

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 трехцилиндрового дизельного двигателя

Студент

А.Ю. Тельнов

(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 трёхцилиндрового дизельного двигателя на дизельном и газодизельном топливе для гибридных или малолитражных автомобилей.

Целью бакалаврского проекта исследования перспектив использования газодизельных топлив в малолитражных дизельных двигателях, предназначенных в том числе и для гибридных силовых установок.

Поэтому в данном бакалаврском проекте представлены результаты проектирования трёхцилиндрового дизельного двигателя с анализом процесса сгорания на газодизельном топливе, 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 25 рисунков, 14 таблиц, списка использованных источников (65 источник). Основной текст изложен на 68 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 перспектив использования газодизельных альтернативных топлив в малолитражных дизельных двигателях	6
1.1 Смесеобразование в дизельных двигателях	6
1.2 Системы впрыска топлива для дизельных двигателей	14
1.3 Спирты как топливо для дизельных двигателей.....	17
2 Тепловой расчет проектируемого двигателя	25
2.1 Тепловой расчет трёхцилиндрового двигателя при работе на дизельном топливе	25
2.2 Тепловой расчет трехцилиндрового двигателя на газодизельном топливе	30
3 Кинематический и динамический расчет кривошипно-шатунного механизма двигателя	36
3.1 Кинематический расчет кривошипно-шатунного механизма двигателя.....	36
3.2 Динамический расчет кривошипно-шатунного механизма двигателя.....	38
4 Анализ токсичности отработавших газов и эффективных показателей для трехцилиндрового газодизельного двигателя, полученных на виртуальной модели	44
Заключение	60
Список используемых источников	62

ВВЕДЕНИЕ

Дизельные двигатели работают с внутренним смешением. В конце такта сжатия в области воспламенения жидкое топливо впрыскивается в сильно сжатый воздух. Сразу после попадания топливных капель, средний диаметр сотейника которых (в зависимости от давления и расстояния измерения) примерно находится между 5 и 15 мкм (первичный распад), начинается физическая и химическая подготовка воспламеняющейся воздушно-топливной смеси. Процессы испарения топлива, смешивания с воздухом и последующего воспламенения и последующее сгорание происходит параллельно. Целью образования смеси, с одной стороны, является как можно более быстрое воспламенение воздушно-топливной смеси, а с другой – как можно более полное сжигание всего впрыснутого количества топлива, избегая высоких пиковых температур сгорания. При соблюдении этих двух основных условий сгорание в значительной степени с низким содержанием загрязняющих веществ, избегая при этом более экстремальных скачков давления и, следовательно, высокий шум сгорания и высокую механическую и тепловую нагрузки.

Воздушно-топливная смесь в камере сгорания сильно различается локально и по времени, то есть неоднородна. Так называемое местное соотношение воздуха в камере сгорания колеблется от 0 до бесконечности (зоны чистого воздуха). Глобальное соотношение воздуха, то есть отношение фактической массы воздуха, находящегося в камере сгорания, к массе воздуха, необходимой для полного сгорания впрыснутого топлива, колеблется от примерно 1,1 до 7 на практически работающих дизельных двигателях. Для образования смеси в дизельном двигателе доступно только чрезвычайно короткое время. Если предположить, что время впрыска топлива составляет около 36° , то при скорости вращения, например, 4000 мин^{-1} доступно только время 1,5 мс. Для сравнения, для обычного бензинового двигателя с впрыском впускной трубы при сопоставимых

оборотах время перемешивания составляет около 15 мс. Опять же, время от начала впрыска до первого воспламенения воздушно-топливной смеси значительно короче. Это называется задержкой зажигания. Время составляет от 0,3 до 2 мс. Она сильно зависит от условий температуры и давления в камере сгорания и качества распыления топлива. После первого воспламенения дальнейшее смешивание еще несгоревших углеводородов с существующим кислородом воздуха ускоряется начавшимся горением и сопровождающим его повышением температуры, а также возникающей турбулентностью. Энергия, необходимая для образования смеси, поступает либо из системы впрыска, либо из движения воздуха и из самого начинающегося сгорания. Сжигание вносит основную энергию для образования смеси в основной камере сгорания. При этом к системе впрыска предъявляются низкие требования; в зависимости от процесса вспомогательной камеры движение воздуха задействовано по-разному. В методах прямого впрыска, используемых сегодня, без разделенной камеры сгорания, система впрыска обеспечивает основной энергетический вклад. У двигателя с большим распределением оборотов или системы впрыска со сравнительно низким давлением управляют воздухопроводом таким образом, чтобы в камере сгорания возникал вихрь, поддерживающий образование смеси. Чем выше доля движения воздуха в образовании смеси, тем ниже может быть давление впрыска. Однако при этом следует иметь в виду, что выработка воздушного барабана происходит с повышенными потерями, связанные с заменой груза. Поэтому впрыск топлива в камеру сгорания является центральным для образования смеси в дизельном двигателе. В этом, помимо других функций, существенную роль играет давления впрыска.

Поэтому мы будем исследовать новые виды альтернативных топлив для дизельного двигателя, в данном случае газодизельный цикл, как наиболее перспективное развитие дизельных технологий.

1 Исследования перспектив использования газодизельных альтернативных топлив в малолитражных дизельных двигателях

1.1 Смесеобразование в дизельных двигателях

В то время как для двигателей с разделенными камерами сгорания, разработка которых была прекращена в 1990-х годах, уровень давления впрыска оставался постоянным примерно на уровне от 300 до 400 бар, давление впрыска постоянно увеличивалось в течение последних 20 лет.

По сути, это также связано с разработкой быстроразъемных дизельных двигателей с прямым впрыском для легковых автомобилей. Поскольку там, из-за высоких оборотов, доступное время очень короткое, необходимо обеспечить соответственно высокую энергию смешивания при высоком давлении впрыска. В связи с с эффективными системами доочистки выхлопных газов системы и использование нескольких систем впрыска максимальное давление впрыска составляет от 2500 до 2700 бар для удовлетворения требований ближайших лет. Тем не менее, 3000 барные системы интенсивно разрабатываются. При впрыске жидкого топлива в камеру сгорания важно, чтобы топливо распределилось на множество очень маленьких капель, что обеспечивает большую площадь поверхности для испарения и, по возможности, достигает всего воздуха в камере сгорания, чтобы избежать сильного образования сажи из-за нехватки кислорода. Это достигается за счет тщательной настройки давления впрыска, геометрии отверстия сопла в полости камеры сгорания и движения воздуха, а также правильного времени впрыска. Следует избегать попадания капель топлива за пределы полости камеры сгорания на стенку цилиндра и накопления в зоне пожарной стойки между поршнем и цилиндром. Они будут избегать сгорания, а затем испаряться и попадать в выхлопные газы в виде несгоревших углеводородов.

Глубина проникновения жидкого луча не зависит от давления. Недавние исследования показали, что глубина проникновения при 3300 бар примерно в два раза больше, чем при 1200 бар. Однако скорость наконечника струи значительно больше при самом высоком давлении впрыска. Более высокий импульс обеспечивает более сильное поглощение воздуха в струе впрыска и, следовательно, более быстрое испарение. При одинаковом давлении впрыска большее отверстие сопла позволяет достичь более глубокого проникновения жидкого топлива. Однако при этом следует отметить, что по мере увеличения размера капли, при увеличении диаметра отверстия сопла аэродинамическое сопротивление (увеличивается в квадрате с увеличением диаметра капли и скорости) может увеличиваться настолько, что глубина проникновения снова снижается при больших отверстиях. Итак, здесь требуется оптимизация между сечением на выходе сопла и давлением впрыска, а также движением воздуха.

