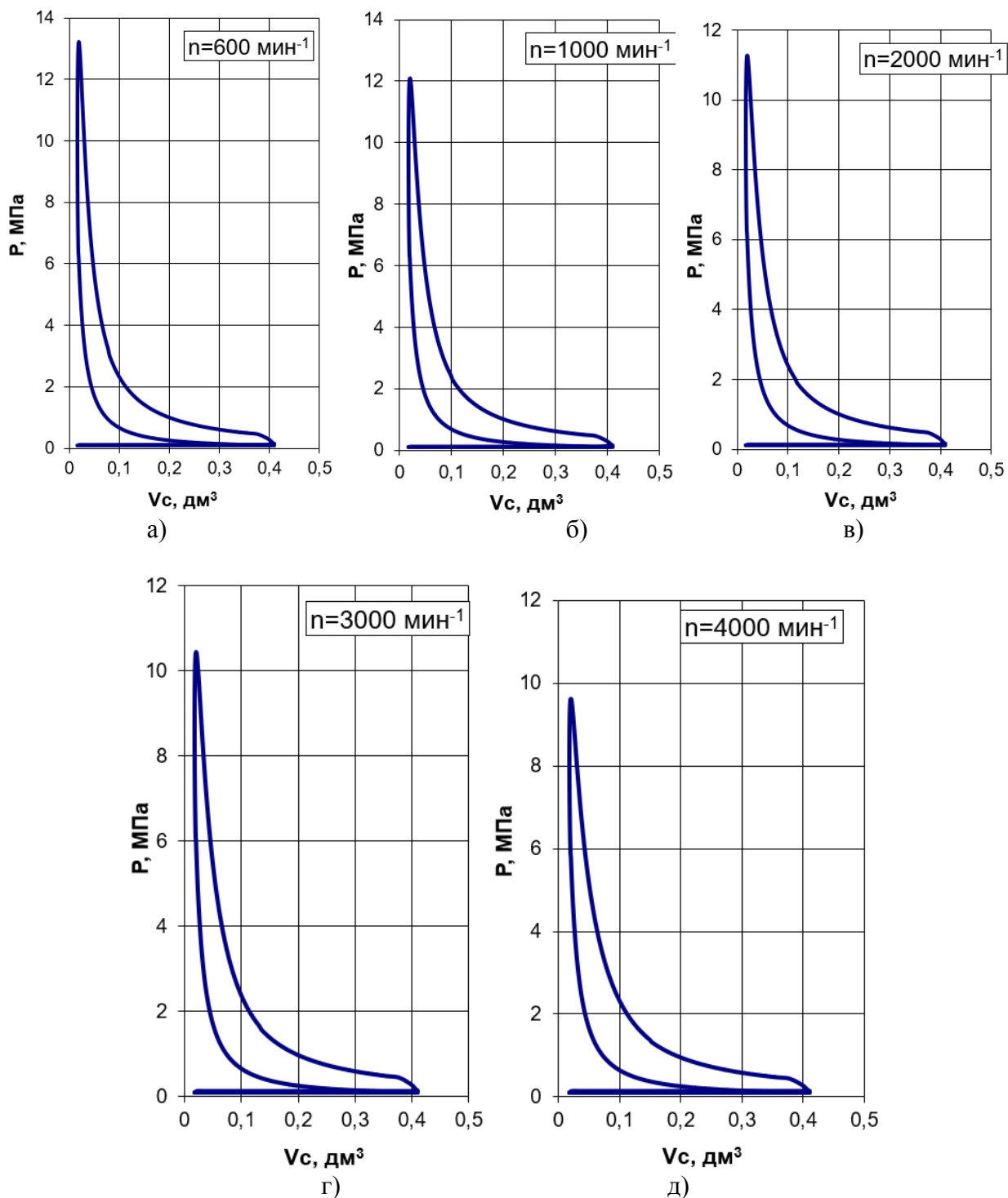


Рисунок 8 – Индикаторные диаграммы в P-V координатах, для одноцилиндрового дизельного двигателя на МТБЭ: (а) 600; (б) 1000; (в) 2000; (г) 3000 и (д) 4000 мин⁻¹.

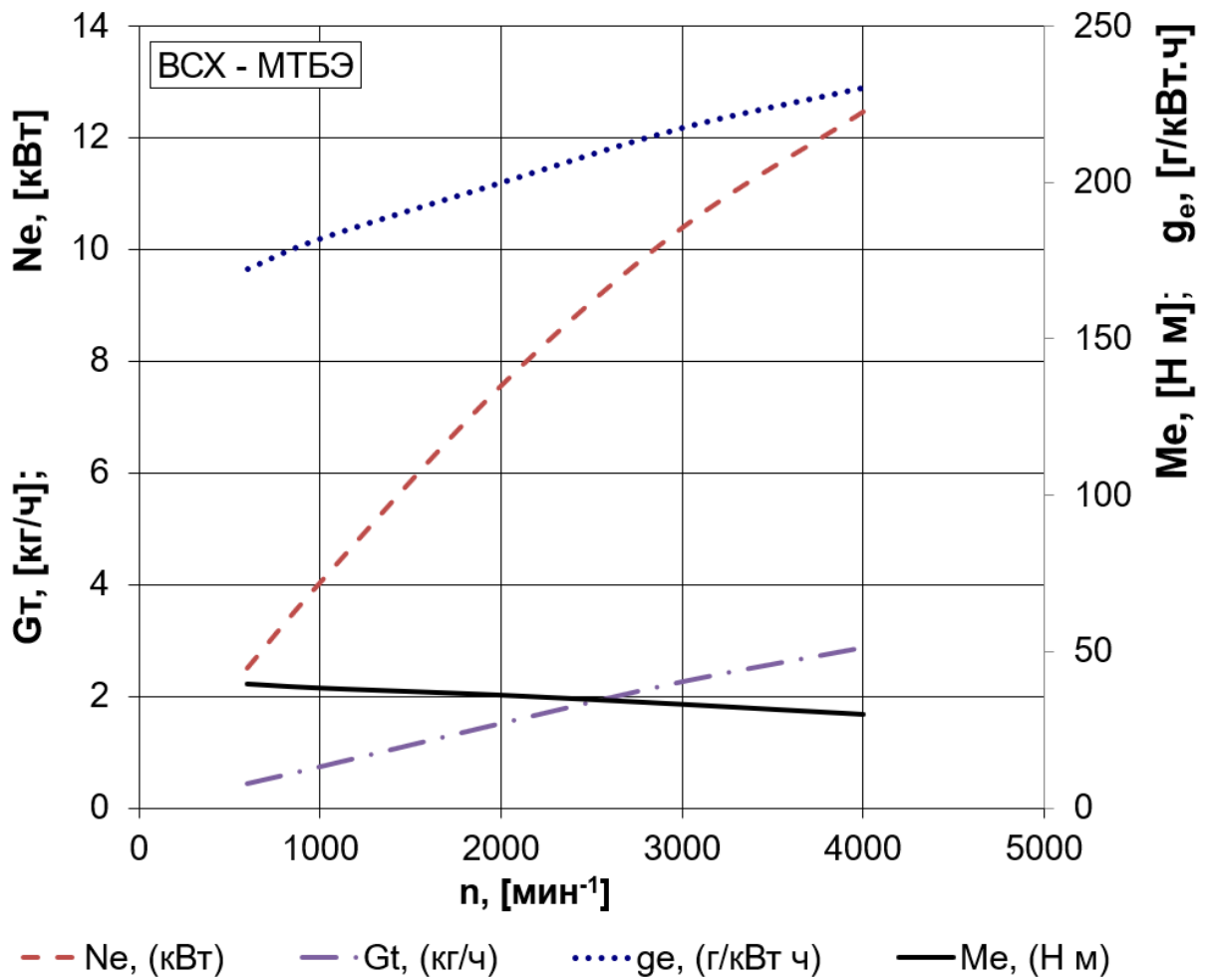


Рисунок 9 – Внешняя скоростная характеристика одноцилиндрового дизельного двигателя на МТБЭ

Для удобства расчетов теплового баланса одноцилиндрового дизельного двигателя на МТБЭ представим данные в виде графика (рисунок 10).

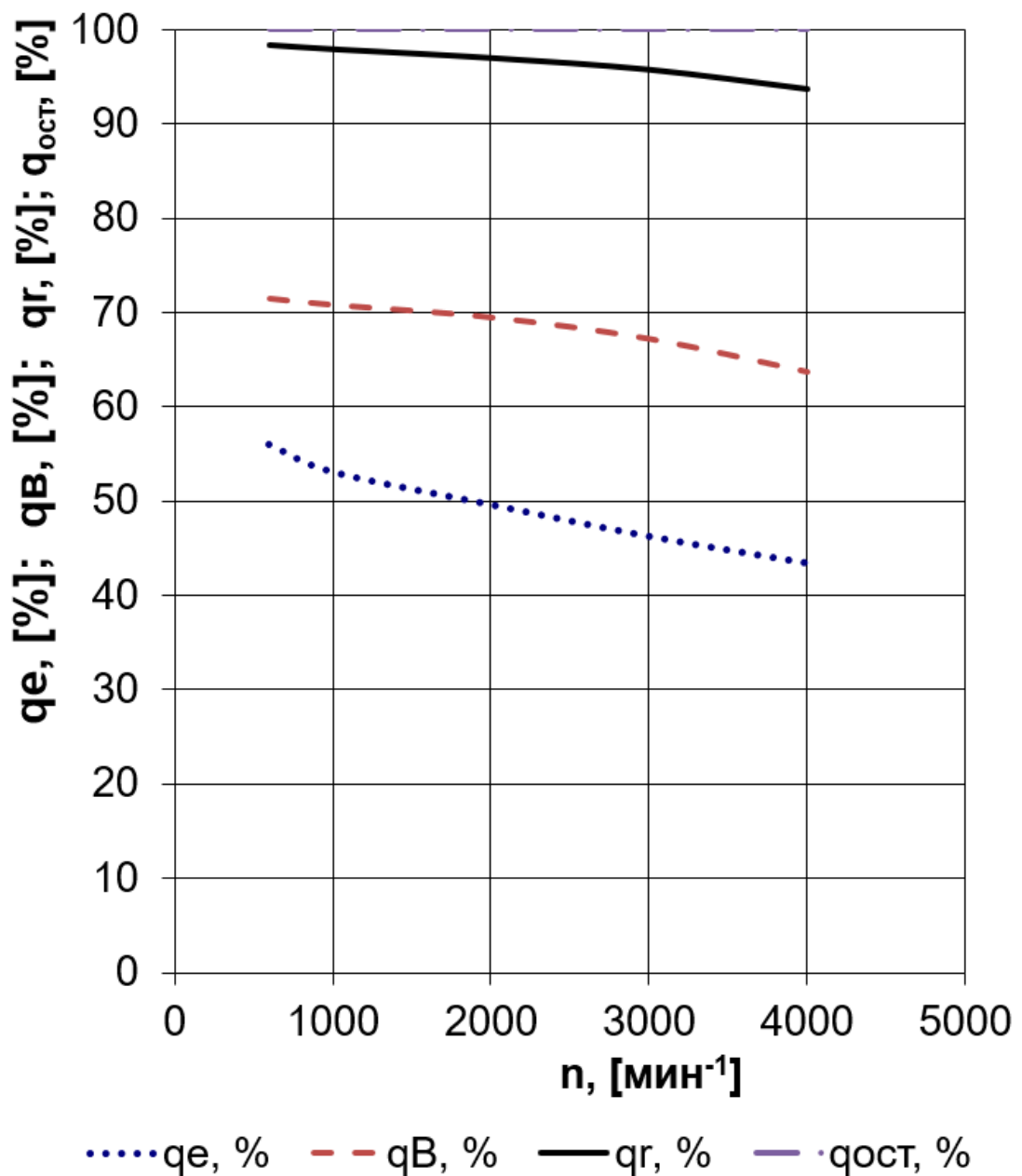


Рисунок 10 – Диаграмма внешнего теплового баланса одноцилиндрового дизельного двигателя на МТБЭ

Выводы по второму разделу

Проведенные расчеты показали некоторое снижение эффективных показателей работы двигателя при переходе с дизельного топлива на альтернативное топливо – метил-трет-бутиловый эфир (МТБЭ).

3 Кинематический и динамический расчет кривошипно-шатунного механизма двигателя

3.1 Кинематический расчет кривошипно-шатунного механизма двигателя

Кинематический расчет для центрального кривошипно-шатунного механизма проектируемого двигателя (радиус кривошипа 41 мм, а длина шатуна 135 мм) проводился по известным методикам приведенным в [1,2], при частоте вращения коленчатого вала 4000 мин^{-1} .

Результаты расчета перемещения, скорости и ускорения поршня приведены на рисунках 11, 12 и 13.

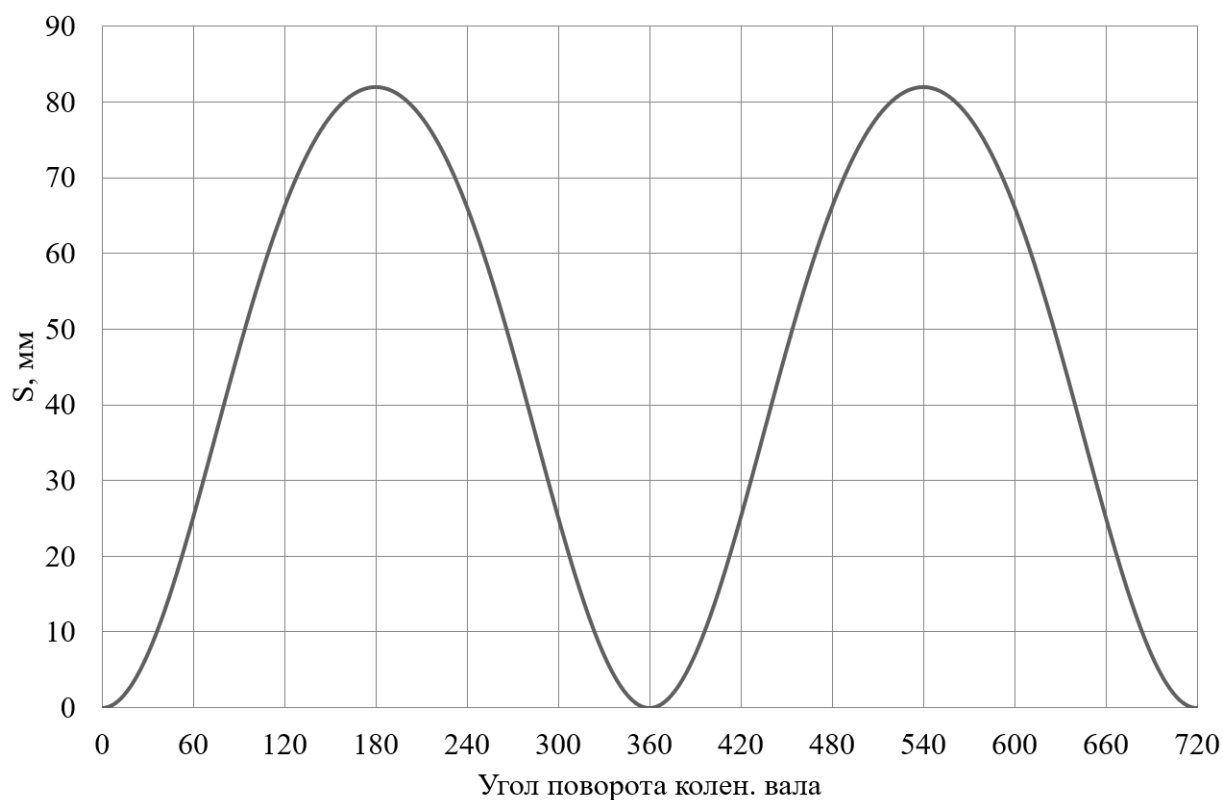


Рисунок 11 – Диаграмма изменения хода поршня

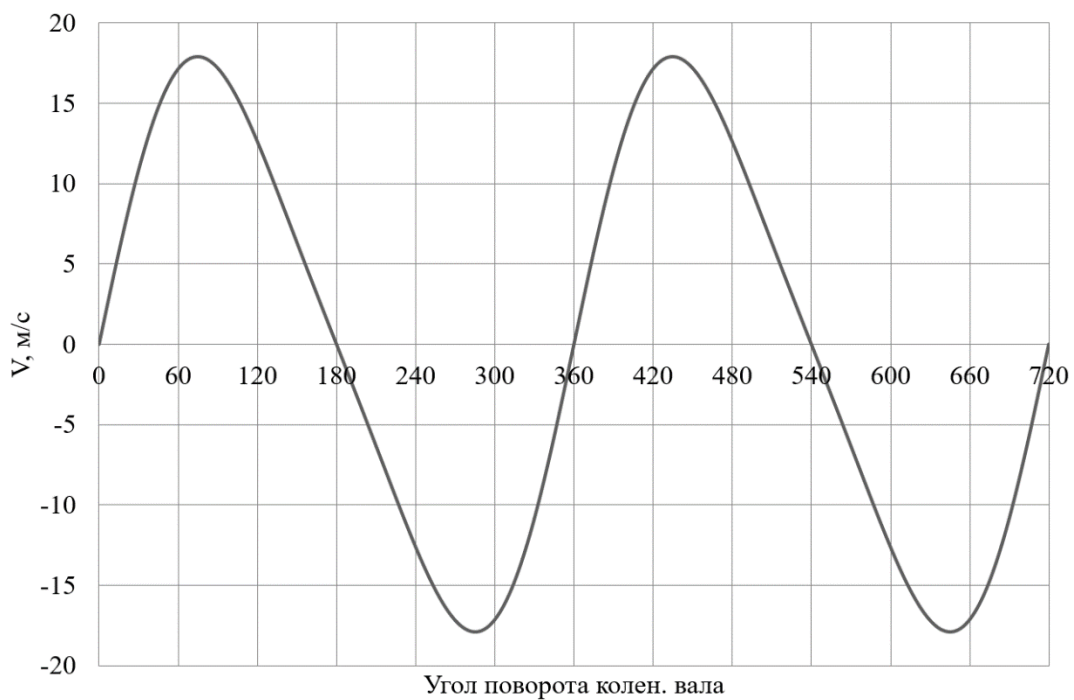


Рисунок 12 – Диаграмма изменения скорости поршня

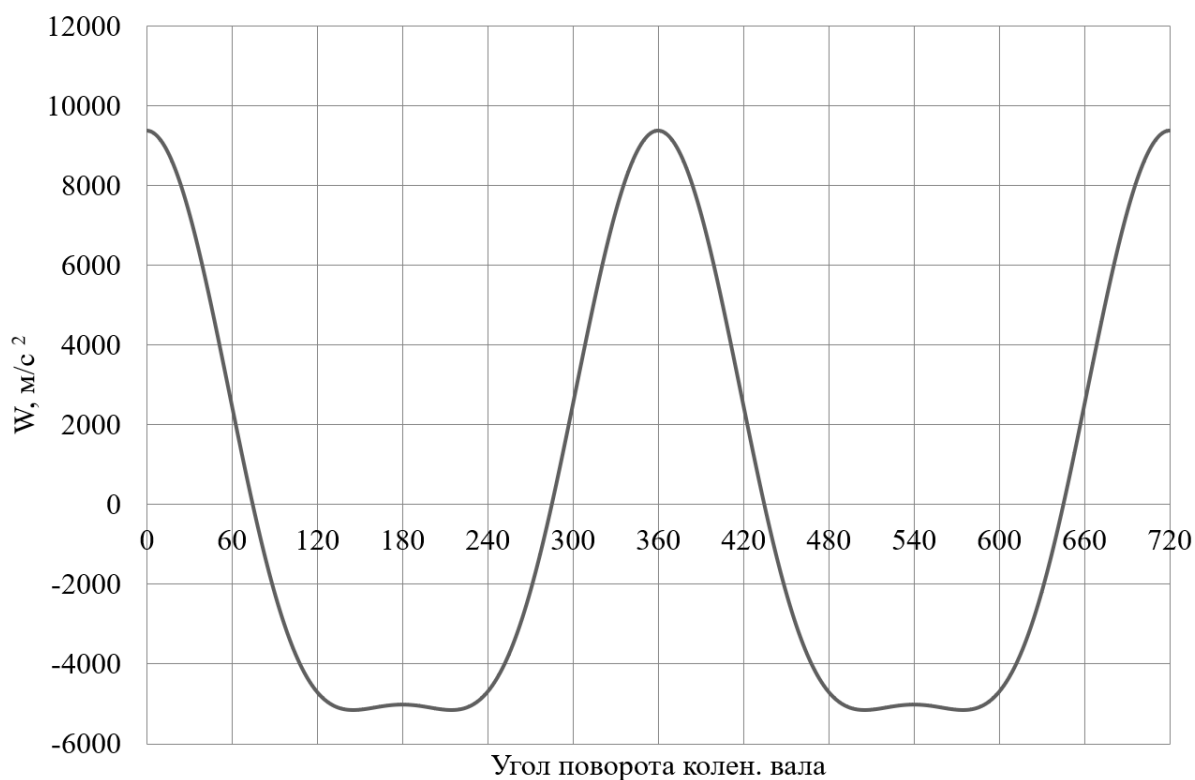


Рисунок 13 – Диаграмма изменения ускорения поршня

По результатам кинематического расчета мы можем определить инерционные силы в динамическом расчете.

3.2 Динамический расчет кривошипно-шатунного механизма двигателя

Динамический расчет кривошипно-шатунного механизма проектируемого двигателя проводился при частоте вращения коленчатого вала 4000 мин^{-1} , при работе на обоих рассматриваемых топливах – дизельном и МТБЭ, результаты приведение масс кривошипно-шатунного механизма по двух массовой схеме показаны в таблице 10.

Таблица 10 – Приведение масс кривошипно-шатунного механизма

Параметр	Величина
Площадь поршня, м^2	0,004791
Удельная масса поршня, $\text{кг}/\text{м}^2$	80
Масса поршневой группы, кг	0,38325
Удельная масса шатуна, $\text{кг}/\text{м}^2$	130
Масса шатуна, кг	0,6227809
Масса шатуна, сосредоточенная на оси поршневого пальца, кг	0,171
Масса шатуна, сосредоточенная на оси кривошипа, кг	0,452
Удельная масса одного колена вала, $\text{кг}/\text{м}^2$	140
Масса неуравновешенных частей одного колена вала, кг	0,6707
Массы, совершающие возвратно-поступательное движение	0,55451
Массы, совершающие вращательное движение	1,1222
Центробежная сила инерции вращающихся масс шатуна, Н	-3248,14
Центробежная сила инерции вращающихся масс кривошипа, Н	-4824,819
Центробежная сила инерции вращающихся масс, Н	-8072,957

Результаты расчета приведены в виде графиков. На рисунке 14 приведены силы инерции возвратно-поступательного движения.

В таблице 11 приведены силы, действующие на поршневой палец и крутящий момент двигателя на бензине.

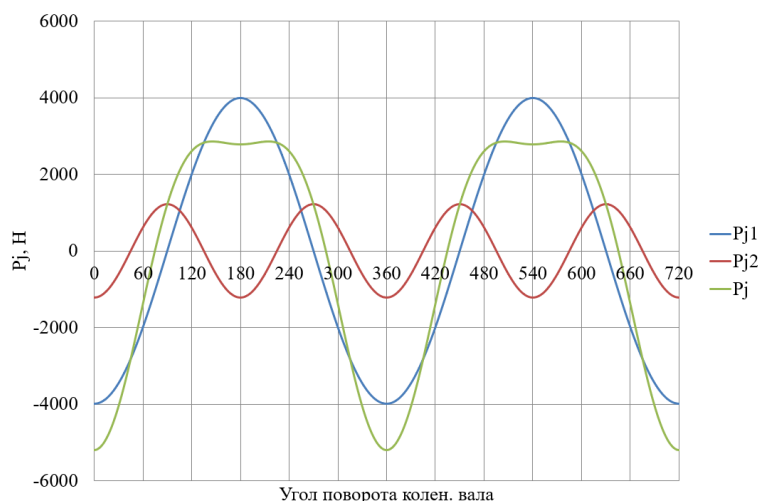


Рисунок 14 – Силы инерции возвратно-поступательного движения поршня и шатуна

Таблица 11 – Суммарные силы, действующие на поршневой палец и крутящий момент одноцилиндрового двигателя на дизельном топливе

$\phi_{КВ}$	N, Н	K, Н	Z, Н	T, Н	Мкр.ц1	$\phi_{КВ}$	N, Н	K, Н	Z, Н	T, Н	Мкр.ц1
0	0	-5237	-5237	0	0	370	2020,5	38313	37327	8633,5	353,98
10	-269,5	-5110,4	-4979	-1152	-47,22	380	3052,2	29384	26419	12864	527,41
20	-492,2	-4738,6	-4260	-2074	-85,05	390	2891	19039	14851	11913	488,42
30	-629,4	-4144,9	-3233	-2593	-106,3	400	2326,8	11919	7459,2	9296,4	381,15
40	-657,4	-3367,4	-2107	-2626	-107,7	410	1815,8	7805	3488,3	6982,1	286,27
50	-571,8	-2457,6	-1098	-2198	-90,14	420	1497,4	5693,1	1449,6	5505,4	225,72
60	-388,5	-1477,2	-376,1	-1429	-58,57	430	1337,1	4685,1	279,32	4676,8	191,75
70	-140,8	-493,2	-29,4	-492,3	-20,19	440	1335,8	4466,3	-575,5	4429,1	181,59
80	128,3	428,98	-55,27	425,4	17,441	450	1365,8	4497,2	-1366	4284,8	175,68
90	374,57	1233,4	-374,6	1175,1	48,179	460	1376,4	4601,9	-2118	4085,5	167,51
100	562,54	1880,8	-865,6	1669,8	68,461	470	1336,8	4684,1	-2792	3761,3	154,21
110	671,78	2353,9	-1403	1890,2	77,498	480	1236,6	4701,5	-3339	3310	135,71
120	698,95	2657,5	-1887	1870,9	76,708	490	1081,5	4648,8	-3735	2768,2	113,5
130	655	2815,4	-2262	1676,5	68,736	500	886,95	4543,4	-3984	2184,8	89,578
140	559,13	2864,2	-2511	1377,3	56,469	510	598,05	3938,3	-3670	1428,4	58,565
150	432,09	2845,5	-2652	1032	42,314	520	298,5	2873,7	-2788	697,06	28,579
160	290,76	2799,2	-2716	678,98	27,838	530	149,34	2831,7	-2811	343,97	14,103
170	145,42	2757,5	-2737	334,95	13,733	540	3E-13	2815,3	-2815	1E-12	4E-14
180	1E-13	2741,2	-2741	3E-13	1E-14	550	-149,3	2831,7	-2811	-344	-14,1
190	-145,6	2760,6	-2740	-335,3	-13,75	560	-298,5	2873,7	-2788	-697,1	-28,58
200	-292,1	2811,8	-2728	-682	-27,96	570	-443,5	2920,5	-2722	-1059	-43,43
210	-436,6	2875,1	-2679	-1043	-42,75	580	-573,9	2939,7	-2578	-1414	-57,96
220	-570	2919,7	-2560	-1404	-57,56	590	-672,7	2891,6	-2323	-1722	-70,6
230	-676,7	2908,4	-2337	-1732	-71,01	600	-719,2	2734,3	-1942	-1925	-78,93
240	-737,4	2803,7	-1991	-1974	-80,93	610	-693,9	2431,3	-1449	-1952	-80,04
250	-734,8	2574,6	-1534	-2067	-84,77	620	-585,8	1958,5	-901,4	-1739	-71,29
260	-660	2206,6	-1016	-1959	-80,32	630	-398,2	1311,2	-398,2	-1249	-51,22
270	-519,1	1709,3	-519,1	-1629	-66,77	640	-151,5	506,67	-65,28	-502,5	-20,6
280	-336,4	1124,7	-144,9	-1115	-45,73	650	118,68	-415,84	-24,79	415,1	17,019
290	-152,8	535,34	31,916	-534,4	-21,91	660	368,32	-1400,4	-356,6	1354,2	55,522
300	-20,94	79,612	20,271	-76,99	-3,157	670	554,03	-2381,4	-1064	2130,3	87,342
310	2,5554	-10,984	-4,909	9,8258	0,4029	680	642,61	-3291,8	-2060	2567,5	105,27
320	-134,5	688,93	431,15	-537,3	-22,03	690	618,02	-4069,9	-3175	2546,6	104,41
330	-463,3	3051,3	2380,2	-1909	-78,28	700	484,47	-4664,1	-4193	2041,8	83,715
340	-918,4	8841,8	7949,5	-3871	-158,7	710	265,6	-5036,2	-4907	1134,9	46,53
350	-1040	19724	19217	-4445	-182,2	720	8E-13	-5162,9	-5163	3E-12	1E-13
360	-2E-12	32850	32850	-8E-12	-3E-13	Мкр.ц.Суммарный Н*м					30,13

В таблице 12 приведены силы, действующие на поршневой палец и крутящий момент двигателя на этаноле.

Таблица 12 – Суммарные силы, действующие на поршневой палец и крутящий момент одноцилиндрового двигателя на МТБЭ

Ф _{кв}	N, Н	K, Н	Z, Н	T, Н	Мкр.ц1	Ф _{кв}	N, Н	K, Н	Z, Н	T, Н	Мкр.ц1
0	0	-5237	-5237	0	0	370	2120,8	40214	39180	9062	371,54
10	-269,5	-5110,4	-4979	-1152	-47,22	380	3198,7	30794	27687	13481	552,72
20	-492,2	-4738,6	-4260	-2074	-85,05	390	2971,1	19566	15263	12243	501,95
30	-629,4	-4144,9	-3233	-2593	-106,3	400	2335,9	11966	7488,4	9332,8	382,65
40	-657,4	-3367,4	-2107	-2626	-107,7	410	1791,8	7701,7	3442,1	6889,7	282,48
50	-571,8	-2457,6	-1098	-2198	-90,14	420	1466,5	5575,6	1419,6	5391,8	221,06
60	-388,5	-1477,2	-376,1	-1429	-58,57	430	1325,3	4643,8	276,86	4635,5	190,06
70	-140,8	-493,2	-29,4	-492,3	-20,19	440	1327,5	4438,3	-571,9	4401,4	180,46
80	128,3	428,98	-55,27	425,4	17,441	450	1359,9	4477,6	-1360	4266,1	174,91
90	374,57	1233,4	-374,6	1175,1	48,179	460	1372,1	4587,5	-2111	4072,8	166,98
100	562,54	1880,8	-865,6	1669,8	68,461	470	1333,7	4673,2	-2785	3752,6	153,86
110	671,78	2353,9	-1403	1890,2	77,498	480	1234,3	4693,1	-3333	3304	135,47
120	698,95	2657,5	-1887	1870,9	76,708	490	1079,9	4641,9	-3729	2764,2	113,33
130	655	2815,4	-2262	1676,5	68,736	500	885,84	4537,7	-3979	2182,1	89,465
140	559,13	2864,2	-2511	1377,3	56,469	510	597,29	3933,4	-3666	1426,6	58,491
150	432,09	2845,5	-2652	1032	42,314	520	302,99	2916,9	-2830	707,53	29,009
160	290,76	2799,2	-2716	678,98	27,838	530	151,6	2874,7	-2853	349,19	14,317
170	145,42	2757,5	-2737	334,95	13,733	540	3E-13	2858,2	-2858	1E-12	4E-14
180	1E-13	2741,2	-2741	3E-13	1E-14	550	-151,6	2874,7	-2853	-349,2	-14,32
190	-145,6	2760,6	-2740	-335,3	-13,75	560	-303	2916,8	-2830	-707,5	-29,01
200	-292,1	2811,8	-2728	-682	-27,96	570	-450,1	2963,9	-2762	-1075	-44,07
210	-436,6	2875,1	-2679	-1043	-42,75	580	-582,4	2983,5	-2616	-1435	-58,82
220	-570	2919,7	-2560	-1404	-57,56	590	-683	2935,7	-2358	-1748	-71,67
230	-676,7	2908,4	-2337	-1732	-71,01	600	-730,8	2778,7	-1973	-1956	-80,21
240	-737,4	2803,7	-1991	-1974	-80,93	610	-706,6	2476	-1476	-1988	-81,52
250	-734,8	2574,6	-1534	-2067	-84,77	620	-599,2	2003,5	-922,1	-1779	-72,92
260	-660	2206,6	-1016	-1959	-80,32	630	-411,9	1356,2	-411,9	-1292	-52,98
270	-519,1	1709,3	-519,1	-1629	-66,77	640	-165	551,59	-71,07	-547	-22,43
280	-336,4	1124,7	-144,9	-1115	-45,73	650	105,91	-371,12	-22,13	370,46	15,189
290	-152,8	535,34	31,916	-534,4	-21,91	660	356,63	-1355,9	-345,2	1311,2	53,761
300	-20,94	79,612	20,271	-76,99	-3,157	670	543,77	-2337,3	-1045	2090,9	85,726
310	2,5554	-10,984	-4,909	9,8258	0,4029	680	634,08	-3248,1	-2033	2533,4	103,87
320	-134,5	688,93	431,15	-537,3	-22,03	690	611,43	-4026,5	-3141	2519,4	103,3
330	-463,3	3051,3	2380,2	-1909	-78,28	700	479,99	-4621	-4155	2023	82,942
340	-918,4	8841,8	7949,5	-3871	-158,7	710	263,33	-4993,3	-4865	1125,2	46,133
350	-1040	19724	19217	-4445	-182,2	720	8E-13	-5237	-5237	3E-12	1E-13
360	-2E-12	33552	33552	-8E-12	-3E-13	Мкр.ц.Суммарный Н*м					30,06

В таблице 13 приведены силы, действующие на шатунную и коренные шейки коленчатого вала одноцилиндрового двигателя на дизельном топливе и МТБЭ.