Помимо этого классического внутреннего смешения в дизельном двигателе с жидким топливом, существуют различные специальные формы смешения дизельного двигателя, такие как дизельный и газовые двигатели и частично гомогенные, и однородные, которые все еще находятся на стадии исследования.

Задачи системы впрыска в значительной степени отвечает за то, чтобы дизельные двигатели имели высокое качество выхлопных газов, низкий расход топлива, быструю отзывчивость и плавность хода при низком уровне шума. В зависимости от области применения дизельные двигатели могут иметь разный вес. Соответственно, система впрыска должна регулироваться вместе с дизельным двигателем. Основными задачами системы впрыска являются:

1.1.1 Точное измерение массы топлива

В результате регулирования нагрузки дизельного двигателя измерение и впрыск переменной массы топлива (регулирование качества) должны быть максимально точными для достижения полной нагрузки без сажи. Чем

точнее и долговечнее измерение расхода топлива на кривой полной нагрузки, тем меньше может быть безопасное расстояние до предела дыма, что означает, что двигатель может быть расширен по своей мощности. Допуски на количество топлива должны быть как можно меньше при полной нагрузке и не превышать примерно $\pm 2,5\%$. На холостом ходу и в диапазоне частичной нагрузки, особенно при стационарном режиме работы, то есть при отсутствии сознательного регулирования, предъявляются высокие требования к стабильности измерения расхода топлива от цилиндра к цилиндру, а также от впрыска к впрыску. Отклонения должны быть меньше 1 мг/впрыска. При необходимости требуется индивидуальная регулировка количества впрыска цилиндра для достижения желаемой плавности хода.

1.1.2 Регулировка скорости впрыска в соответствии с условиями эксплуатации

Масса топлива, впрыскиваемая во время процесса впрыска в единицу времени ($dm/dt = f(t)$), которое имеет решающее значение для выброса выхлопных газов, плавности хода и потребления. В принципе, на скорость впрыска может влиять изменение поперечного сечения отверстия для распыления на сопле и изменение давления впрыска. Несмотря на значительные усилия, до сих пор не удалось представить надежное в эксплуатации сопло с изменяемым поперечным сечением отверстия для распыления, поэтому остается только модуляция давления. Сравнительно легко, но с небольшой степенью вариации, это можно сделать в системах с кулачковым управлением через форму кулачка и, следовательно, через скорость кулачка или поршня в инжекционном насосе высокого давления. Модуляция давления во время впрыска в системах впрыска памяти (либо с помощью прямого изменения давления в инжекторе, либо с помощью зависимых от иглы подъемов потерь давления) является прикладным вариантом решения. Но уровни давления в держателе сопла также могут в некоторой степени изменять скорости впрыска. Как правило, высокая скорость впрыска и, как следствие, большое количество впрыска в начале

впрыска приводят к сильному всплеску горения с высокой местной температурой и, следовательно, высоким образованием NOx, а также высоким градиентом давления в цилиндре.

1.1.3 Многократный впрыск

Формирование скорости впрыска во время впрыска часто недостаточно для удовлетворения поставленных требований. Поэтому необходимы применение многократного впрыска с различным уровнем количества и в зависимости от рабочей точки в поле характеристики. На рисунке 1 показан пример моделей впрыска.

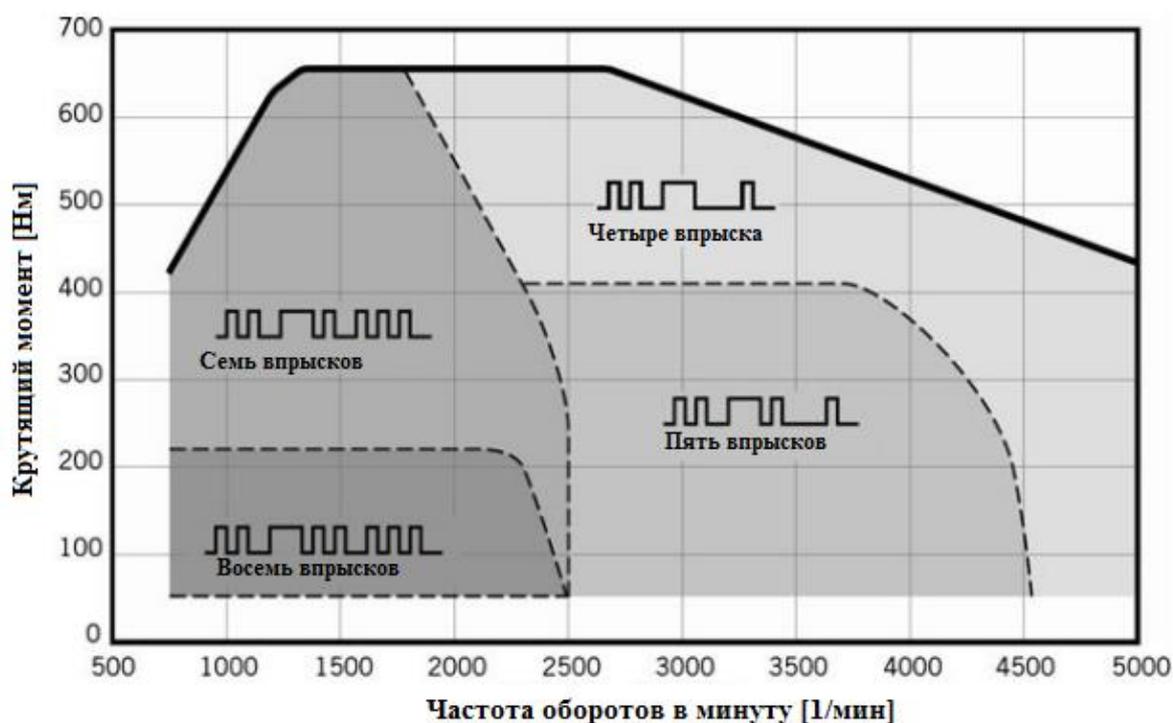


Рисунок 1 – Пример различных моделей впрыска в зависимости от диапазона характеристик

На рисунке 2 приведены оптимальные схемы впрыска рабочей точки с так называемым «Digital Rate». Формирование смеси и параметры впрыска показаны на рисунке 1 в поле характеристики. Небольшой предварительный впрыск значительно сокращает время задержки зажигания для последующего основного впрыска и, таким образом, может смягчить ход горения, что приводит к низкому шуму горения.

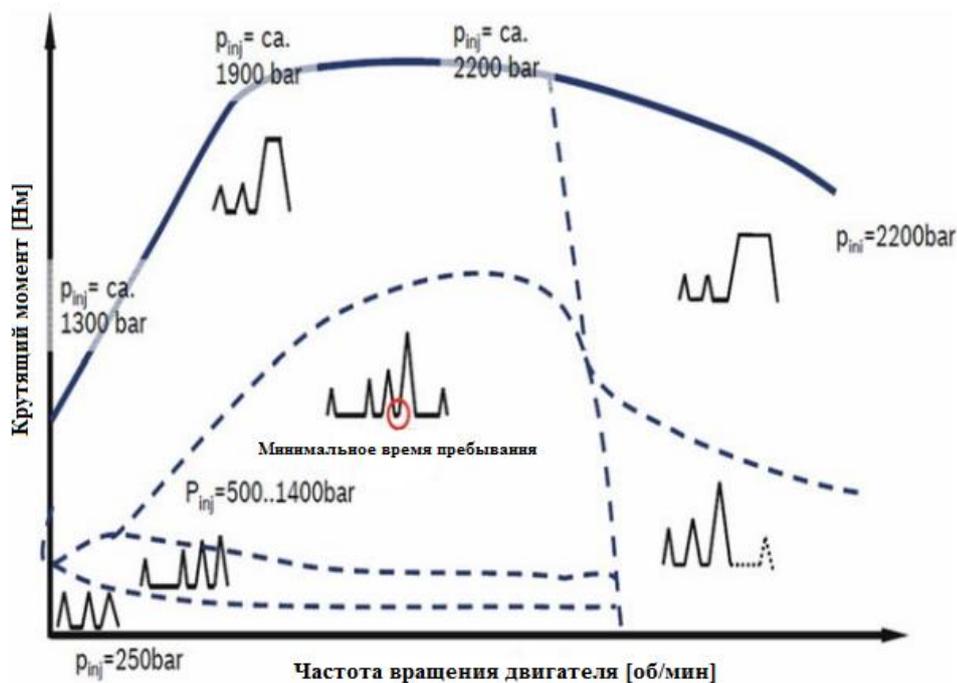


Рисунок 2 – Оптимальные схемы впрыска рабочей точки с так называемым «Digital Rate»

Повторный впрыск сразу после основного впрыска позволяет производить сгорание, произведенное во время предыдущего, окислять сажу или при соответствующей концепции последующей обработки выхлопных газов для повышения температуры выхлопных газов, например, для регенерации сажевых фильтров. Предоставление несгоревших углеводородов, окисление которых происходит в катализаторе для создания достаточной температуры для последующей обработки выхлопных газов, может происходить с «поздним» повторным впрыском.

1.1.4 Возможность работать с малыми объемами

В сочетании с многократными инъекциями, в частности, если речь идет о предварительном и последующем впрыске в диапазоне количеств от 1 до 5 мг на впрыск для автомобильных двигателей, требования к точному измерению этих минимальных количеств резко возрастают. При этом допуски на количество впрыска должны быть меньше 0,5 мг на впрыск. Иглы для этих очень малых количеств топлива всегда находятся в так называемых баллистических диапазонах, т.е. они не достигают механической

неподвижной остановки, все допуски, связанные с производством. Следовательно требования к качеству деталей и долгосрочной стабильности форсунки, особенно в отношении иглы сопла, седла иглы и отверстия для распыления.

1.1.5 Регулировка времени впрыска

Регулировка начала подачи в системах с длинным трубопроводом зависит исключительно от частоты вращения в системах с длинными линиями впрыска больше не является достаточным. Также системы без впрыска или с электронным управлением форсунок требуют свободно регулируемого начала распыления с раннего, например, в случае холодного запуска, до позднего в определенных областях метки снижения оксида азота. В других операционных областях требуется оптимальная настройка потребления. Точность, с которой можно реализовать начало распыления, должна быть менее $\pm 1^\circ$ угла поворота коленчатого вала.

1.1.6 Гибкая адаптация к эксплуатации и условия окружающей среды

В дополнение к основным задачам, упомянутым до сих пор, следует современная система впрыска полностью гибкая и реагирует на динамические операции в зависимости от массы воздуха. Таким образом, в случае ускорения полной нагрузки во избежание нежелательного выброса дыма количество можно регулировать только в соответствии с динамически воспринимаемой массой воздуха. При достижении номинальной скорости двигателя в соответствии с областью применения двигателя необходимо уменьшить количество таким образом, чтобы защитить дизельный двигатель от превышения скорости (конечная регулировка). В нижнем рабочем диапазоне двигателя скорость вращения должна быть стабильна и почти не зависеть от нагрузки. Кроме того, необходимо отрегулировать соответствующее количество в зависимости от температуры окружающей среды и топлива таким образом, чтобы обеспечить быстрый нагрев двигателя. Количество топлива должно быть скорректировано в зависимости

от геодезической высоты. Таким образом, на большой высоте над уровнем моря в результате более низкой плотности воздуха необходимо уменьшить количество полной нагрузки, чтобы не превысить допустимый предел задымления. В зависимости от давления наддува и рециркуляции выхлопных газов массы впрыска система должна адаптироваться к соответствующим условиям эксплуатации. Эти универсальные и частично взаимозависимые задачи и требования к системе впрыска могут быть приняты только системами с электронным управлением или регулируемые системы. Механически регулируемые системы с регулировкой количества, управляемой кромками, либо вообще не могут удовлетворить требования, либо выполнять только в случае принятия грубых компромиссов. В областях применения, где вышеупомянутые повышенные требования, особенно в отношении динамического поведения, эти механические, надежные системы все еще могут быть использованы. Для двигателей коммерческих автомобилей, а также для судовых и стационарных двигателей приложения, которые должны соответствовать строгим требованиям к выбросам выхлопных газов законодательства и в то же время должны потреблять как можно меньше топлива при динамичном поведении, системы с механическим управлением и краевым регулированием являются почти полностью замененными.

Конструкция и классификация в современной системе впрыска дизельного топлива объединяют механику, гидравлику, электрику и электронику. Вся система может быть разбита на следующие подсистемы:

Система низкого давления

Система низкого давления обеспечивает подачу топлива из бака для фактического впрыска под высоким давлением. Необходимый насос может либо подавать топливо из бака в двигатель в качестве модуля бака, либо, как встроенный насос в насосе высокого давления, всасывать топливо из бака и внутри насоса высокого давления довести необходимое давление подачи для блоков высокого давления. Это давление подачи может составлять от 1

до 15 бар, в зависимости от системы впрыска и скорости вращения. Рельсовые системы предлагают регулировку низкого давления, зависящую от давления рельса, для снижения потребляемой мощности насоса высокого давления.

При проектировании насосов низкого давления следует отметить, что во многих случаях требуется значительный расход топлива для контрольных количеств, количества промывки для охлаждения компонентов впрыска, а также для компенсации утечек могут. Используемыми фильтрами являются крупнопористый фильтр грубой очистки и фильтр тонкой очистки. Фильтр также выполняет задачу выделения воды, которая может присутствовать в топливе, чтобы избежать коррозии на компонентах впрыска. Чтобы обеспечить работу даже при чрезвычайно низких температурах, фильтр часто дополняется электрическим топливным нагревателем или, соответственно, путем рециркуляции нагретого топлива из диапазона высокого давления топливо нагревается перед фильтром, что приводит к блокировке фильтра предотвращается выделением парафина из топлива.

Система высокого давления

Система высокого давления в основном характеризуется фактическим насосом высокого давления. Требуемое высокое давление и, следовательно, мощность впрыска создаются исключительно поршневыми насосами. При этом используются внутренние или наружные радиально-поршневые насосы и одноцилиндровые аксиально-поршневые насосы. Только эти насосы способны создавать долговременное стабильное давление более 1000 бар, а также дозировать необходимые количества, если это необходимо. В обычных системах так называемых системах с краевым управлением, фактический насосный элемент имеет, помимо задачи повышения давления, фактический элемент насоса также имеет точное измерение объема. В современных системах с клапанами с электронным управлением насос высокого давления предназначен исключительно для создания давления впрыска и повышения количества топлива. Для точного измерения количества используется клапан

с электронным управлением (обычно электромагнитный клапан или пьезоэлектрический привод).