Таблица 13 – Силы, действующие на шатунную и коренные шейки коленчатого одноцилиндрового двигателя

$\varphi_{кв}$	Rш.ш.б, Н	Rк.ш1(2) , Н	Rш.ш.в, Н	Rк.ш1(2) , Н	$\varphi_{кв}$	Rш.ш.б, Н	Rк.ш1(2) , Н	Rш.ш.в, Н	Rк.ш1(2) , Н
0	8485,133	6654,9762	8485,133	6654,9762	370	35155,93	15250,943	37057,05	16200,104
10	8307,343	6551,3304	8307,343	6551,3304	380	26501,92	11203,153	27910,12	11899,916
20	7789,847	6253,3067	7789,847	6253,3067	390	16629,52	6853,0064	17153,18	7098,8509
30	6981,001	5799,9174	6981,001	5799,9174	400	10205,73	4658,3382	10250,94	4675,5639
40	5964,885	5256,8436	5964,885	5256,8436	410	6986,233	4176,394	6892,431	4150,6837
50	4870,887	4715,5773	4870,887	4715,5773	420	5791,782	4306,3687	5693,411	4281,885
60	3895,631	4284,4961	3895,631	4284,4961	430	5539,492	4544,5807	5506,028	4535,0582
70	3314,311	4058,6522	3314,311	4058,6522	440	5851,191	4858,2841	5827,893	4850,383
80	3330,687	4069,6765	3330,687	4069,6765	450	6296,696	5182,9137	6279,57	5176,3242
90	3808,53	4264,4357	3808,53	4264,4357	460	6744,388	5489,6923	6731,398	5484,2502
100	4439,75	4546,6131	4439,75	4546,6131	470	7115,19	5748,6077	7105,088	5744,1245
110	5020,425	4831,2537	5020,425	4831,2537	480	7371,932	5941,1047	7363,876	5937,384
120	5465,586	5067,2038	5465,586	5067,2038	490	7511,511	6063,895	7504,908	6060,7582
130	5759,325	5234,9168	5759,325	5234,9168	500	7554,583	6126,4678	7549,004	6123,7635
140	5921,787	5336,7241	5921,787	5336,7241	510	7064,237	5914,8451	7059,313	5912,4256
150	5989,469	5387,1224	5989,469	5387,1224	520	6076,173	5441,6111	6118,976	5462,8426
160	6002,265	5404,951	6002,265	5404,951	530	6068,654	5444,5758	6111,507	5465,9605
170	5994,568	5407,6051	5994,568	5407,6051	540	6063,467	5444,1432	6106,331	5465,5753
180	5989,325	5407,0723	5989,325	5407,0723	550	6068,654	5444,5758	6111,488	5465,951
190	5997,645	5409,1405	5997,645	5409,1405	560	6076,173	5441,6111	6118,909	5462,8095
200	6014,784	5411,1608	6014,784	5411,1608	570	6063,033	5423,2264	6105,579	5444,1081
210	6018,447	5401,3441	6018,447	5401,3441	580	5994,739	5371,9511	6036,945	5392,3331
220	5975,345	5362,5859	5975,345	5362,5859	590	5831,187	5268,8073	5872,783	5288,4268
230	5847,085	5276,3055	5847,085	5276,3055	600	5535,477	5099,0619	5575,968	5117,5214
240	5598,705	5127,8883	5598,705	5127,8883	610	5086,684	4860,0055	5125,132	4876,6907
250	5210,3	4913,6564	5210,3	4913,6564	620	4499,111	4570,6253	4533,683	4584,6004
260	4692,254	4648,6452	4692,254	4648,6452	630	3854,405	4281,3911	3881,392	4291,324
270	4104,209	4372,5316	4104,209	4372,5316	640	3351,3	4076,8678	3363,978	4081,1883
280	3571,641	4146,6	3571,641	4146,6	650	3299,147	4054,1905	3291,179	4051,7772
290	3260,314	4029,3889	3260,314	4029,3889	660	3850,674	4268,7988	3825,147	4259,8552
300	3228,785	4026,527	3228,785	4026,527	670	4809,918	4691,1533	4774,869	4677,1164
310	3253,061	4038,9358	3253,061	4038,9358	680	5896,534	5226,6229	5857,098	5209,1963
320	2867,781	3830,3391	2867,781	3830,3391	690	6909,273	5766,1775	6867,836	5746,6925
330	2097,262	3002,1923	2097,262	3002,1923	700	7716,566	6217,5622	7674,211	6196,9052
340	6089,751	1936,3495	6089,751	1936,3495	710	8233,389	6514,5694	8190,636	6493,3183
350	16575,65	5998,7419	16575,65	5998,7419	720	8410,991	6617,9052	8485,133	6654,9762
360	29602,2	12388,689	30303,71	12739,445					

На рисунке 15 приведено сравнение суммарной силы, действующую на шатунную шейку в полярных координатах. А на рисунке 16 приведено сравнение суммарных сил, действующих на 1-ю коренную шейку в полярных координатах.

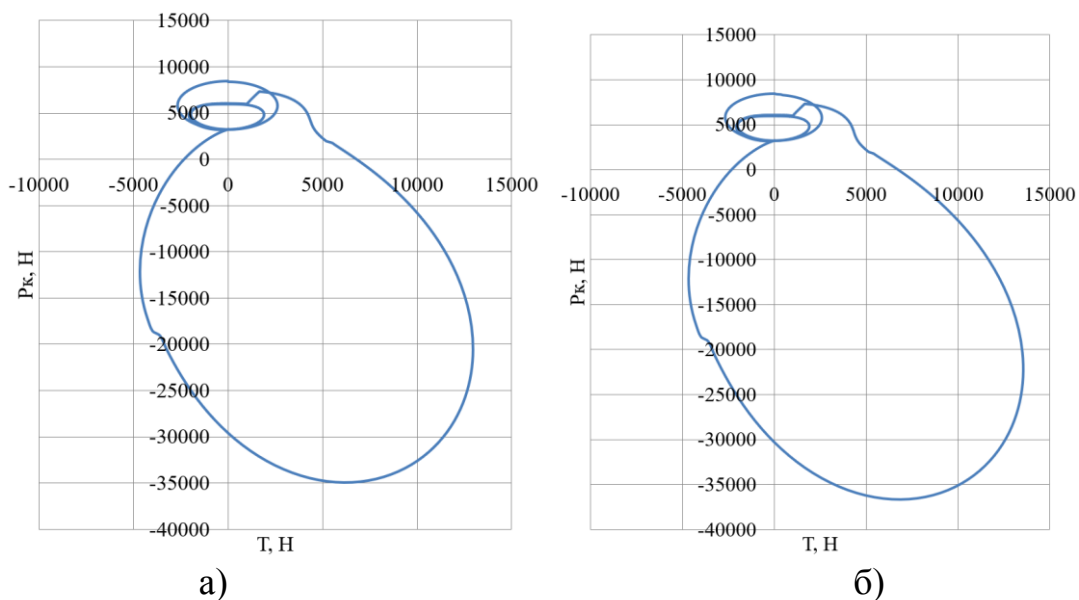


Рисунок 15 – Суммарная сила, действующая на шатунную шейку в полярных координатах: (а) на дизельном топливе; (б) на МТБЭ

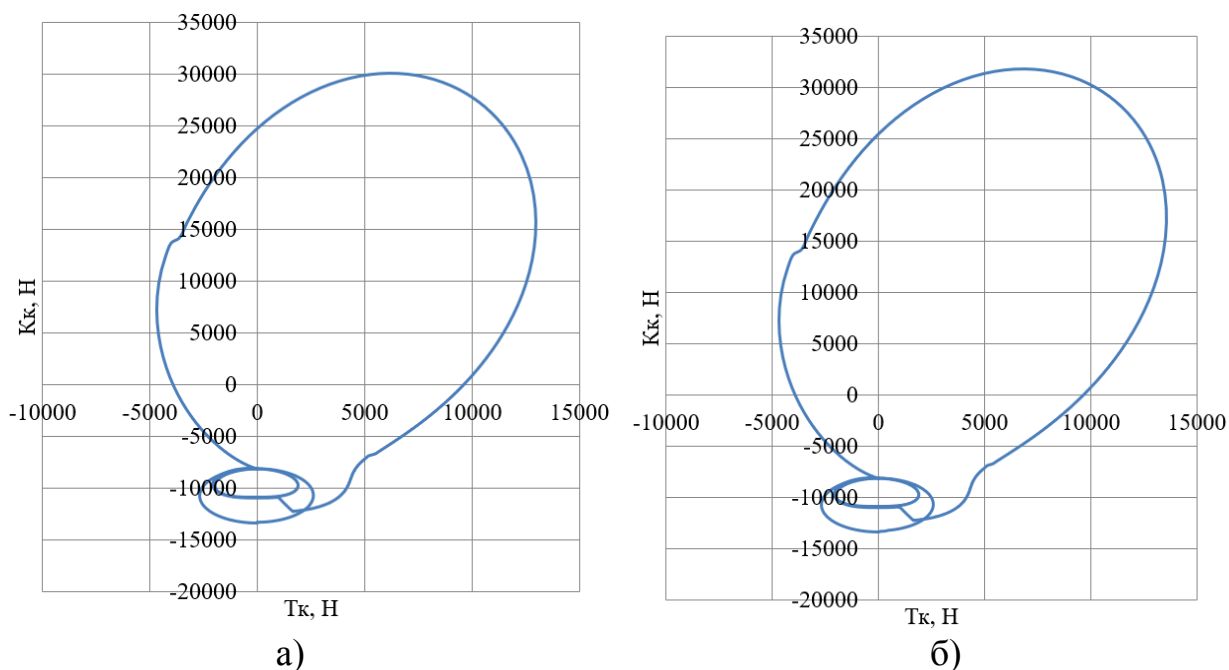


Рисунок 16 – Суммарные силы, действующие на 1-ю коренную шейку в полярных координатах: (а) на дизельном топливе; (б) на МТБЭ

Выводы по 3-му разделу

Переход на альтернативное топливо МТБЭ позволяет незначительно снизить нагрузки на кривошипно-шатунный механизм.

4 Анализ токсичности отработавших газов при работе одноцилиндрового двигателя на дизельном топливе и МТБЭ

Анализ токсичности отработавших газов при работе одноцилиндрового двигателя на дизельном топливе и МТБЭ проводился по модели, представленной на рисунке 17, выполненной с использованием ведущего на рынке программного обеспечения для моделирования двигателей WAVE Ricardo 17.1. Реализована прогнозирующая модель горения, использующая квазиразмерный процесс распространения пламени. Трехмерная модель формы камеры сгорания используется для расчета площади распространения пламени. Особое внимание при проверке модели уделялось давлению в цилиндре во время газообмена и сгорания для оценки производительности впускной и выпускной систем, а также прогнозирующей модели сгорания.

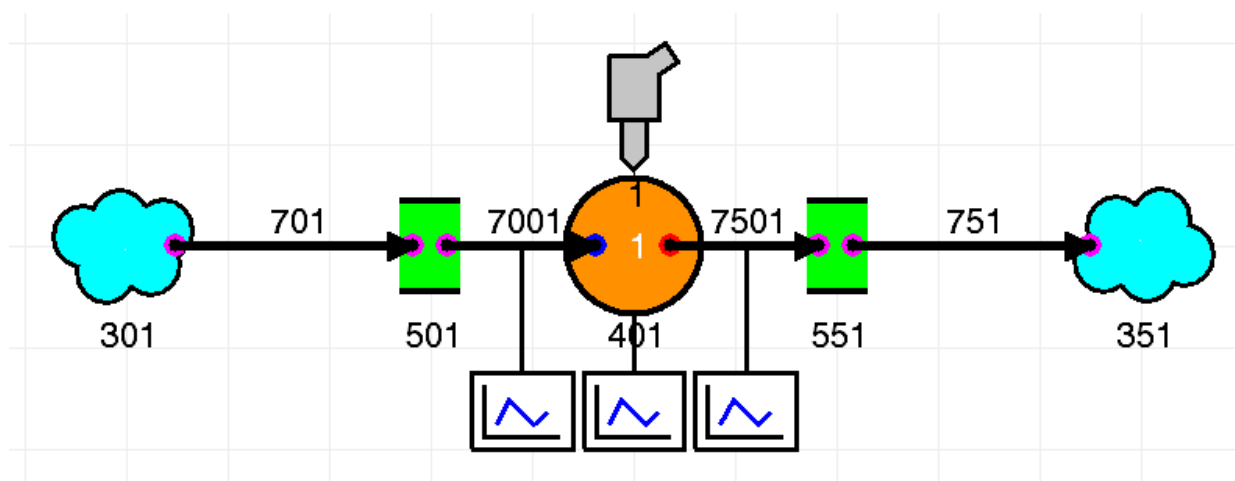


Рисунок 17 – Структура модели виртуального одноцилиндрового двигателя на дизельном топливе и МТБЭ

Также проведен расчет скоростных характеристики двигателя при работе на дизельном топливе и МТБЭ, представлены в таблицах 14 и 15.

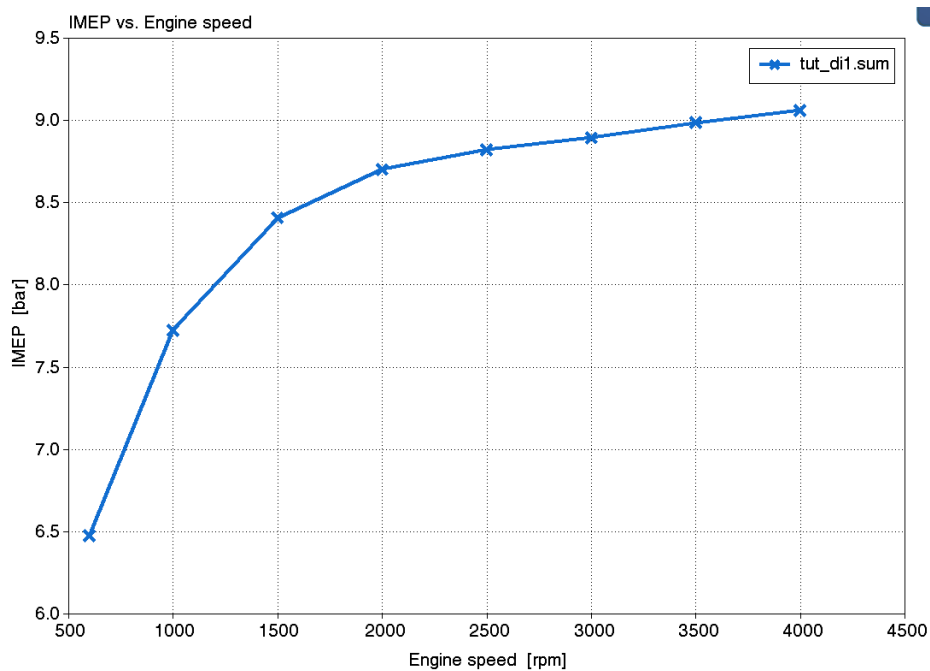
Таблица 14 – Скоростные характеристики одноцилиндрового двигателя при работе на дизельном топливе

Скорость двигателя	rpm	4000	3500	2999	2500	2000	1500	1000	600
Воздухо топливное соотношение A/F		20.0031	19.9817	19.9928	19.9956	20.0013	19.9841	19.9745	19.9751
Массовый расход воздуха	kg/hr	47.1916	40.3075	33.8332	27.8031	21.972	16.1517	10.4298	5.98932
Обратный поток (закрытие)	%	7.55532	9.14795	9.98113	10.1889	10.4879	11.6202	13.6558	16.7141
Обратный поток (перекрытие)	%	0.0876737	0.00382377	0.0501706	0.0595481	0.0159497	0.0462766	0.0305242	0.0194816
Начало горения	deg	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1
Максимальная скорость повышения давления	bar/deg	2.81747	2.732	2.66825	2.62971	2.59674	2.5486	2.45766	2.89529
Массовый расход топлива	kg/hr	2.35922	2.01681	1.69221	1.39034	1.09846	0.808043	0.522069	0.299811
GMEP	bar	9.24246	9.11358	8.98343	8.88273	8.74248	8.4294	7.73495	6.47936
Скорость теплопередачи	W	3901.85	3463.86	3077.87	2740.54	2426.94	2117	1781.48	1430.54
IMEP	bar	9.06023	8.98641	8.89459	8.82088	8.70288	8.40722	7.72511	6.47579
Перекрытие клапана	deg	75	75	75	75	75	75	75	75
Максимальное давление	bar	78.0205	76.1579	75.0212	74.8699	75.3824	76.1451	77.2493	78.2329
PMEP	bar	-0.241964	-0.163272	-0.107511	-0.0692442	-0.0412461	-0.0222286	-0.00981165	-0.00355451
Объемный коэффициент наполнения	-	0.877768	0.857774	0.841349	0.831054	0.821981	0.807361	0.786019	0.756244
Объемный коэффициент наполнения (только воздух)	-	0.877834	0.857816	0.841378	0.831078	0.822029	0.807454	0.786081	0.756359
Остаточная газовая фракция	%	2.07632	2.10459	2.21214	2.3224	2.38694	2.54006	2.73546	3.05298
Продолжительность от 0% до 10% сжигания массы топлива	deg	7.08552	6.81003	6.50017	6.15645	5.75543	5.28281	4.67923	4.01456
Продолжительность между от 0% до 2% сжигания массы топлива	deg	2.04229	1.96261	1.87336	1.77557	1.66112	1.52402	1.34979	1.15817
Продолжительность между от 0% до 5% сжигания массы топлива	deg	4.06205	3.90515	3.72663	3.52828	3.29942	3.02814	2.68204	2.30097
Продолжительность от 0% до 90% сжигания массы топлива	deg	53.4021	51.3454	48.9999	46.3877	43.3737	39.8165	35.2696	30.2568
Время сжигания 1% массы топлива	deg	0.323382	0.267841	0.213007	0.156497	0.0789843	-0.00700508	-0.117493	-0.242042
Продолжительность сжигания от 10% до 90% массы топлива	deg	46.3166	44.5354	42.4997	40.2313	37.6182	34.5337	30.5904	26.2422
Время сжигания 10% массы топлива	deg	6.08552	5.81003	5.50017	5.15645	4.75543	4.28281	3.67923	3.01456
Время сжигания 50% массы топлива	deg	22.9287	22.0033	20.9554	19.7849	18.435	16.839	14.8005	12.5549
Время сжигания 90% массы топлива	deg	52.4021	50.3454	47.9999	45.3877	42.3737	38.8165	34.2696	29.2568
Время сжигания 99% массы топлива	deg	79.9187	76.7951	73.2499	69.2911	64.7263	59.3294	52.4365	44.8418
Время максимального давления	deg	4.14597	4.67659	5.40603	6.31903	7.09324	7.96623	8.43033	8.51789
Объемный КПД	-	0.84872	0.828471	0.811301	0.800044	0.790314	0.774616	0.750301	0.718101

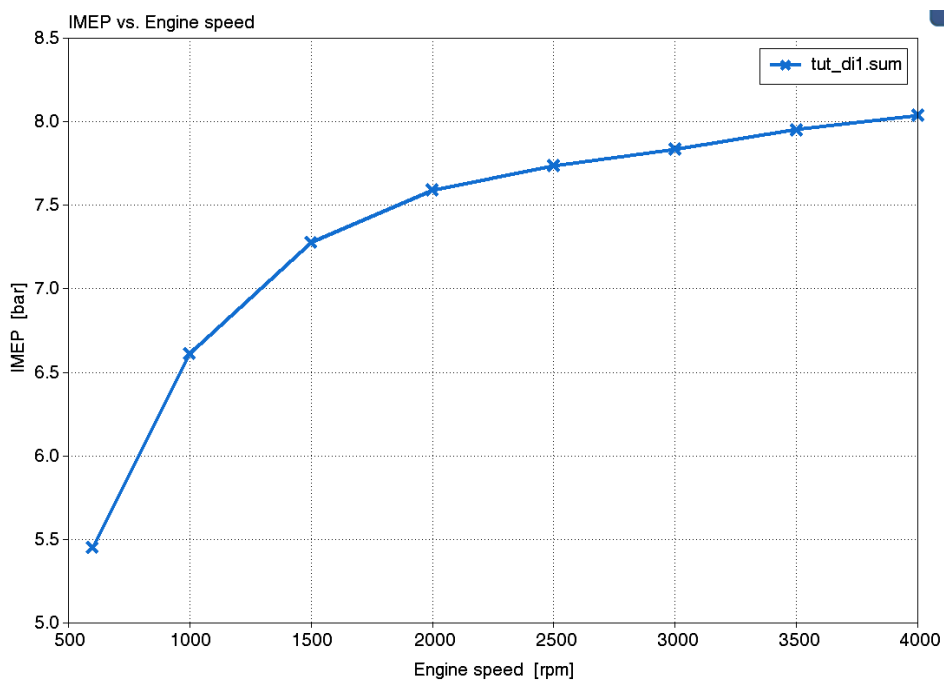
Таблица 15 – Скоростные характеристики одноцилиндрового двигателя при работе на МТБЭ

Скорость двигателя	rpm	4000	3500	2999	2500	2000	1500	1000	600
Воздухо топливное соотношение A/F		20.0033	19.9825	19.9933	19.9979	19.9985	19.9906	19.9789	19.9753
Массовый расход воздуха	kg/hr	47.1755	40.3162	33.8244	27.809	21.9823	16.1612	10.4283	5.98447
Обратный поток (закрытие)	%	7.57226	9.16945	10.0105	10.2108	10.5062	11.6415	13.6939	16.7558
Обратный поток (перекрытие)	%	0.100143	0.00555487	0.0637052	0.0278297	0.00921478	0.0213835	0.0144335	0.0208388
Начало горения	deg	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1
Максимальная скорость повышения давления	bar/deg	2.81585	2.73268	2.67005	2.63205	2.59915	2.55059	2.47811	2.83585
Массовый расход топлива	kg/hr	2.35848	2.01728	1.6918	1.39053	1.09904	0.808333	0.521925	0.299589
GMEP	bar	8.22291	8.08331	7.92854	7.80226	7.63252	7.30103	6.62279	5.45752
Скорость теплопередачи	W	3159.56	2809.45	2498.05	2232.02	1983.67	1735.3	1464.35	1176.41
IMEP	bar	8.03693	7.95095	7.835	7.73702	7.59091	7.27785	6.61259	5.45381
Перекрытие клапана	deg	75	75	75	75	75	75	75	75
Максимальное давление	bar	79.5867	77.7996	76.7299	76.6912	77.2464	78	78.9393	79.4813
PMEP	bar	-0.226467	-0.156136	-0.105248	-0.0695056	-0.0423969	-0.0231829	-0.010189	-0.00369749
Объемный коэффициент наполнения	-	0.877482	0.857985	0.841164	0.831237	0.822427	0.807864	0.785933	0.755707
Объемный коэффициент наполнения (только воздух)	-	0.877555	0.85803	0.841196	0.831262	0.822478	0.807958	0.785996	0.755828
Остаточная газовая фракция	%	2.28114	2.27486	2.40994	2.49763	2.54273	2.6709	2.88736	3.21358
Продолжительность от 0% до 10% сжигания массы топлива	deg	6.26748	6.02565	5.75202	5.44609	5.09535	4.67479	4.13991	3.55196
Продолжительность между от 0% до 2% сжигания массы топлива	deg	1.90176	1.82931	1.74777	1.65621	1.55011	1.42352	1.26114	1.08232
Продолжительность между от 0% до 5% сжигания массы топлива	deg	3.65019	3.50705	3.3481	3.17048	2.9648	2.72021	2.40931	2.06706
Продолжительность от 0% до 90% сжигания массы топлива	deg	44.4174	42.6966	40.7538	38.5802	36.0813	33.105	29.3235	25.1587
Время сжигания 1% массы топлива	deg	0.233704	0.188505	0.138319	0.0818271	0.0179833	-0.0617937	-0.168611	-0.286472
Продолжительность сжигания от 10% до 90% массы топлива	deg	38.1499	36.6709	35.0017	33.1341	30.9859	28.4302	25.1836	21.6067
Время сжигания 10% массы топлива	deg	5.26748	5.02565	4.75202	4.44609	4.09535	3.67479	3.13991	2.55196
Время сжигания 50% массы топлива	deg	19.7911	18.9816	18.0739	17.0571	15.8872	14.494	12.7226	10.7735
Время сжигания 90% массы топлива	deg	43.4174	41.6966	39.7538	37.5802	35.0813	32.105	28.3235	24.1587
Время сжигания 99% массы топлива	deg	67.2624	64.6159	61.6251	58.2877	54.4477	49.875	44.0633	37.6631
Время максимального давления	deg	4.72735	5.37435	6.09136	6.76088	7.40944	7.98694	8.37631	8.21825
Объемный КПД	-	0.848432	0.82865	0.81109	0.800214	0.790685	0.775075	0.750193	0.717521

На рисунке 18 представлено среднее индикаторное давление при работе на дизельном топливе и МТБЭ.



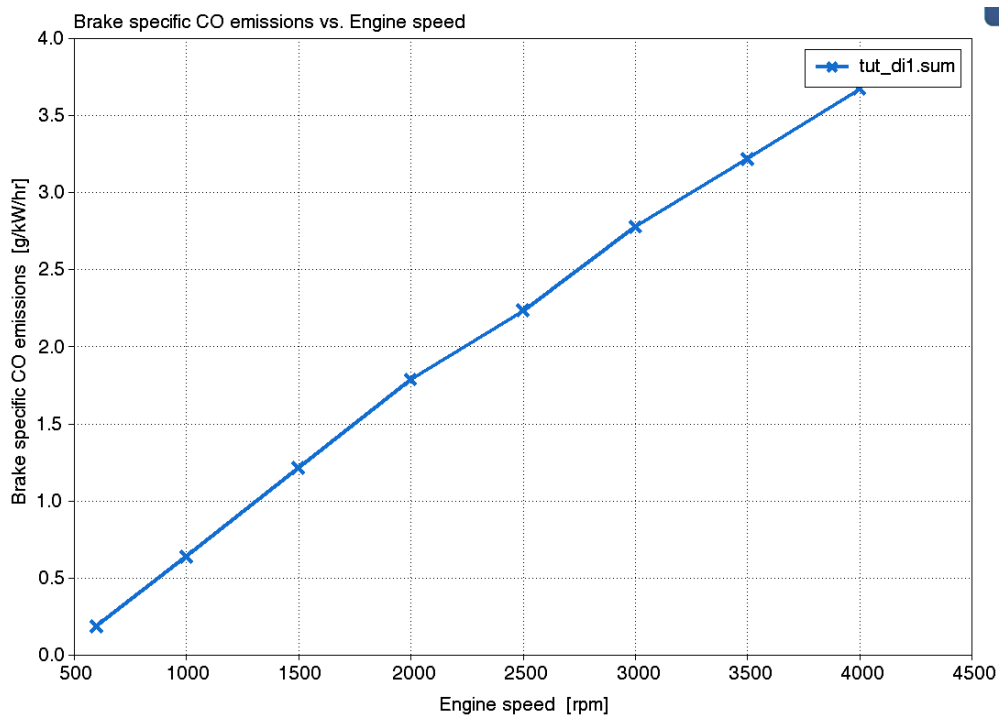
ДИЗЕЛЬНОЕ ТОПЛИВО



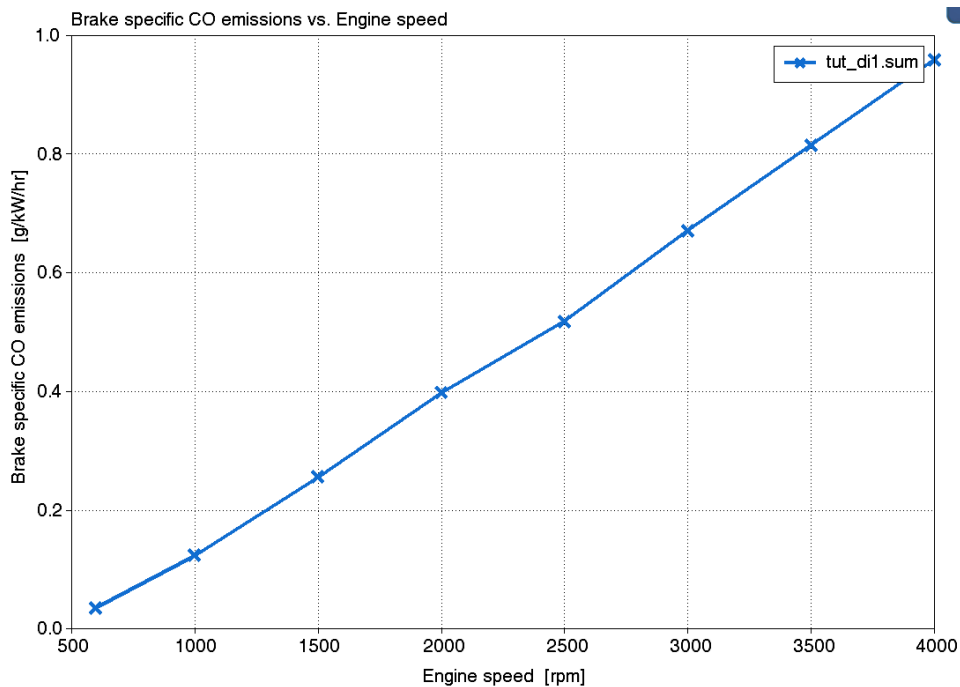
МТБЭ

Рисунок 18 – Среднее индикаторное давление при работе на дизельном топливе и МТБЭ

На рисунке 19 представлена зависимость удельных выбросов по СО в г/кВт ч от частоты вращения при работе на дизельном топливе и МТБЭ.



ДИЗЕЛЬНОЕ ТОПЛИВО



МТБЭ

Рисунок 19 – Зависимость удельных выбросов по СО в г/кВт ч от частоты вращения при работе на дизельном топливе и МТБЭ.

На рисунке 20 представлен график удельных выбросов по NO_2 в г/кВт ч и в мил^{-1} (ppm) от частоты вращения при работе на дизельном топливе.