Регулирование/Управление

Вышеупомянутые подсистемы координируются системой регулирования и управления. В то время как в обычных системах вмешательство в основном механическое/гидравлическое, в современных системах впрыска используются электронные системы сбора и обработки информации и с электрическим приводом. Приводы действуют напрямую или только для управления гидравлическими или пневматическими регулировочными устройствами. Электронная система управления, включенная в общее управление двигателем и транспортным средством и, следовательно, подключенный ко всем подсистемам, из которых необходимо осуществлять вмешательство в крутящий момент двигателя или частоту вращения двигателя соответственно. Плюс ко всему к этому добавили бортовую диагностику компонентов, связанных с выбросами.

За исключением систем впрыска накопителей (CRS), в других системах процесс впрыска может происходить только во время создания давления, т.е. вовремя движение поршня насоса. Как правило, системы впрыска можно разделить на три категории: на так называемые кулачковые, краевые, накопительные. Из-за увеличения скорости вращения поршня и, следовательно, также увеличения давления (через эффекты многотактного впрыска предварительной и последующей подачи) и уменьшая утечку, угол подачи меньше при высоких оборотах, предполагая постоянное количество, чем при низких скоростях вращения.

1.2 Системы впрыска топлива для дизельных двигателей

В настоящее время в секторе тяжелых условий эксплуатации доступно несколько различных систем впрыска топлива. Таким образом, рассматривается перспектива отраслевых факторов, которые должна

учитывать каждая система, и дается полное обсуждение отличительных особенностей между системами. Рассматриваются отраслевые тенденции, включая преобладающий сдвиг в сторону систем common rail высокого давления либо обычного блочного насоса, либо архитектуры распределенного насоса.

Для начала нам следует дать рабочее определение тяжелой техники в данном контексте, поскольку существуют вариации на глобальной основе в зависимости от географического региона. Здесь мы обсуждаем топливные системы для двигателей, которые обычно используются в коммерческих целях, как на дороге, так и на бездорожье, весят более 3500 кг и тестируются на двигателе, а не на динамометре шасси. Сегодня существует несколько различных циклов испытаний, которые могут применяться на региональном уровне, но по мере того, как мы смотрим в будущее в XXI веке, усилия по достижению общего набора "всемирных согласованных" циклов испытаний начинают находить глобальное признание. Примерами являются Всемирный гармонизированный переходный цикл (WHTC) и Всемирный гармонизированный установившийся цикл (WHSC), для дорожных транспортных средств.

В рамках широкой категории двигателей большой мощности дальнейшая разбивка предполагает подмножество двигателей средней мощности, и они также омологированы на динамометре двигателя. В общих чертах, двигатели средней мощности занимают диапазон рабочего объема цилиндра от 0,75 до 1,5 л/цилиндр, а двигатели большой мощности охватывают диапазон от 1,5 до 3 л/цилиндр. Важным аспектом является то, что на двигатели большой мощности распространяется гарантийный срок на выбросы в 435 000 миль (700 000 км), даже несмотря на то, что время между капитальным ремонтом (ТВО) для двигателей большой мощности при обслуживании на шоссе обычно превышает 750 000 миль (1200 000 км). Однако обратите внимание, что установленные на борту автомобиля правила диагностики (OBD) потребуют, чтобы такие охранные системы

функционировали в течение фактического срока службы двигателя, а не только в отношении выбросов гарантийный срок.

На выбор и функциональность сверхмощного FIE влияет множество факторов, но их можно резюмировать следующим образом:

- Функциональность, которая позволяет двигателю соответствовать законодательно установленным выбросам. К ним относятся такие факторы, как пиковое давление впрыска, среднее эффективное давление впрыска, гибкий контроль времени впрыска, возможность делать несколько впрысков за цикл, контроль скорости впрыска, а также точность и согласованность, с которыми можно управлять всеми этими функциями.
- Функции, позволяющие добиться максимальной топливной эффективности двигателя. В значительной степени это сводится к механической и гидравлической эффективности системы. Тем не менее, функции, которые позволяют достичь целевых показателей выбросов двигателя без компромиссов, позволят избежать необходимости чрезмерного замедления времени впрыска и, следовательно, сопутствующего снижения SFC.
- Функции, позволяющие достичь целевых показателей долговечности и надежности, которые обычно решаются с учетом аспектов дизайна, материалов и производственного процесса.
- Функции, которые делают FIE удобно адаптируемым к типичным строениям двигателей большой мощности. Сегодня эти вариации включают в себя либо конструкции с верхним кулачком или кулачком в блоке, но в будущем можно ожидать бескамерных двигателей. Здесь следует отметить, что нынешняя парадигма системы прямого сжигания впрыска, которые практически не изменился с момента его введение в середине 1930-х, включает в себя вертикально установленный инжектор на оси цилиндра с несколькими отверстиями и сопло, имеющие угол распыления 150°.

- Канал поставок, который является не только конкурентоспособным по качеству и стоимости, но и перспективным. Как только продукт FIE поставщика был омологирован на двигатель, становится чрезвычайно дорогим и неудобным омологировать новый продукт или поставщика, если замененная система не имеет логического преемника. Кроме того, в век так называемых «глобальных» двигателей, которые могут быть изготовлены во многих географических регионах, поставщику систем впрыска необходимо иметь глобальный охват для поддержки своего продукта по всему миру.

Проблема связана с необходимостью также размещения отверстий для свободного поступления воздуха и достаточного потока охлаждающей жидкости в зоне, подверженной особенно высокой тепловой (рисунок 3).

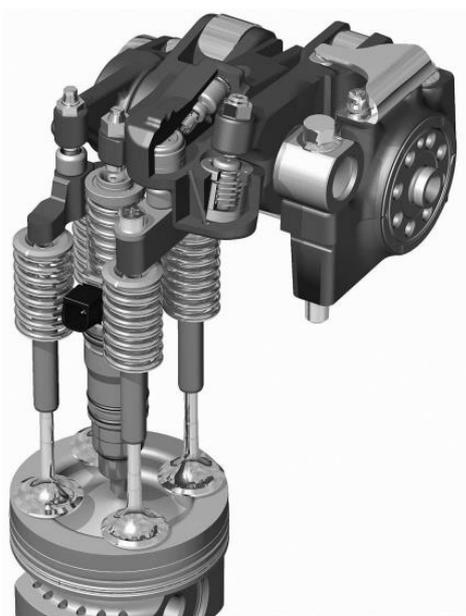


Рисунок 3 – Комплект форсунок в современном дизельном двигателе большой мощности

Из механических FIE, ранее обнаруженных на двигателях большой мощности, почти повсеместный встроенный моноблочный насос, по существу, исчез и сохранились только версии с электронным управлением инжектора с кулачковым приводом и насоса с блоком. Причины такого результата обусловлены присущей архитектуре EUI надежностью и

долговечностью, возможностью высокого давления впрыска, и простота адаптации к электронному управлению. Кроме того, механическая эффективность довольно высока, и это приводит к хорошей экономии топлива, что является основным требованием конечного пользователя. Так называемый HEUI (Гидравлический электронный блок-инжектор), сохраняя некоторое сходство с блок-инжектором, также существенно отличается тем, что он не «управляется кулачком» в обычном смысле. Впервые разработанная до производственного статуса группой топливных систем Caterpillar в начале 1990-х годов, концепция гидравлической интенсификации внутри форсунки привела к высокому давлению возможность впрыска в двигатели средней и большой мощности без необходимости масштабной модернизации распределительного вала и его приводного механизма. Предоставление гидравлического насоса с приводом от двигателя и давлением около 240 бар в головке цилиндра для подачи форсунок является более простым и недорогим решением для двигателей средней мощности на шоссе и тяжелых внедорожных двигателей, чем модернизация двигателя для EUI.