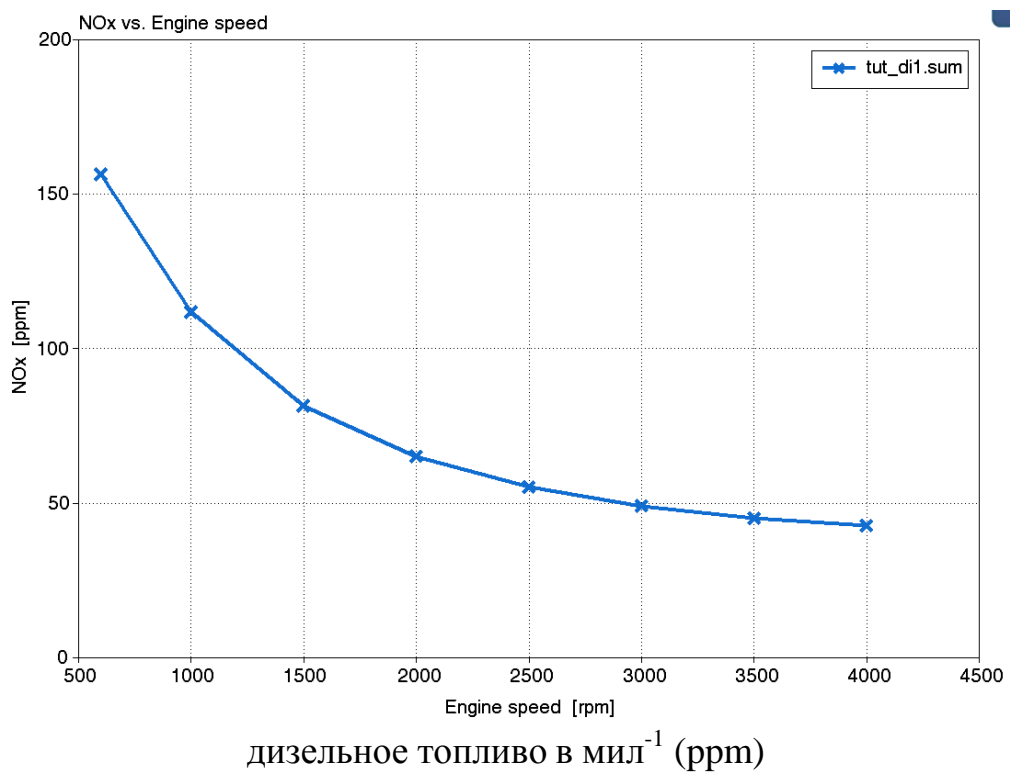
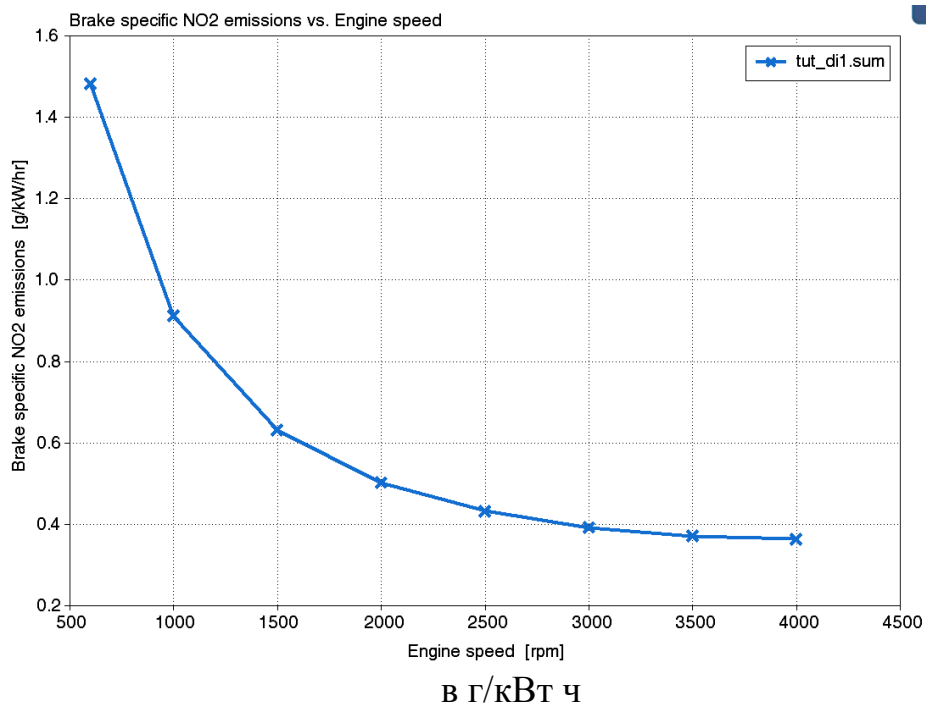
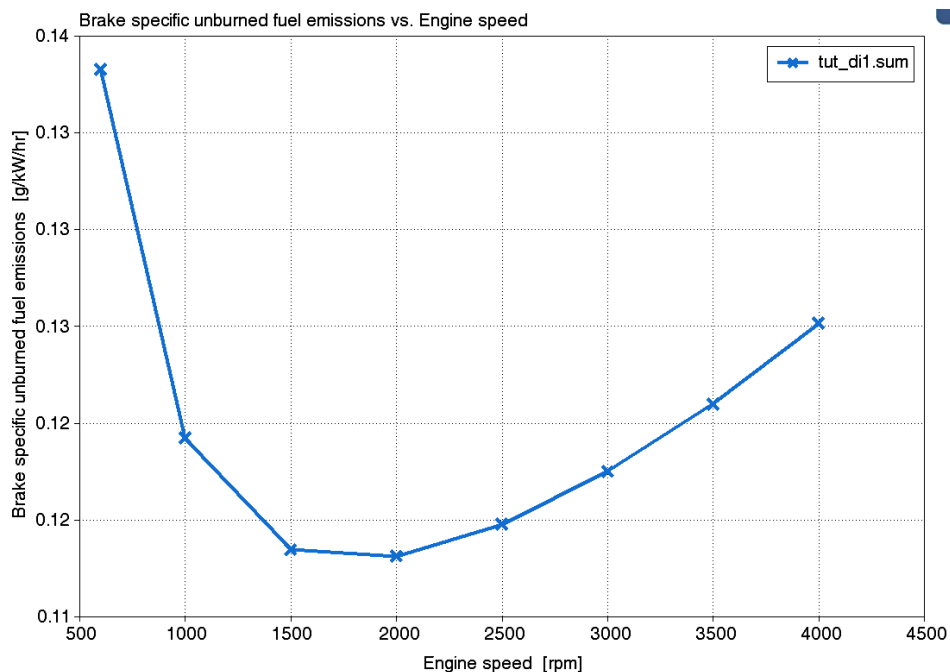
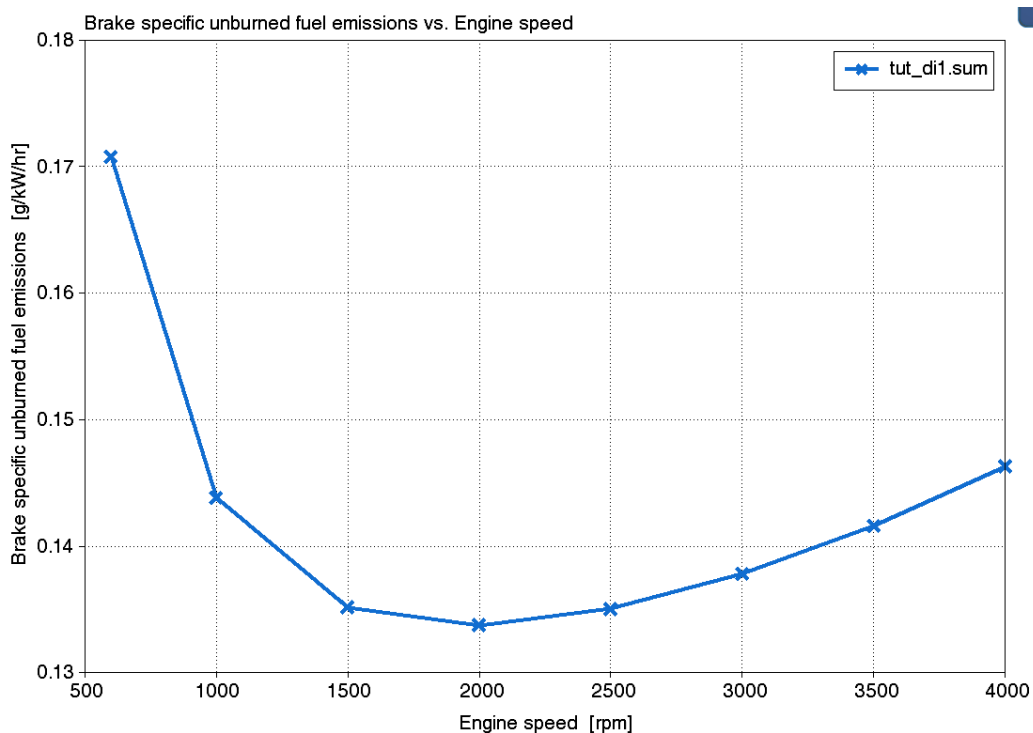


Рисунок 20 – Зависимость удельных выбросов по NO_x в г/кВт ч и в мил^{-1} (ppm) от частоты вращения при работе на дизельном топливе.

На рисунке 21 представлена зависимость удельных выбросов по СН в г/кВт ч от частоты вращения при работе на дизельном топливе и МТБЭ.



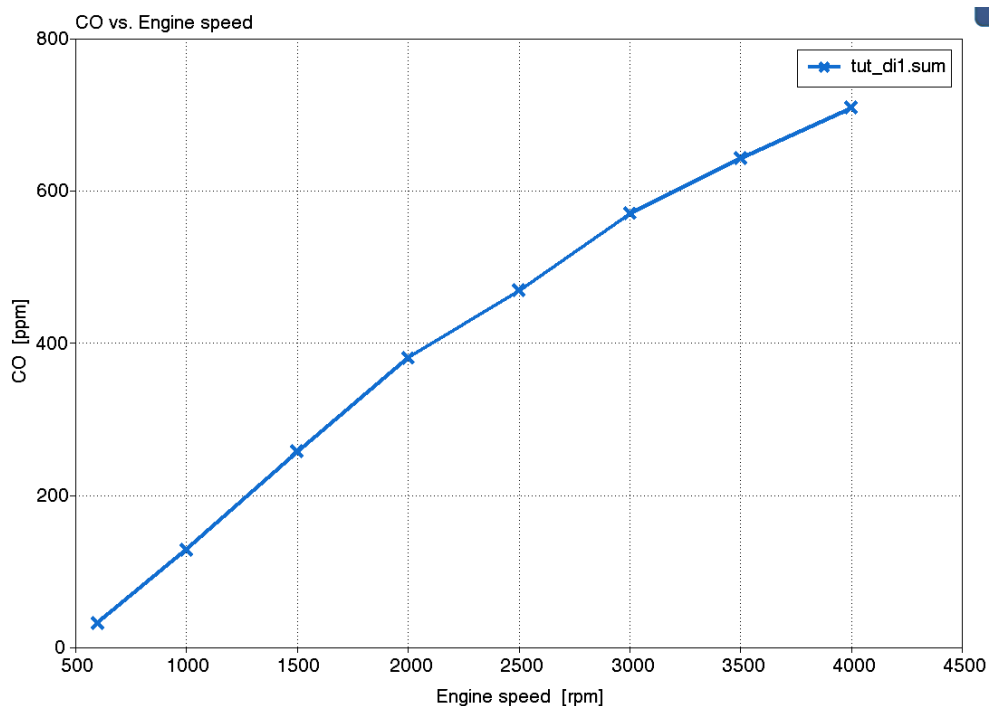
ДИЗЕЛЬНОЕ ТОПЛИВО



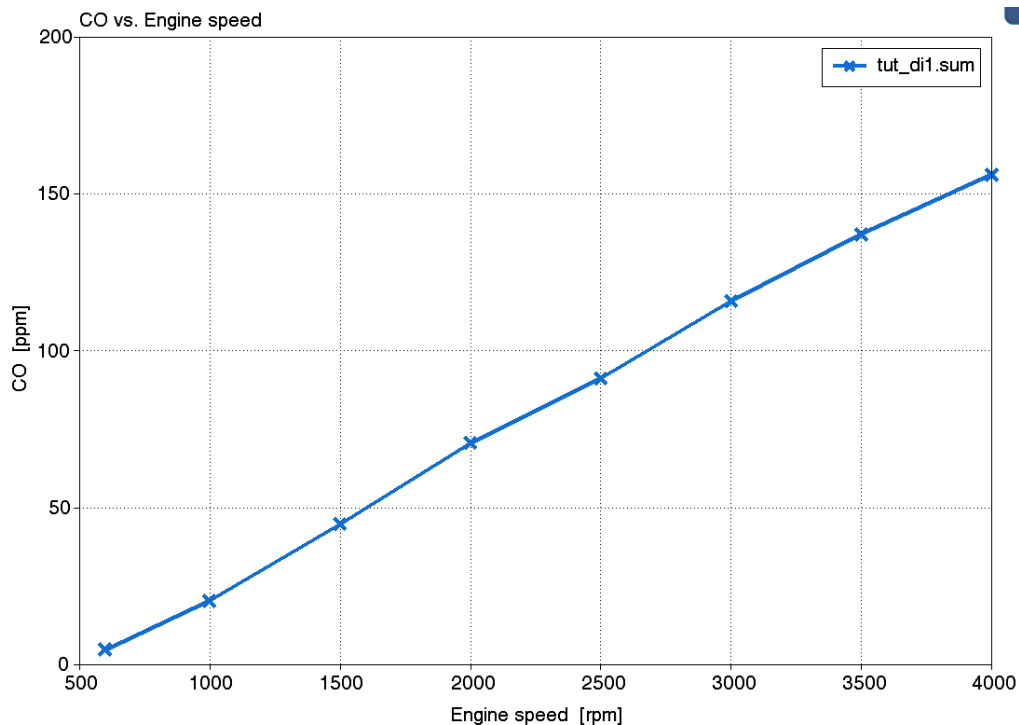
МТБЭ

Рисунок 21 – Зависимость удельных выбросов по СН в г/кВт ч от частоты вращения при работе на дизельном топливе и МТБЭ.

На рисунке 22 представлена зависимость концентрации CO в мил⁻¹ (ppm) от частоты вращения при работе на дизельном топливе и МТБЭ.



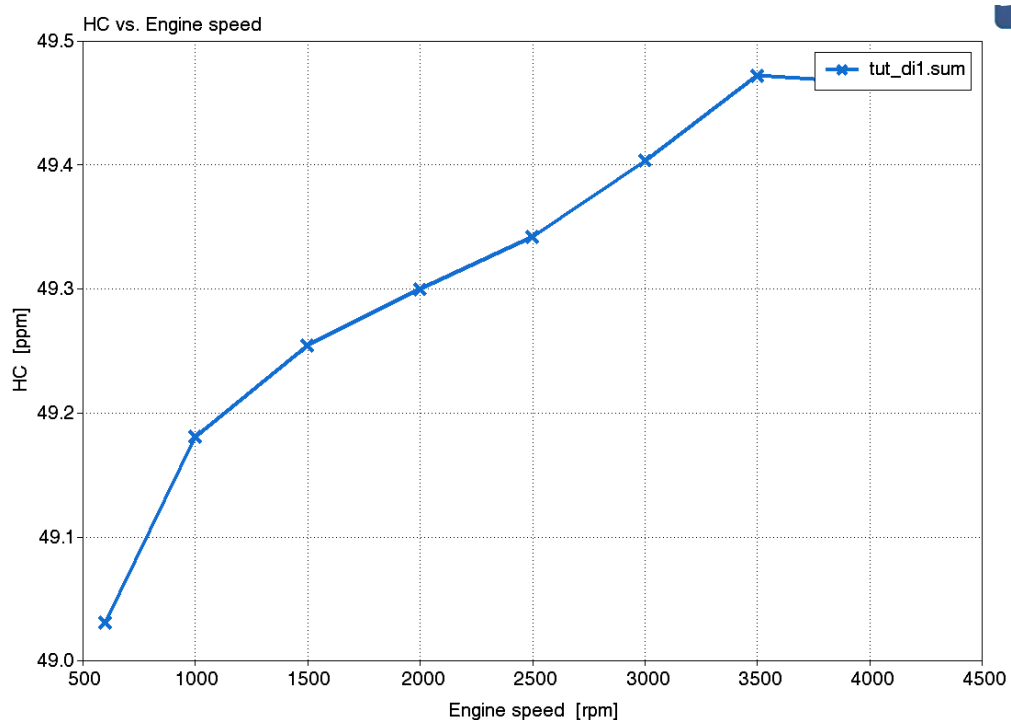
ДИЗЕЛЬНОЕ ТОПЛИВО



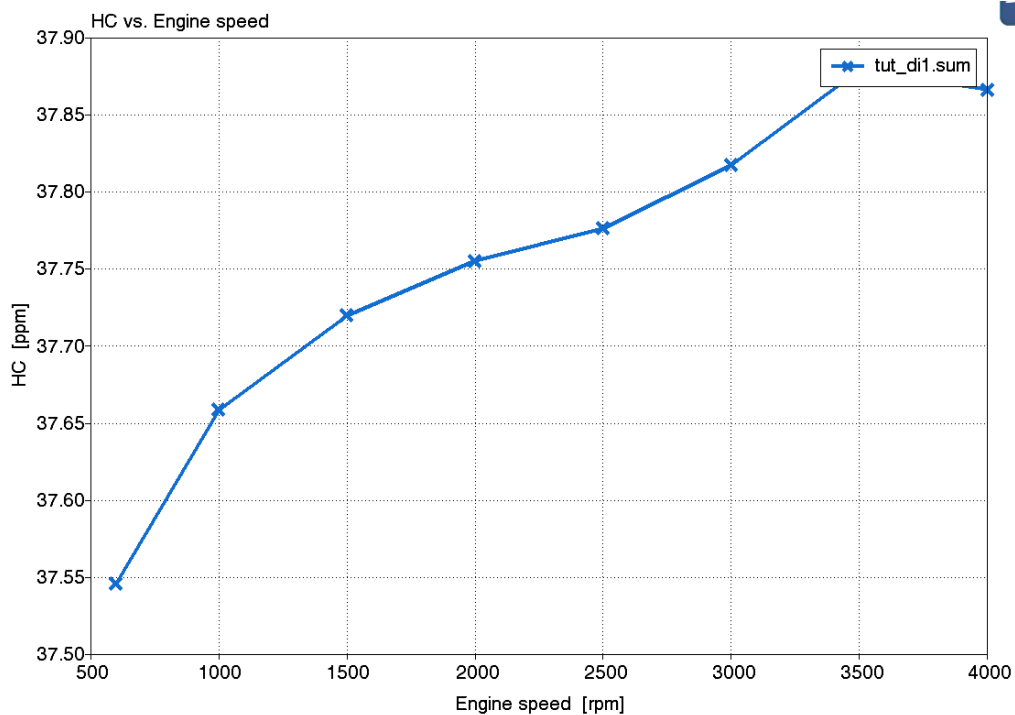
МТБЭ

Рисунок 22 – Зависимость концентрации CO в мил⁻¹ (ppm) от частоты вращения при работе на дизельном топливе и МТБЭ.

На рисунке 23 представлена зависимость концентрации СН в мил⁻¹ (ppm) от частоты вращения при работе на дизельном топливе и МТБЭ.



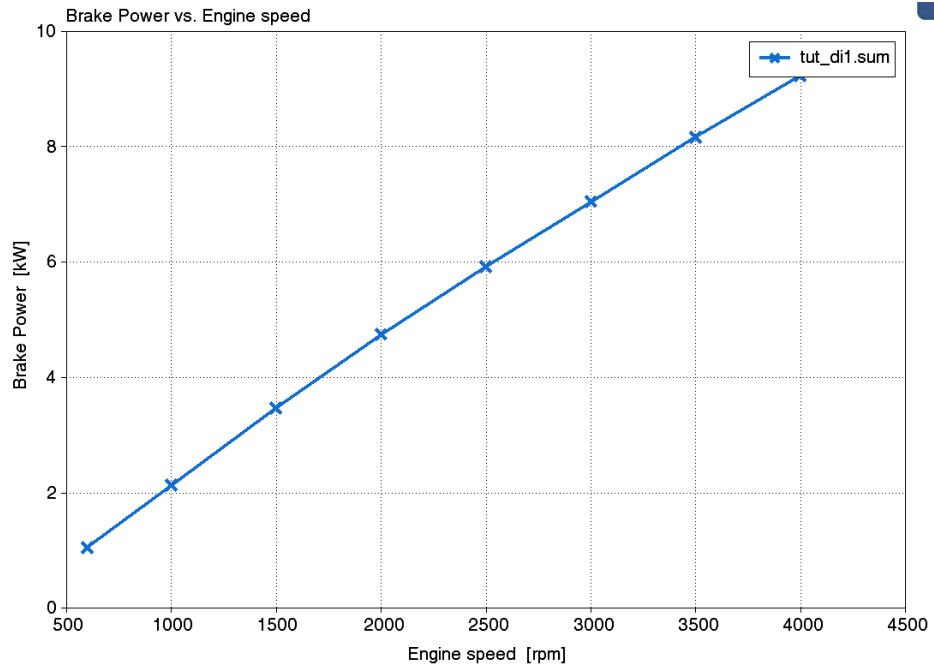
ДИЗЕЛЬНОЕ ТОПЛИВО



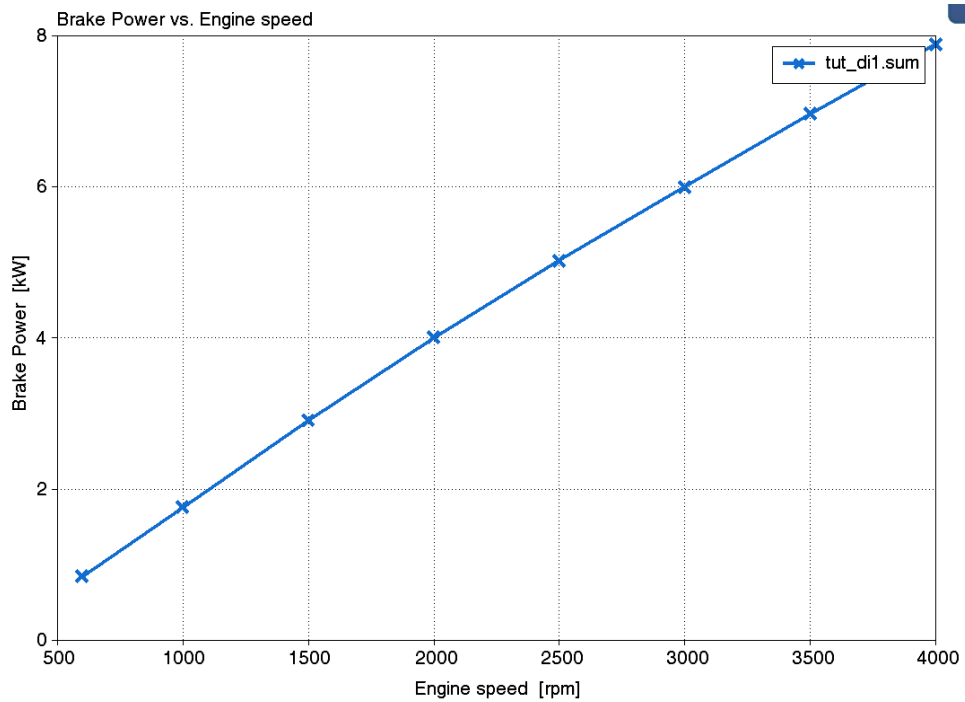
МТБЭ

Рисунок 23 – Зависимость концентрации СН в мил⁻¹ (ppm) от частоты вращения при работе на дизельном топливе и МТБЭ.

На рисунке 24 представлена эффективная мощность в кВт при работе на дизельном топливе и МТБЭ.



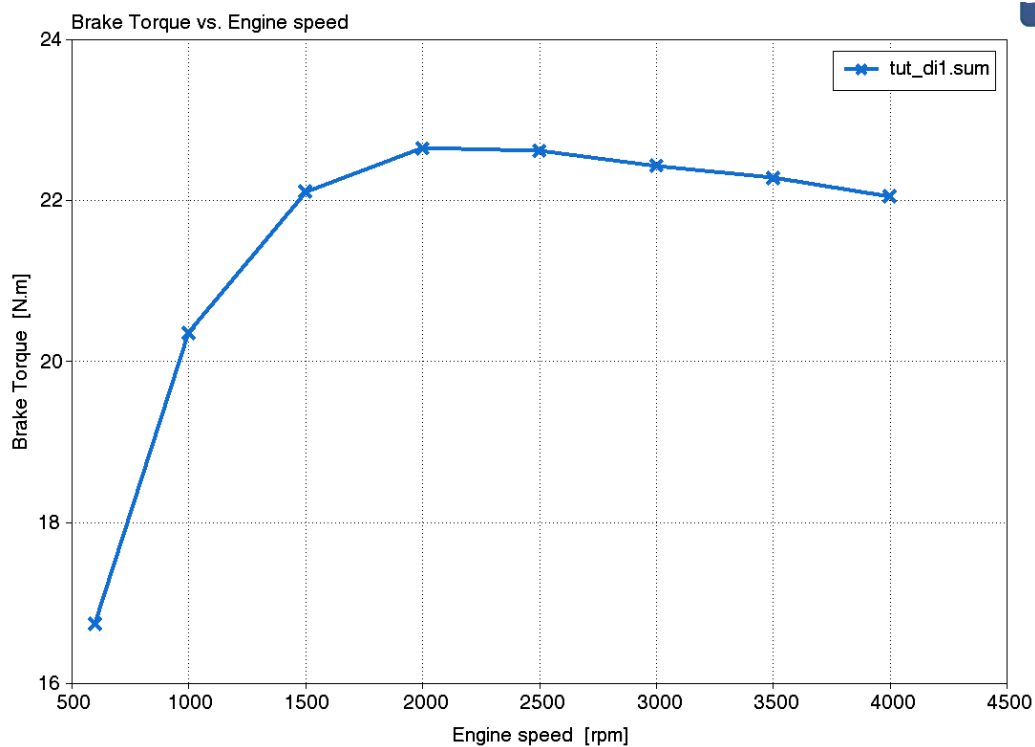
ДИЗЕЛЬНОЕ ТОПЛИВО



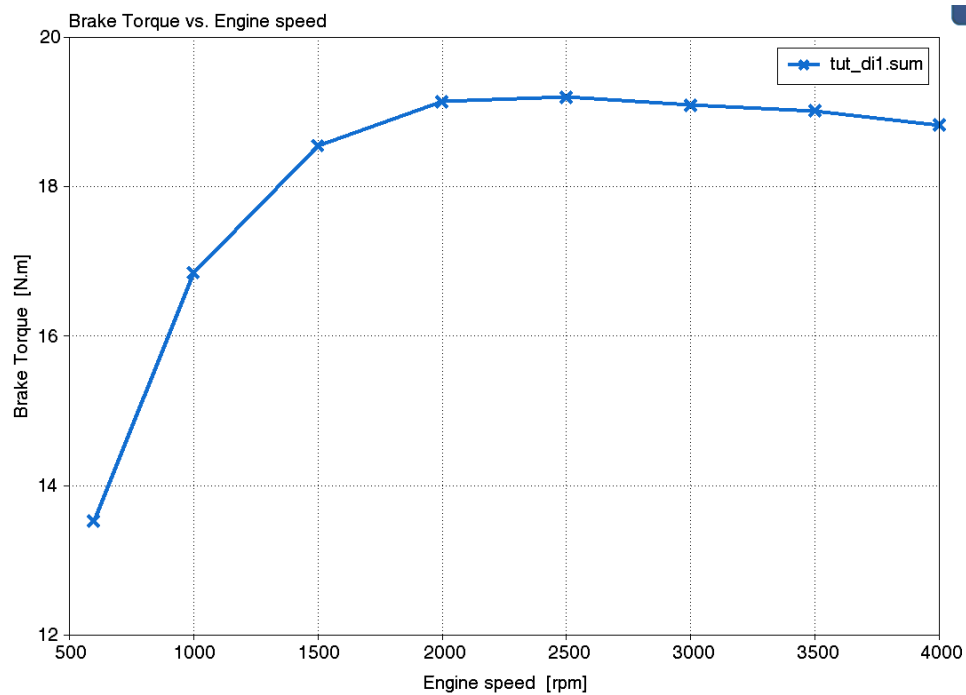
МТБЭ

Рисунок 24 – Средняя эффективная мощность в кВт при работе на дизельном топливе и МТБЭ.

На рисунке 25 представлен средний эффективный крутящий момент двигателя в (Н м) при работе на дизельном топливе и МТБЭ.



ДИЗЕЛЬНОЕ ТОПЛИВО



МТБЭ

Рисунок 25 – Средний эффективный крутящий момент двигателя в (Н м) при работе на дизельном топливе и МТБЭ.

На рисунке 26 представлен индикаторное давление при работе на дизельном топливе.

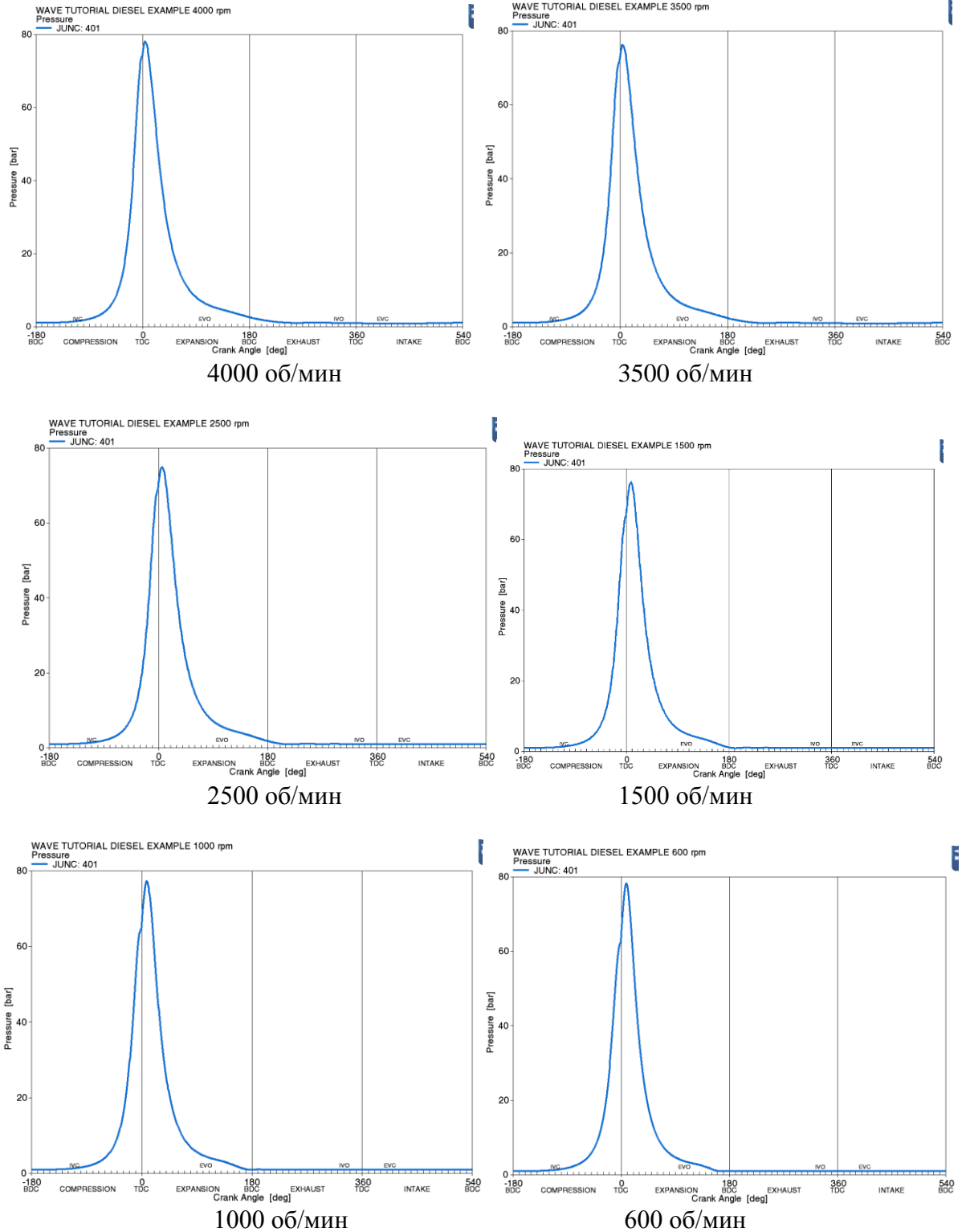


Рисунок 26 – Диаграммы индикаторного давления при работе на дизельном топливе.

На рисунке 27 представлен изменение температуры при работе на дизельном топливе.

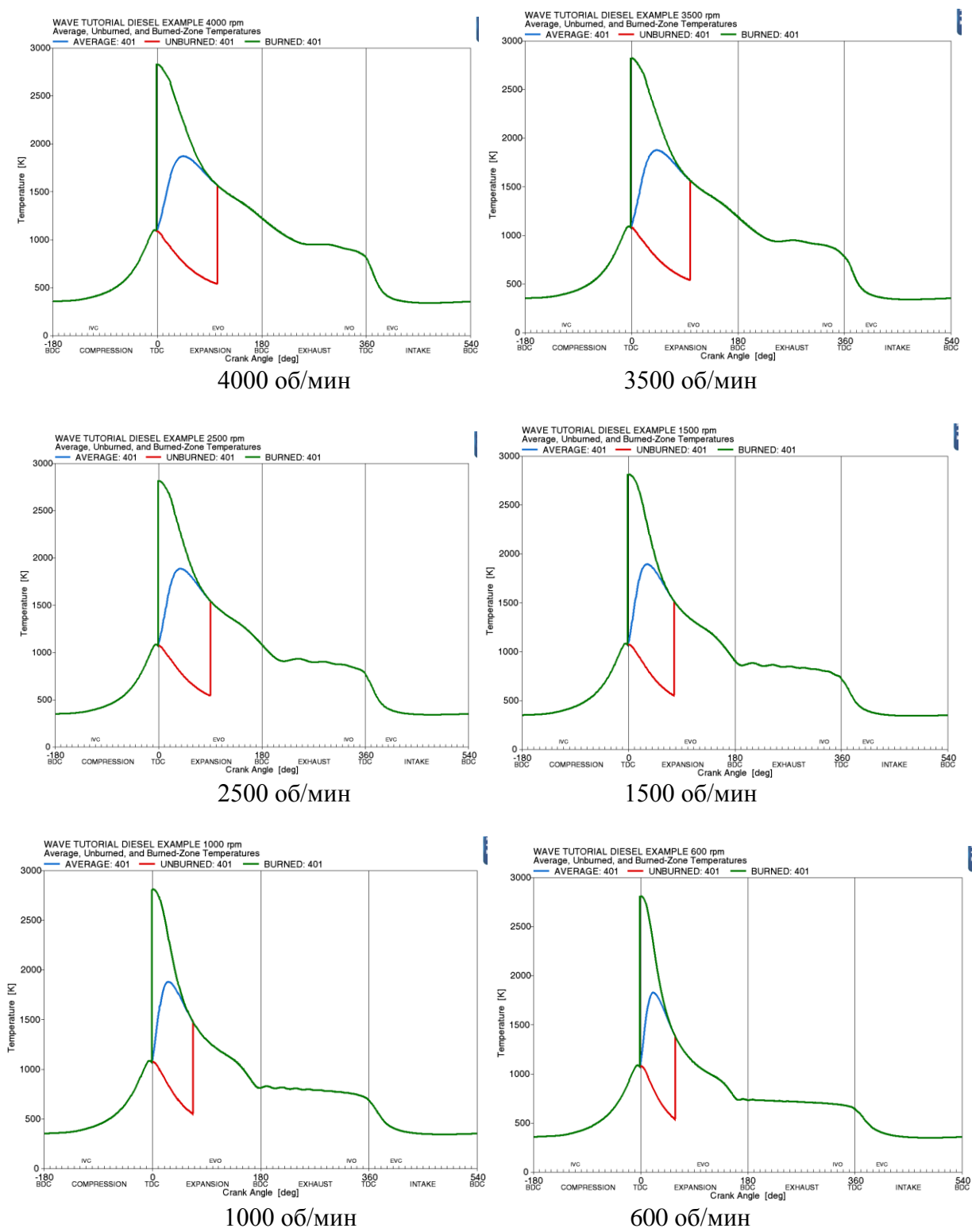


Рисунок 27 – Диаграммы индикаторного давления при работе на дизельном топливе.

На рисунке 28 представлен индикаторное давление при работе на МТБЭ.