Вторая система впрыска без кулачкового привода, которая быстро завоевывает популярность в области тяжелых условий эксплуатации, — это система common rail высокого давления (HPCR). Здесь мы имеем в виду сверхмощную версию системы строения, которых стала доминирующей на рынке легковых автомобилей, такая, в которой насос с приводом от двигателя повышает давление топлива до желаемого уровня для впрыска и накапливает это топливо в общей системе, из которой могут черпать отдельные форсунки. В инжекторе может быть или не быть усилителя давления.

В настоящее время EUI можно считать доминирующей системой впрыска топлива в секторе тяжелых условий эксплуатации, во многом благодаря ее способности решать перечисленные выше отраслевые задачи. Это логическое развитие более раннего инжектора механического блока и,

таким образом, имеет уважаемую родословную в отрасли. Фундаментальная особенность форсунки, как следует из ее названия, заключается в создании давления, измерение количества, контроль времени впрыска и диспергирование топлива в камеру сгорания, все они воплощены в одном модуле в отличие от трех предыдущих систем PLN или даже системы common rail. Этот подход с одним модулем на цилиндр обеспечивает явные преимущества, особенно в отношении сервисной диагностики, но также означает, что модульная форсунка более тесно интегрирована в базовую конструкцию двигателя, чем в любой другой системе, что, возможно, делает ее менее востребованной, чем другие менее интегрированные форсунки.

Благодаря своей компактной конструкции инжектор блока имеет низкий внутренний гидравлические мертвые объемы по сравнению с другими системами, и это облегчает и повышает эффективность создания очень высоких давлений впрыска. Эта способность, безусловно, является атрибутом, который высоко ценится среди технологий, используемых для сокращения выбросов выхлопных газов, особенно твердых частиц (ТЧ). Для создания высокого давления впрыска в системе типа «рывок» требуется жесткий привод, и по этой причине форсунка обычно применяется к двигателю с верхним кулачком (ОНС) (рисунок 4), в котором выделенный лепесток кулачка на цилиндр приводит в действие коромысло, которое перемещает поршень насоса.

Результирующее гидравлическое давление, создаваемое под плунжером, реагирует через инжектор в виде импульсной нагрузки на пожарную палубу головки блока цилиндров и, таким образом, обратно на распределительный вал. Репрезентативное значение механической жесткости этого приводного устройства может быть принято равным примерно 19000 Н/мм. Форсунка блока может быть охарактеризована несколькими способами, например, это система объемного насоса с кулачковым приводом, в которой подача топлива из форсунки тесно связана со смещением плунжера во время периода впрыска. Это происходит из-за высокой степени жесткости

системы, и в результате угол поворота кулачка в сочетании с профилем кулачка с постоянной скоростью обычно используется для расчета количества подаваемого топлива, поскольку смещение плунжера будет известно из сигнала положения коленчатого вала. Этот метод управления хорошо работает с обычным «одноклапанным» EUI, но для управления дозированием «двухклапанного» требуется большая сложность.

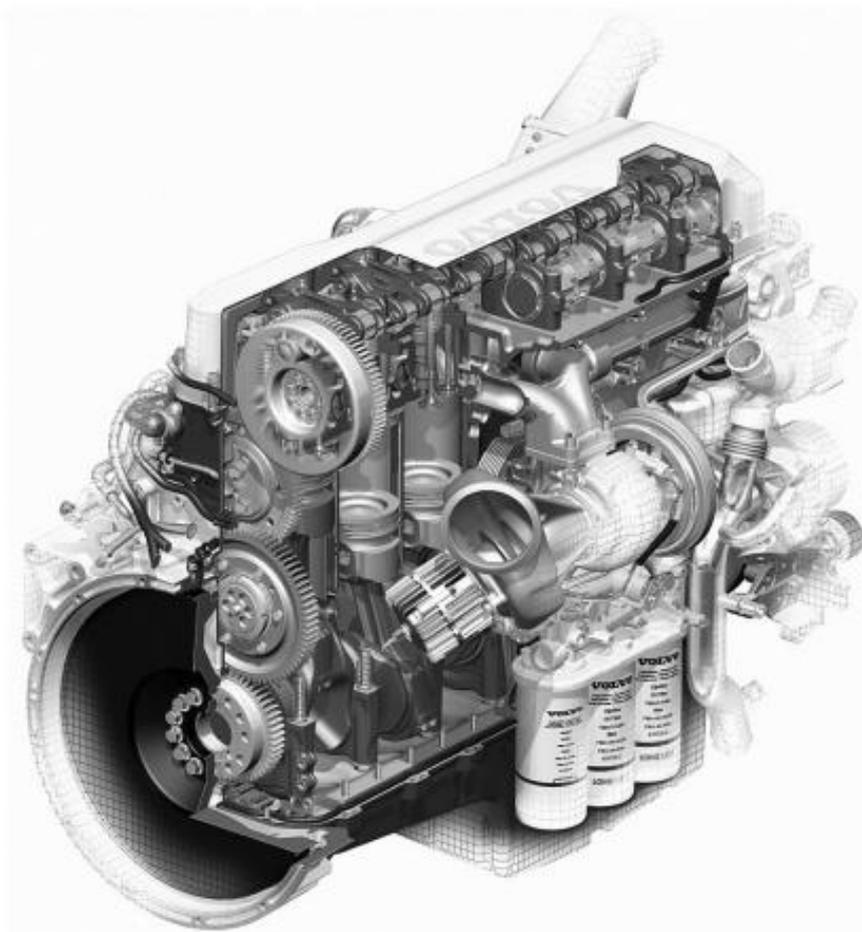


Рисунок 4 – Привод синхронизации верхнего кулачка

Рисунке 5 схематично иллюстрирует, что технология EUI может быть подразделена в конструкции с одним или двумя клапанами, в зависимости от количества встроенных регулирующих клапанов. Системы с одним клапаном были распространены с 1987 по 2006 год, но строгость требований к выбросам на шоссе диктовала необходимость использования более сложных двухклапанных FIE в дальнейшем. Тремя основными модулями EUI являются насосный плунжер, нормально открытый сливной клапан (SV) и

сопло с пружинным управлением. Перемещение насосного плунжера неизменно приводится в действие кулачком и коромысловый механизм, и вытесненное таким образом топливо сбрасывается под низким давлением обратно в бак через нормально открытый сливной клапан. Когда требуется впрыск, привод сливного клапана, управляемый ECU (электронным блоком управления), закрывает клапан, тем самым прекращая разлив, так что объем высокого давления внутри инжектора теперь подвергается быстрому повышению давления.