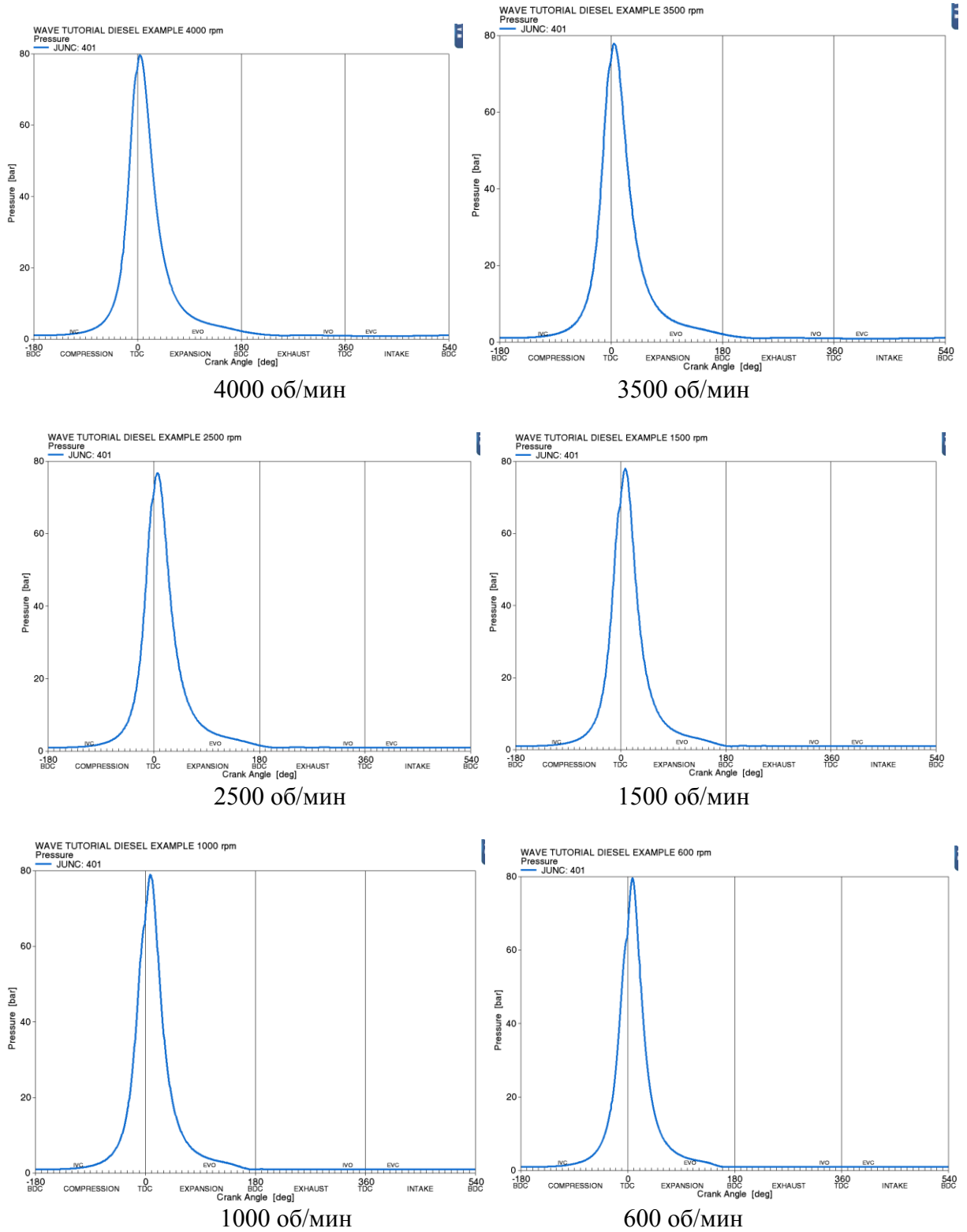


Рисунок 28 – Диаграммы индикаторного давления при работе на МТБЭ

На рисунке 29 представлен изменение температуры при работе на МТБЭ.

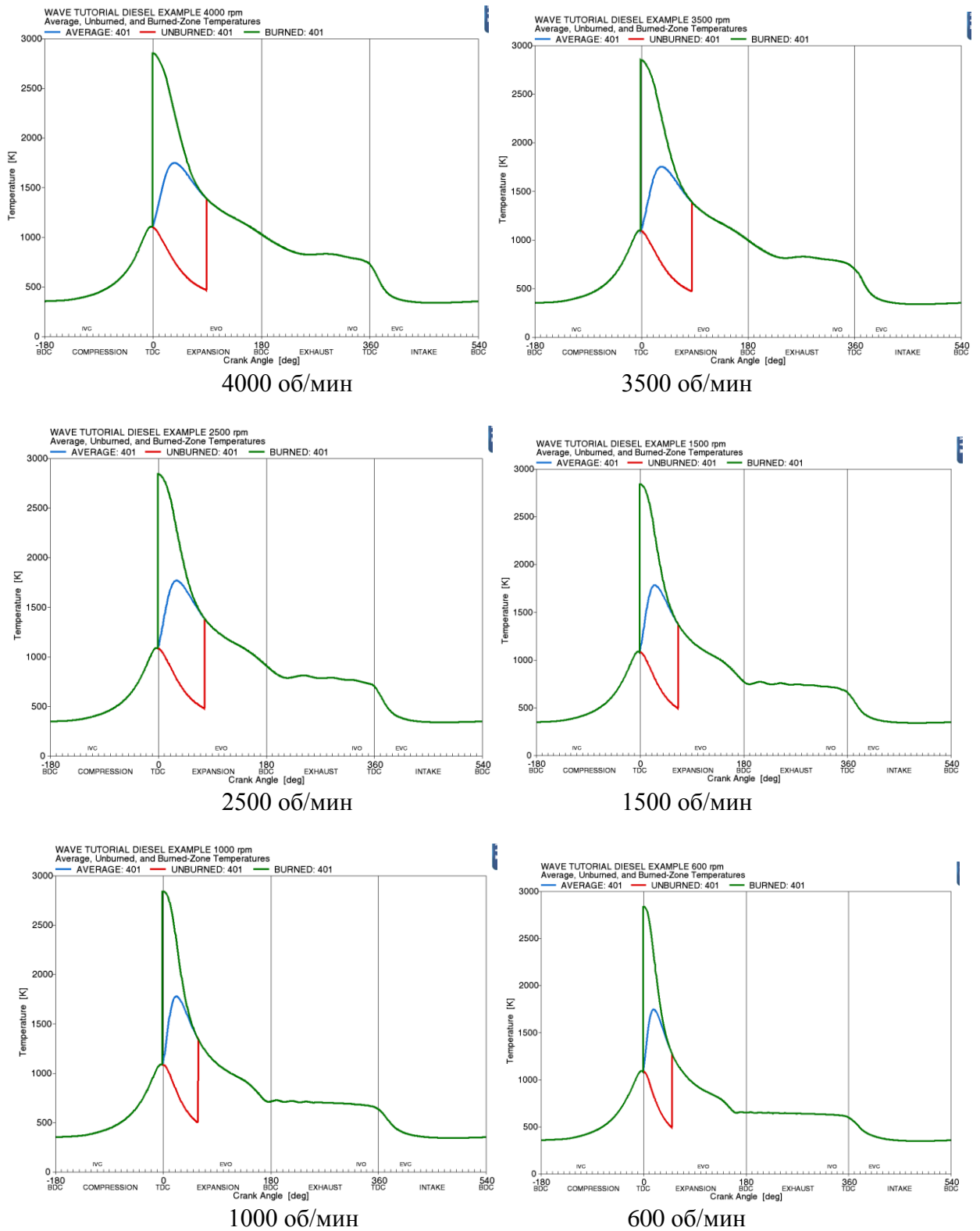
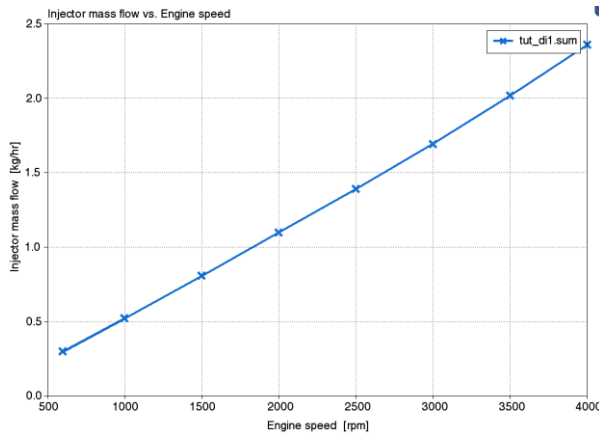
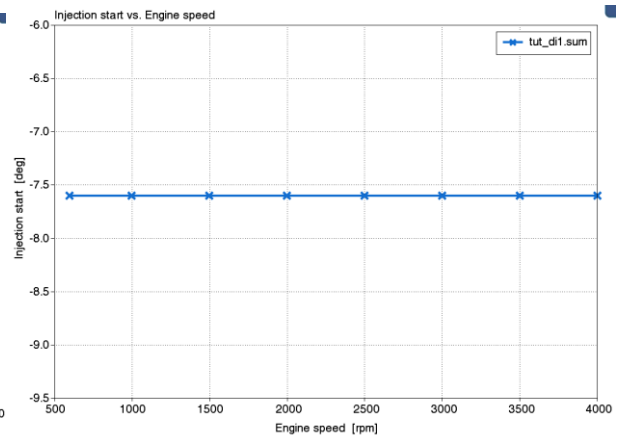


Рисунок 29 – Диаграммы индикаторного давления при работе на МТБЭ

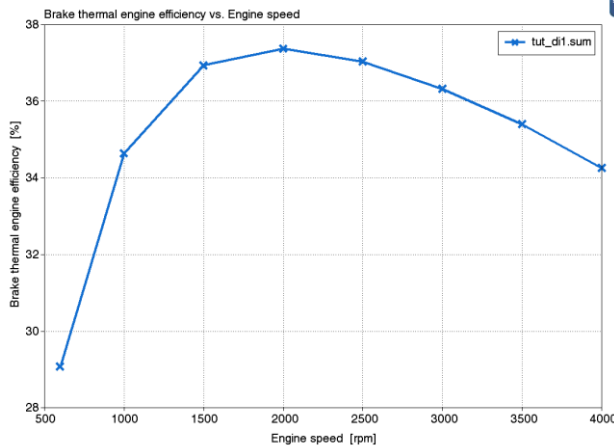
На рисунке 30 представлены характеристики топливоподачи и процесса сгорания при работе на МТБЭ.



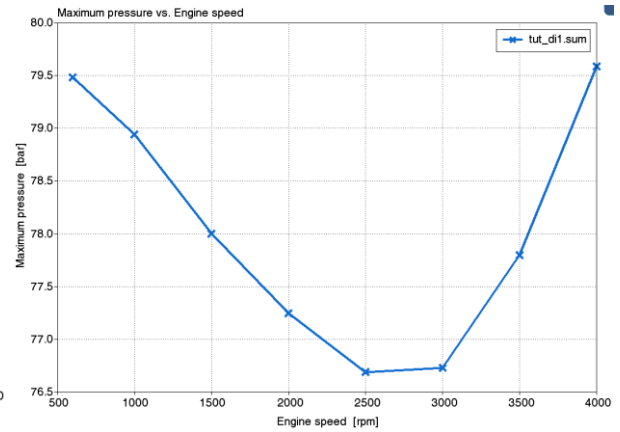
Часовой расход топлива (кг/ч)



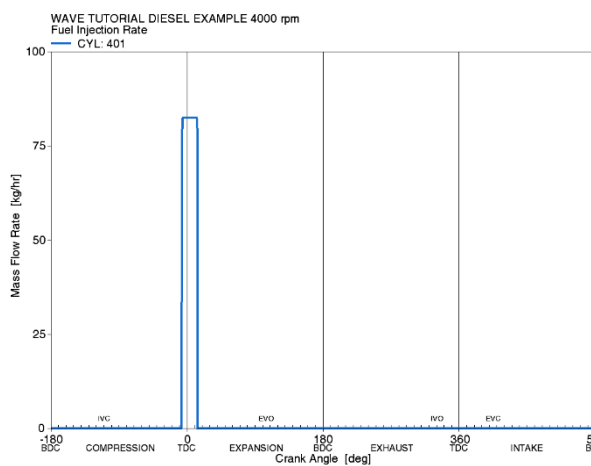
Угол начала впрыска топлива



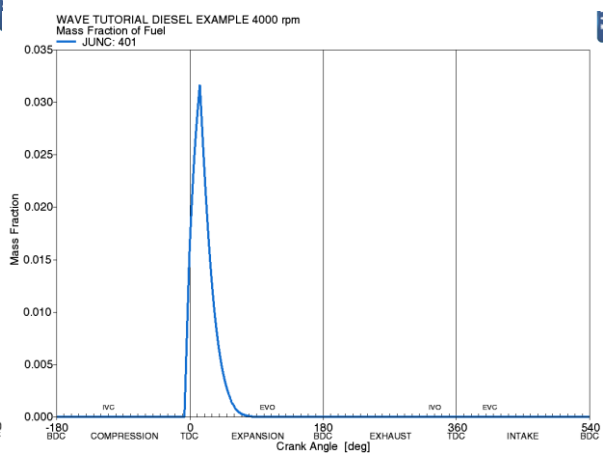
Термический КПД



максимальное давление в цикле



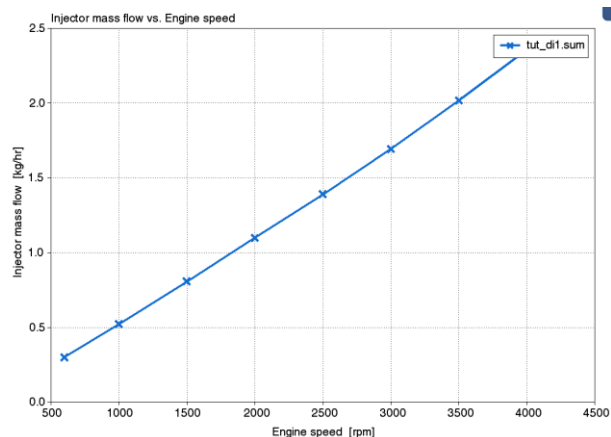
Массовый расход форсунки



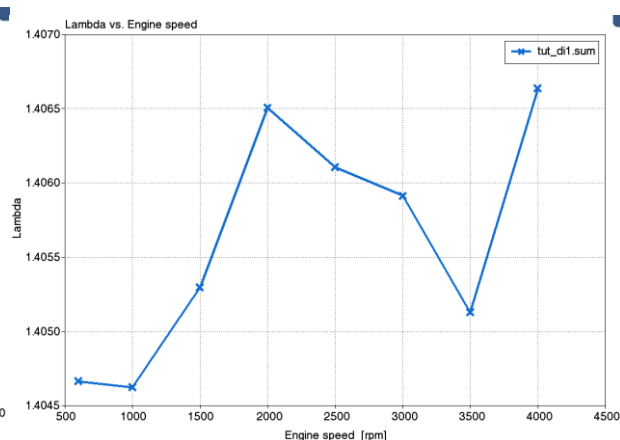
Скорость тепловыделения

Рисунок 30 – Диаграммы характеристик топливоподачи и процесса сгорания при работе на МТБЭ

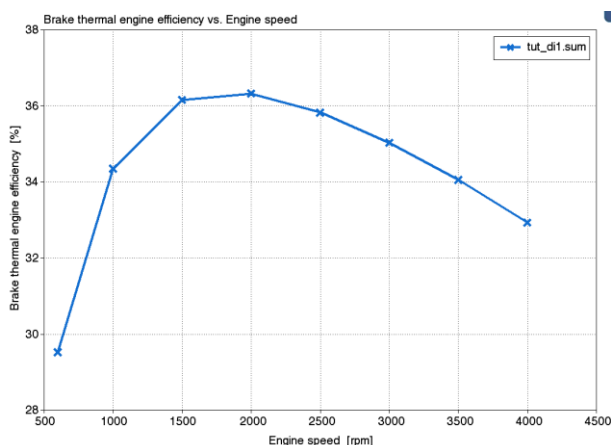
На рисунке 31 представлены характеристики топливоподачи и процесса сгорания при работе на дизельном топливе.



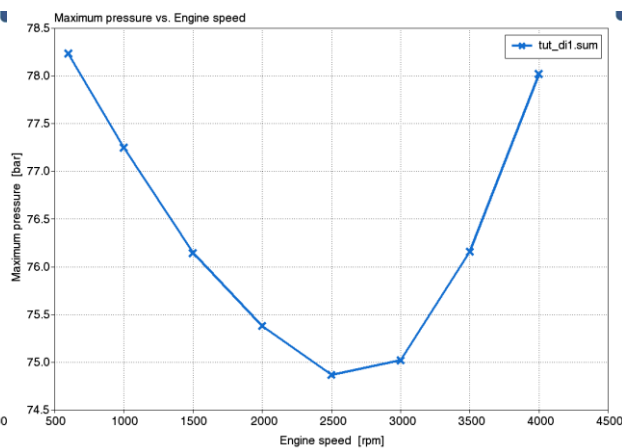
Часовой расход топлива (кг/ч)



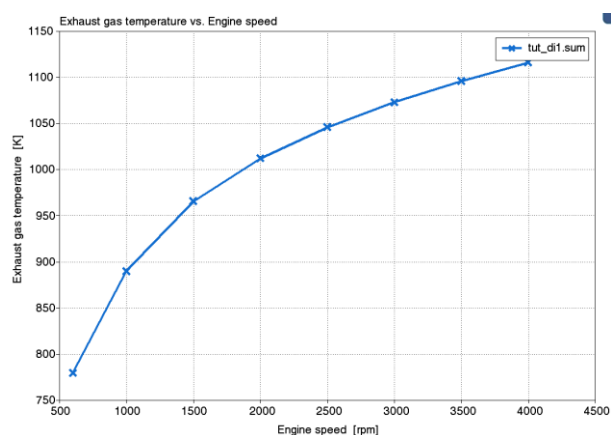
Коэффициент избытка воздуха



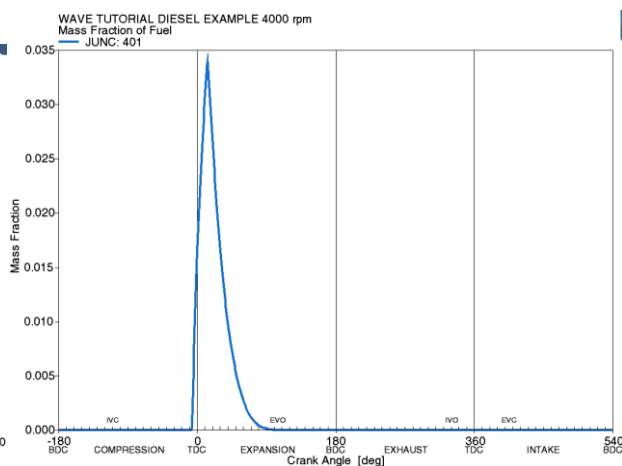
Термический КПД



максимальное давление в цикле



Температура отработавших газов



Скорость тепловыделения

Рисунок 31 – Диаграммы характеристик топливоподачи и процесса сгорания при работе на дизельном топливе

Выводы по 4-му разделу

В ходе стационарного моделирования концепция была оптимизирована для достижения наилучших характеристик и эффективности с учетом реальных ограничений, таких как температура и давление в камере сгорания, и т. д. В результате была получена полная скоростная характеристика двигателя. Представленные результаты наглядно показывают, что альтернативные кислородосодержащие топлива, например МТБЭ снижают мощностные показатели на 5%. При этом токсичность отработавших газов улучшается. Из-за сложности моделирования концентрации оксидов азота, расчет их концентрации в отработавших газов для альтернативного топлива МТБЭ показал ошибку, указано что требуется уточнение модели сгорания. Для сравнения расчет велся при постоянных характеристиках топливоподачи, что привело к тому, что процесс сгорания на МТБЭ сместился в зону более бедных смесей.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В бакалаврской работе проведен анализ рабочего процесса в одноцилиндровом двигателе при работе на дизельном топливе и МТБЭ.