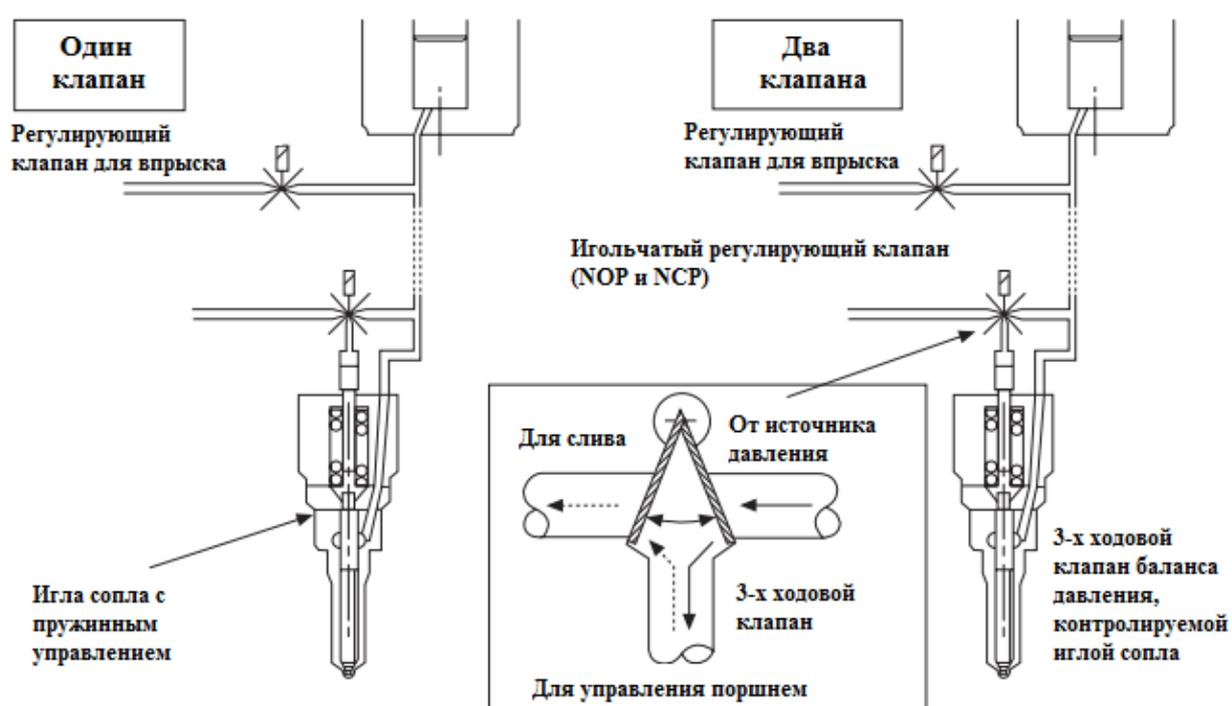


Рисунок 5 – Схемы сравнения для одно- и двухклапанного FIE

Предварительный натяг пружины сопла обычно устанавливается таким образом, чтобы обеспечить открытие сопла при давлении около 300 бар, при котором начинается впрыск. Это будет оценено по достоинству что точка, в которой запитывается сливной клапан, управляет временем начала впрыска, а продолжительность закрытия клапана определяет количество подаваемого топлива, что по существу является функцией перемещения плунжера в течение этого периода времени. В конце впрыска привод SV обесточивается и происходит быстрая разгерметизация, что позволяет пружине сопла снова

установить иглу. Именно нарушения, вызванные разгерметизацией, делают тесно связанный множественный впрыск проблематичным в системах с одним клапаном, поскольку стабильность давления наполнения, от которой зависит стабильная работа, в этих обстоятельствах отсутствует.

Благодаря высокой механической и гидравлической жесткости одинарного клапана EUI, характерный профиль давления впрыска и скорости впрыска имеет треугольную форму, при которой он постепенно повышается до пика, за которым следует быстрое снижение давления при открытии сливного клапана. Было показано, что этот профиль скорости роста хорошо соответствует требованиям обычного диффузионного дизельного сгорания, в котором цель состояла в том, чтобы инициировать сгорание с минимальной предварительно смешанной порцией, за которой следует скорость впрыска. Скорость впрыска настолько высока, насколько может поддерживать результирующее контролируемое смешиванием возгорание. Это оптимизированное сгорание в сочетании с изначально высокой механической эффективностью привело к особенно хорошей тепловой и, следовательно, топливной экономичности для двигателей.

По мере ужесточения норм выбросов возникла необходимость снизить пиковые температуры пламени горения за счет добавления разбавителя, главным образом EGR, чтобы привести выбросы NO_x в соответствие. Учитывая необходимость поддержания или увеличения плотности мощности двигателя, добавление EGR сверх необходимого количества кислорода для полного сгорания приведет к необходимости повышения давления наддува и, следовательно, более высокой плотности воздуха в цилиндре в точке впрыска. Более того, эффект разбавителя заключается в замедлении скорости горения, и эти два фактора требуют повторной оптимизации системы сгорания. Чтобы противостоять эффектам EGR, требуются более высокие давления впрыска, и для увеличения скорости смешивания топлива и воздуха необходимы квадратные профили скорости впрыска, сохраняя при этом типичное 30-градусное окно продолжительности впрыска при полной

нагрузке. Кроме того, пилотный впрыск был бы полезен для снижения высоких темпов повышения давления сгорания, которые обеспечивают новые стратегии.

Повышение номинального давления впрыска FIE в значительной степени является продолжением разработок в области дизайна, материалов и технологических процессов, которыми располагают поставщики систем, но изменение профиля скорости впрыска и включение нескольких впрысков требует более фундаментальных изменений. Так получилось, что так называемые системы впрыска с дозированием давления/времени, такие как common rail, естественным образом обеспечивают квадратные диаграммы скорости впрыска, и поэтому адаптация аспектов этой технологии становится логичным путем для EUI.

Из-за непосредственной близости NCV к соплу и небольших гидравлических объемов, время переключения этого сервомеханизма очень быстро, что позволяет использовать несколько стратегий впрыска, как в случае с системами Common rail.

Добавляя эту функцию в EUI, ее функциональность расширяется по сравнению с предыдущей версией с одним клапаном несколькими способами:

- Это позволяет делать несколько инъекций в течение одного цикла.
- Это позволяет контролировать давление открытия сопла (NOP) и давление закрытия сопла (NCP).
- Он обеспечивает этот контроль давления от впрыска к впрыску и от цикла к циклу.
- Он обеспечивает гибкость в профиле скорости впрыска, квадратном или треугольном.
- Он обеспечивает гибкость в амплитуде скорости впрыска, от низкой до высокой.
- Это позволяет контролировать скорость открытия и закрытия сопла.

Это широкое сочетание характеристик обеспечивает большую гибкость процесса калибровки в современных двигателях, позволяя применять различные стратегии сгорания в разных регионах карты скорости и нагрузки, в зависимости от обстоятельств. В обоих случаях применительно к инжектору Delphi E3. Обратите внимание, что график впрыска может занимать только окно угла поворота кривошипа, где существует лепесток кулачка, и в идеале только во время этой части с постоянной скоростью около середины подъема. На практике такие системы ограничиваются максимум тремя инъекциями, обычно пилотной, основной и закрытой, если не используется многолопастный профиль. Это представляет собой явное ограничение, когда рассматриваются поздние поствпрысковые или расширенные циклы сгорания с предварительной смесью, поскольку для этого требуются события впрыска за пределами этого узкого диапазона вокруг постоянного тока. Кроме того, нагрузки на систему привода, возникающие при создании высоких давлений впрыска, и разгрузка, возникающая при разливе, создают сильные возмущения в приводе кулачка, что приводит к проблемам с высоким NVH (шумом, вибрация, резкость), что может потребовать дорогостоящих контрмер.

Выводы по первому разделу

В приведенном выше обзоре литературы представлена перспективные подходы применяемы при проектировании современных дизельных двигателей. Современные подходы показали, что дальнейшее улучшение экологических характеристик невозможно без применения новых топлив, как показывает практика к таким в настоящее время относя газодизельный цикл с подачей сжатого природного газа во впускной трубопровод и впрыскиванием запальной части дизельного топлива непосредственно перед началом процесса сгорания в конце такта сжатия.

2 Тепловой расчет проектируемого двигателя

Основные параметры двигателя, выбранного для дальнейшей проработки, приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Технические параметры двигателя, выбранного как прототип для дальнейшей проработки

Параметры двигателя	Базовый
Тип	4-тактный дизельный
Кол-во цилиндров, тип ГБЦ	3, ДОНС
Диаметр цилиндров, мм	54
Ход поршня, мм	58
Длина шатуна, мм	112
Рабочий объем, л	0,3985
Степень сжатия в режиме газодизель	14
Степень сжатия в режиме дизель	24

2.1 Тепловой расчет трёхцилиндрового двигателя при работе на дизельном топливе

Тепловой расчет производится по методике И.И. Вибе. Расчет проводился для двух видов топлива это дизельное топливо и газодизельное топливо (96% КППГ и 4% дизельное топливо для номинального режима и 90% КППГ и 10% дизельного топлива). Результаты расчета представлены в виде таблиц и графиков. Исследование проводится на пяти режимах работы при оборотах коленчатого вала 600, 2000, 3500, 5000 и 6000 мин⁻¹.

Для удобства анализа регулировочных характеристик представим данные в виде таблицы 2. Коэффициент избытка воздуха принят равным 1,417 для расчета на дизельном топливе и равным 1 для расчета на газодизельном топливе в связи с необходимостью поддержания эффективной работы каталитического нейтрализатора отработавших газов, 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 3. Массовое содержание элементов в дизельном топливе взято из [6 и 12].

Таблица 2 – Регулировочные характеристики двигателя на дизельном топливе

Название параметра, размерность	Условное обозначение	Значение характеристики				
		600	2000	3500	5000	6000
Частота вращения, мин ⁻¹	n	600	2000	3500	5000	6000
Угол опережения впрыска топлива, ° ПКВ	Θ	10	12	15	18	20
Коэффициент избытка воздуха	α	1,4180	1,4180	1,4180	1,4180	1,4180
Температура подогрева заряда в цилиндре ДВС, °С	ΔT _N	5	5	5	5	5
Степень сжатия	ε	24	24	24	24	24
Температура на впуске, К	T ₀	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	788	787	795	810	822
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 3 – 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
Низшая теплота сгорания, МДж/кг	H _н	41449,095
Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива	Lo, кмоль возд./кг топлива	0,487
	Lo, кг возд./кг топлива	14,105
Количество компонента продуктов сгорания	Mc 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 ₀	1,0368

Для удобства расчетов цикла для двигателя на дизельном топливе представим данные в виде таблицы 4.

Таблица 4 – Расчет действительного цикла двигателя на дизельном топливе

Название параметра	Условное обозначение	Значение характеристики				
		600	2000	3500	5000	6000
Частота вращения	n , мин ⁻¹	600	2000	3500	5000	6000
Давление остаточных газов	P_r , МПа	0,1037	0,1058	0,1106	0,1180	0,1244
Температура подогрева	ΔT_{N_1} , К	10,7895	8,9474	6,9737	5,0000	3,6842
Средняя скорость движения заряда	$\omega_{вп}$, м/с	3,9786	13,3639	23,3868	33,4096	40,0916
Давление в конце впуска	P_a , МПа	0,1000	0,0998	0,0994	0,0987	0,0019
Коэффициент остаточных газов	γ_r	0,0182	0,0183	0,0188	0,0193	0,0981
Коэффициент наполнения	η_v	0,9225	0,9355	0,9454	0,9619	0,0204
Температура в конце впуска	T_a , К	312,5843	310,8210	309,2351	307,8429	0,9473
Удельный объем рабочего тела в конце наполнения	V_a , м ³ /кг	0,8626	0,8594	0,8588	0,8608	307,3123
Давление в конце сжатия	P_c , МПа	7,5361	7,5267	7,4983	7,4512	0,8644
Температура в конце сжатия	T_c , К	981,7151	976,8422	972,4542	968,5978	967,1269
Политропа расширения	n_2	1,2201	1,2212	1,2220	1,2227	0,5475
Удельный объем рабочего тела в момент воспламенения	V_y , м ³ /кг	0,0436	0,0471	0,0534	0,0612	0,0673
Давление рабочего тела в момент воспламенения	P_y , МПа	5,7901	5,1821	4,3518	3,6044	3,1656
Температура рабочего тела в момент воспламенения	T_y , К	915,5470	884,8898	841,8900	798,9916	771,9382
Общая удельная теплота сгорания топлива	q_z , кДж/кг	1667,1246	1666,9014	1666,1866	1665,2946	1663,5718
Давление в процессе сгорания	E_2 , МПа	92,7695	93,1028	93,1299	92,8644	92,3790
Степень расширения	δ	5,6750	4,8466	4,3951	4,0064	3,4710
Давление в конце процесса сгорания	P_z , МПа	3,4470	2,8309	2,4977	2,2152	1,8429
Температура в конце процесса сгорания	T_z , К	1833,5794	1756,6761	1707,9654	1665,5793	1606,2023
Давление в конце процесса расширения	P_b , МПа	0,4145	0,4119	0,4091	0,4059	0,4014
Температура в конце процесса расширения	T_b , К	1251,3492	1238,9270	1229,4928	1222,7434	1214,4578
Теоретическая индикаторная работа цикла	L_t , кДж	1,0665	1,0491	1,0057	0,9831	0,9734
Расчетное среднее индикаторное давление	P_iT , МПа	1,2901	1,2738	1,2221	1,1918	1,1750
Индикаторный коэффициент полезного действия	η_i	0,5723	0,5572	0,5290	0,5070	0,5076
Удельный индикаторный расход топлива	g_i , г/кВт*ч	151,7618	155,8621	164,1873	171,2961	171,1104
Давление механических потерь	P_m , МПа	0,0471	0,0777	0,1105	0,1432	0,1651
Средняя скорость поршня	C_p , м/с	1,1600	3,8667	6,7667	9,6667	11,6000
Среднее эффективное давление	P_e , МПа	1,2430	1,1961	1,1116	1,0486	1,0099
Механический КПД	η_m	0,9635	0,9390	0,9096	0,8798	0,8595
Эффективный КПД	η_e	0,5514	0,5233	0,4812	0,4461	0,4363
Удельный эффективный расход топлива	g_e , г/кВт*ч	157,5134	165,9860	180,5032	194,6942	199,0791
Эффективная мощность	N_e , кВт	2,4767	7,9443	12,9199	17,4111	20,1231
Часовой расход топлива	G_T , кг/ч	0,3901	1,3186	2,3321	3,3898	4,0061
Крутящий момент	M_e , Н*м	39,4176	37,9310	35,2502	33,2528	32,0268

По результатам расчетов построим индикаторные диаграммы в P-V координатах (рисунок 6) и внешнюю скоростную характеристику (рисунок 7) двигателя на дизельном топливе.