Получены основные выводы по работе:

1. Поиск новых топлив с лучшими характеристиками по токсичности для дизельных двигателей при их доступности по цене и объемам производства является важной задачей современных исследований. К таким топливам можно смело отнести метил-трет-бутиловый эфир (МТБЭ), анализ которого и проведен в данной работе.
2. МТБЭ является прекрасным растворителем для жидких углеводородных топлив и активно применяется как добавка, улучшающая как антидетонационные характеристики бензинов, так и характеристики низкотемпературной эксплуатации дизельного топлива. Но в настоящее время это топливо активно тестируется в качестве основного альтернативного топлива для дизельных двигателей.
3. Представленные результаты наглядно показывают, что применение топлива МТБЭ для двигателя с воспламенением от тепла сжатого воздуха позволяет снизить токсичность двигателя примерно на 10% по продуктам неполного сгорания, но при этом несколько снижаются эффективные показатели работы двигателя.

Выводы по первому разделу

У метил-трет-бутилового эфира по сравнению с дизельным топливом теплотворная способность снижается на 14%. При работе на метил-трет-бутиловом эфире в двигателе с воспламенением от сжатия, характеристики выбросов становятся хорошими и значительно снижаются. Мощность при работе метил-трет-бутиловом эфире снижается по сравнению с дизельным топливом, но характеристики выбросов хорошие.

Выводы по 2-му разделу

Проведенные расчеты показали некоторое снижение эффективных показателей работы двигателя при переходе с дизельного топлива на альтернативное топливо – метил-трет-бутиловый эфир (МТБЭ).

Выводы по 3-му разделу

Переход на альтернативное топливо МТБЭ позволяет снизить нагрузки на кривошипно-шатунный механизм.

Выводы по 4-му разделу

В ходе стационарного моделирования концепция была оптимизирована для достижения наилучших характеристик и эффективности с учетом реальных ограничений, таких как температура и давление в камере сгорания, и т. д. В результате была получена полная скоростная характеристика двигателя. Представленные результаты наглядно показывают, что альтернативные кислородосодержащие топлива, например МТБЭ снижают мощностные показатели на 5%. При этом токсичность отработавших газов улучшается. Из-за сложности моделирования концентрации оксидов азота, расчет их концентрации в отработавших газов для альтернативного топлива МТБЭ показал ошибку, указано что требуется уточнение модели сгорания. Для сравнения расчет велся при постоянных характеристиках топливоподачи, что привело к тому, что процесс сгорания на МТБЭ сместился в зону более бедных смесей.

СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Adnan N Ahmed, Zuhair H Obeid and Alauldinn H Jasim Experimental investigation for optimum compression ratio of single cylinder spark ignition engine / IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 454 (2018) 012003
2. Antriebskonzepte für heute und morgen. Motorentechnische Zeitschrift MTZ, 09:630–631, 2013.
3. Helmut Eichlseder and Andreas Wimmer. Potential of IC-engines as minimum emission propulsion system. Atmospheric Environment, 37:5227–5236, 2003.
4. Lutz Eckstein, Rene Gobbels, and Roland Wohlecker. Benchmarking of the Electric Vehicle Mitsubishi i-MiEV. ATZ worldwide, 12:48–53, 2011.
5. R.A.B. Semin. A Technical Review of Compressed Natural Gas as an Alternative Fuel for Internal Combustion Engines. Am. J. Engg. & Applied Sci, 1:302–311, 2008.
6. Wolfgang Warnecke, John Karanikas, Bruce Levell, Carl Mesters, Jörg Adolf, Jens Schreckenber Max Kofod, and Karsten Wildbrand. Natural Gas - A bridging technology for future mobility? In 34. Internationales Wiener Motorensymposium, 25 - 26, April, 2013.
7. David Serrano and Bertrand Lecointe. Exploring the Potential of Dual Fuel Diesel-CNG Combustion for Passenger Car Engine. In Proceedings of the FISITA 2012 World Automotive Congress, Beijing, China, 27-30 November 2012.
8. Tobias Ott, Florian Zurbriggen, Christopher Onder, and Lino Guzzella. Cycle-averaged efficiency of hybrid electric vehicles. Institution of Mechanical Engineering Part D, Journal of Automobile Engineering, 227:78–86, 2012.
9. Tobias Ott, Christopher Onder, and Lino Guzzella. Hybrid-Electric Vehicle with Natural Gas-Diesel Engine. Energies, 6:3571–3592, 2013.

10. Norman Brinkman, Michael Wang, Trudy Weber, and Thomas Darlington. Well-to-Wheels Analysis of Advanced Fuel/Vehicle Systems - A North American Study of Energy Use, Greenhouse Gas Emissions, and Criteria Pollutant Emissions, 2005.
11. T. Ishiyama, J. Kang, Y. Ozawa, and T. Sako. Improvement of Performance and Reduction of Exhaust Emissions by Pilot-Fuel-Injection Control in a Lean-Burning Natural-Gas Dual-Fuel Engine. SAE International Journal of Fuels and Lubricants, 5:243–253, 2012.
12. Thorsten Schmidt, Christian Weiskirch, Stefan Lieske, and Holger Manz. Modern industrial engines emission calibration and engine management. ATZ off highway, 9:24–35, 2010.
13. Bernhard Schneeweiss and Philipp Teiner. Hardware-in-the-Loop-Simulation am Motorenprufstand fur realitatsnahe Emissions- und Verbrauchsanalysen. Automobiltechnische Zeitschrift ATZ, 5:76–79, 2010.
14. Gerhard Henning, Tobias Goëdecke, and Angsar Damm. Neue Getriebe für die neuen Kompakten. ATZ, 9:70–73, 2012.
15. Chasse and A. Sciaretta. Supervisory control of hybrid powertrains: An experimental benchmark of offline optimization and online energy management. Control Engineering Practice, 19:1253–1265, 2011.
16. Heffel, J. W. (2003). "NOx emission and performance data for a hydrogen fueled internal combustion engine at 1500 rpm using exhaust gas recirculation." International Journal of Hydrogen Energy, 28(8), pp. 901-908.
17. Lipman, T., and Hwang, R. (2003). "Hybrid electric and fuel cell vehicle technological innovation: hybrid and zero-emission vehicle technology links." Proceedings of the 2003 20th International Electric Vehicle Symposium and Exposition, Long Beach, CA.
18. Burke, A. (2005). "Hybrid vehicles: design approaches, component options, and potential fuel economy improvements." Institute of Transportation Studies, University of California at Davis.

19. Atwood, P., Gurski, S., Nelson, D. (2001). "Degree of hybridization modeling of a fuel cell hybrid electric sport utility vehicle." SAE Paper 2001-01-0236.
20. Miller, J. (2006). "Hybrid Electric Vehicle Propulsion System Architectures of the e-CVT Type." IEEE Transactions on Power Electronics, 21(3), pp. 756-767.
21. Service, R. F. (2004). "The hydrogen backlash." Science, 305(5686), Aug 13, pp. 958-961.
22. Romm, J. J. (2004). The Hype About Hydrogen: Fact and Fiction in the Race to Save the Climate, Island Press, Washington, D.C.
23. Zhang, Y., Lin, H., Zhang, B., and Mi, C. (2006). "Performance Modeling and Optimization of a Novel Multi-mode Hybrid Powertrain." Journal of Mechanical Design, 128, pp. 79-89.
24. Adamchak F., Adede A., 2013. LNG as a marine fuel, 17th International conference and exhibition on Liquefied Natural Gas (LNG 17), Houston
25. Adom F., Dunn J.B., Elgowainy A., Han J., Wang M., Chang R., Perez H., Sellers J., Billings R., 2013. Life Cycle Analysis of Conventional and Alternative Marine Fuels in GREET.
26. Agostini A., Giuntoli J., Boulamanti A., 2013. Carbon accounting of forest bioenergy - Conclusions and recommendations from a critical literature review. JRC Technical reports, EUR 25354 EN, ISBN 978-92-79-25100-9.
27. Anselmo A., Sullivan J., 2015. DME: The Best Fuel, Period. Dimethyl Ether: The Future of Electricity, Heat and Transportation. ChemBioPower Ltd. Available at: www.chembiopower.com/s/CBP-WhitePaper-v5.pdf
28. Bell Performance, 2013. Fuel Storage and Diesel Generator Problems: Fuel Microbes, Available at: <http://www.bellperformance.com/bell-performs-blog/diesel-generator-problems-fuel-microbes>
29. Bengtsson S., Andersson K., Fridell E., 2011. A comparative life cycle assessment of marine fuels; liquefied natural gas and three other fossil fuels.

- Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part M: Journal of Engineering for the Maritime Environment. 225, pp. 97–110
30. Corvus, 2015. Corvus Energy Announces Investment from Statoil Technology Invest.
 31. Cowie A., Berndes G., Smith T., 2013. On the timing of greenhouse gas mitigation benefits of forest-based bioenergy, IEA Bioenergy; ExCo 2013:04
 32. Deniz C., Kilic A., Civkaroglu G., 2010. Estimation of shipping emissions in Candarli Gulf, Turkey. Environmental Monitoring and Assessment. Vol.171, pp.219–228.
 33. DNV GL, 2014. Alternative fuels for shipping. DNV GL Strategic Research & Innovation Position Paper 1-2014.
 34. Florentinus A., Hamelinck C., van den Bos A., Winkel R., Cuijpers M., 2012. Potential of biofuels for shipping - Final Report. Prepared by Ecofys for European Maritime Safety Agency (EMSA).
 35. Landalv I., Gebart R., Marke B., Granberg F., Furusjo E., Lownertz P., Öhrman O.G.W., Sørensen E. L., Salomonsson P., 2014. Two years experience of the BioDME project – a complete wood to wheel concept. Environmental Progress and Sustainable Energy. Vol.33, pp. 744–750.
 36. Lin C.Y., 2013. Effects of biodiesel blend on marine fuel characteristics for marine vessels. Energies. Vol.6, pp.4945–4955
 37. O’Dowd C., 2012. Aerosol in Global Atmosphere. In Encyclopedia of Sustainability Science and Technology, Robert A. Meyers (Ed). pp 111-148. Springer New York
 38. Petzold A., Lauer P., Fritsche U., Hasselbach J., Lichtenstern M., Schlager H., Fleischer F., 2011. Operation of marine diesel engines on biogenic fuels: modification of emissions and resulting climate effects. Environmental Science and Technology. Vol. 45, pp.10394– 10400.
 39. Sherrard A., 2015. Poly-gen flash pyrolysis praised for rapid roll-out. Bioenergy International 78(2). Pp 18-19

40. Thomson H., Corbett J. J., Winebrake J.J., 2015. Natural gas as a marine fuel. *Energy Policy* 87 pp 153–167
41. K. Ahn, A.G. Stefanopoulou and M. Jankovic, “Estimation of Ethanol Content in Flex-Fuel Vehicles Using an Exhaust Gas Oxygen Sensor: Model, Tuning and Sensitivity,” In proceedings of ASME 2008 Dynamic Systems and Control Conference, October, 2008, Ann Arbor, MI, USA.
42. Jiang, S., and Nutter, D., “Implementation of Model-Based Calibration for a Gasoline Engine”, SAE 2012-01-0722, 2012
43. Guerrier, M. and Cawsey, P., “The Development of Model Based Methodologies for Gasoline IC Engine Calibration,” SAE Technical Paper 2004-01-1466, 2004
44. Vibe, I.I., "Semi-empirical expression for combustion rate in engines", Proceedings of Conference on piston engines, USSR Academy of sciences, Moscow, pp. 186-191, 1956.
45. Wiebe I.I., "Brennverlauf und Kreisprozeb von Ver-brennungsmotoren". In VEB- Verlag Technik, Berlin, 1970.
46. Lindström, F., Ångström, H., Kalghatgi, G., and Möller, C., "An Empirical SI Combustion Model Using Laminar Burning Velocity Correlations," SAE Technical Paper, 2005-01-2106, 2005
47. Longwic, R., "Modelling the Combustion Process in the Diesel Engine with the Use of Neural Networks," SAE Technical Paper 2008-01-2446, 2008, doi:10.4271/2008- 01-2446.
48. Maass, B., Deng, J., and Stobart, R., "In-Cylinder Pressure Modelling with Artificial Neural Networks," SAE Technical Paper 2011-01-1417, 2011, doi:10.4271/2011-01-1417.
49. Cavina N. and Suglia R., “Spark Advance Control based on a Grey Box Model of the Combustion Process”, SAE 2005-01-3760, 2005
50. Heywood J. B., “Internal Combustion Engines Fundamentals”, McGraw and Hill, 1988

51. Boiarciuc A. and Floch A., "Evaluation of a 0D Phenomenological SI Combustion Model", SAE 2011-01-1894, 2011
52. Prucka R., "An Experimental Characterization of a High Degree of Freedom Spark- Ignition Engine to Achieve Optimized Ignition Timing Control", Dissertation for the degree of Doctor of Philosophy, 2008
53. Schmid, A., Grill, M., Berner, H., Bargende, M. et al., "Development of a Quasi- Dimensional Combustion Model for Stratified SI-Engines," SAE Int. J. Engines 2(2):48-57, 2010
54. Rakopoulos, C., Michos, C., and Giakoumis, E., "Thermodynamic Analysis of SI Engine Operation on Variable Composition Biogas-Hydrogen Blends Using a Quasi- Dimensional, Multi-Zone Combustion Model," SAE Int. J. Engines 2(1):880-910, 2009
55. Tan, Z. and Reitz, R., "Modeling Ignition and Combustion in Spark-ignition Engines Using a Level Set Method," SAE Technical Paper 2003-01-0722, 2003.
56. Конструирование двигателей внутреннего сгорания : учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности "Двигатели внутреннего сгорания" направления подготовки "Энергомашиностроение" / Н. Д. Чайнов, Н. А. Иващенко, А. Н. Краснокутский, Л. Л. Мягков ; под ред. Н. Д. Чайнова. - 3-е изд. - Москва : Машиностроение, 2023. - 495 с.
57. Автомобиль. Устройство. Автомобильные двигатели : учебное пособие / А. В. Костенко, А. В. Петров, Е. А. Степанова [и др.]. - Изд. 3-е, стер. - Санкт-Петербург : Лань, 2023. - 436 с.
58. Петров, А. И. Техническая термодинамика и теплопередача : учебник / А. И. Петров. - Изд. 2-е, стер. - Санкт-Петербург : Лань, 2023. - 428 с.
59. Баширов, Р. М. Автотракторные двигатели : конструкция, основы теории и расчета : учебник / Р. М. Баширов. - Изд. 4-е, стер. - Санкт-Петербург : Лань, 2022. - 336 с.

60. Вальехо М. П. Расчет кинематики и динамики рядных поршневых двигателей : учебное пособие / М. П. Вальехо, Н. Д. Чайнов. - Москва : ИНФРА-М, 2022. - 259 с.
61. Суркин, В. И. Основы теории и расчёта автотракторных двигателей : курс лекций : учеб. пособие / В. И. Суркин. - Изд. 2-е, перераб. и доп. - Санкт-Петербург : Лань, 2022. - 304 с.
62. Крюков, К. С. Теория и конструкция силовых установок : учеб. пособие / К. С. Крюков. - Москва : ИНФРА-М, 2021. - 211 с.
63. Курасов, В. С. Теория двигателей внутреннего сгорания : учеб. пособие / В. С. Курасов, В. В. Драгуленко. - Москва : ИНФРА-М, 2021. - 86 с.
64. Гоц А. Н. Динамика двигателей : курсовое проектирование : учеб. пособие / А. Н. Гоц. - 3-е изд., испр. и доп. - Москва : ИНФРА-М, 2020. - 175 с.
65. Вибе, И.И. Уточненный тепловой расчет двигателя [Текст] / И.И. Вибе// М. Машиностроение, 1971. - с.282