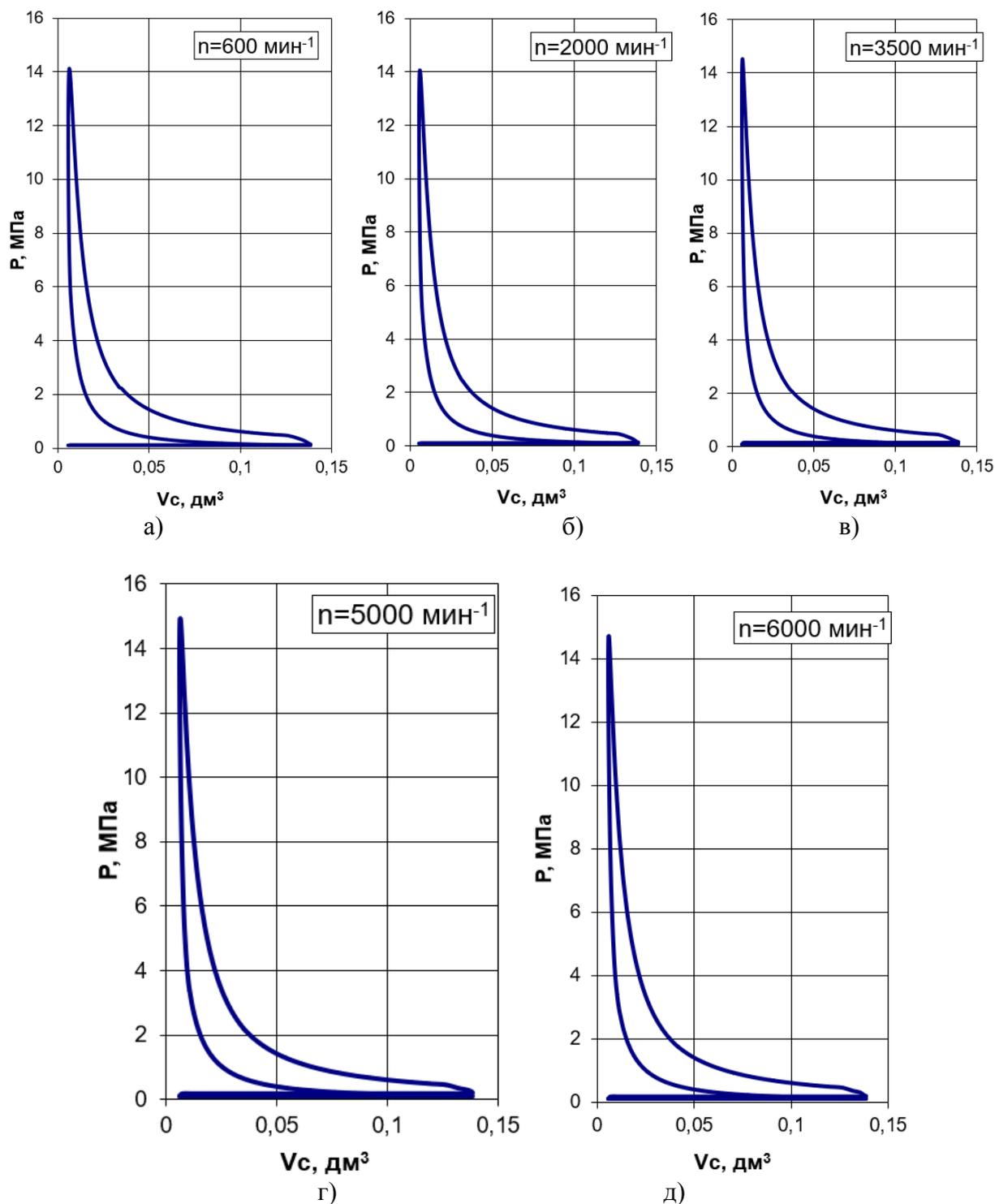


Рисунок 6 – Индикаторные диаграммы в P-V координатах двигателя на дизельном топливе: (а) 600; (б) 2000; (в) 3500; (г) 5000 и (д) 6000 мин⁻¹.

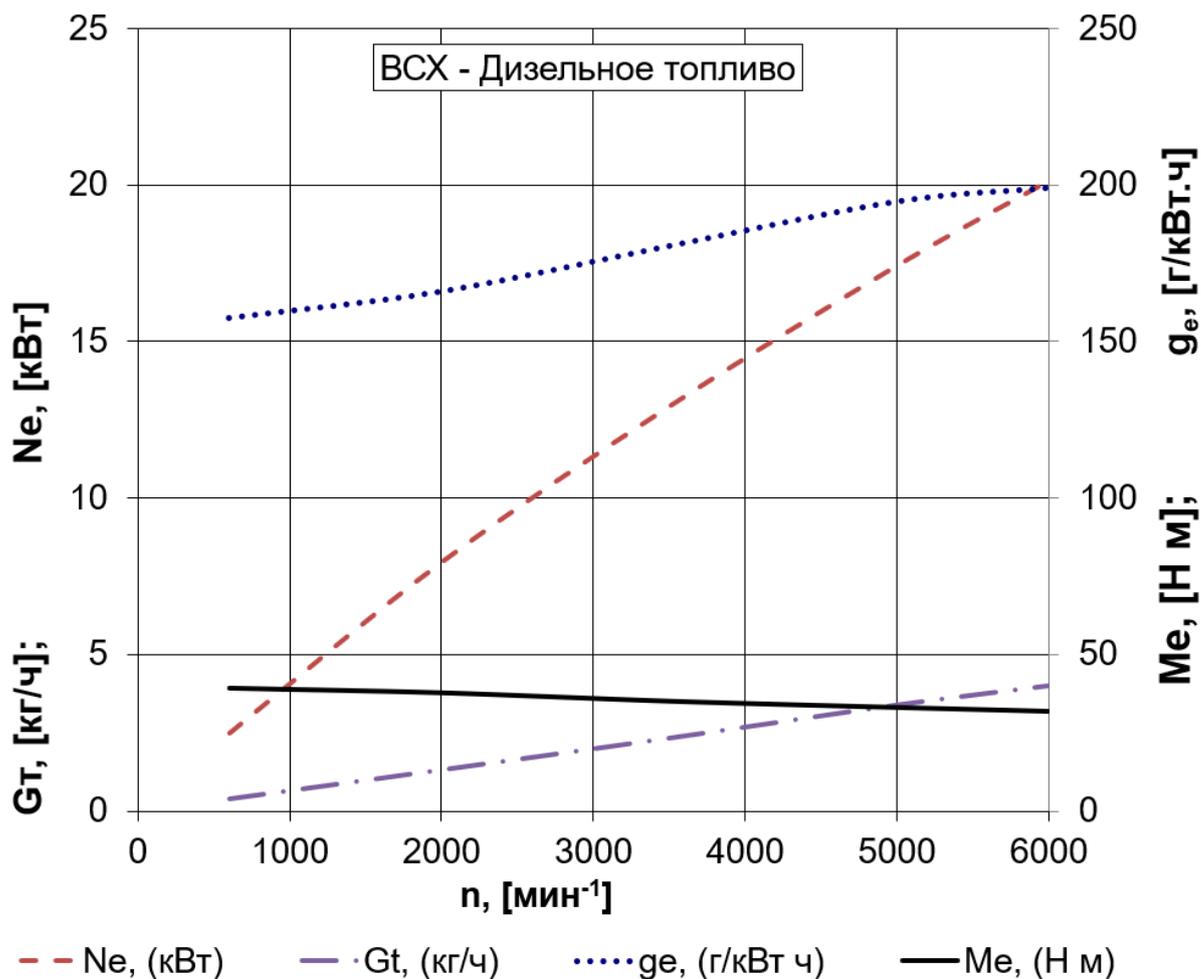


Рисунок 7 – Внешняя скоростная характеристика двигателя на дизельном топливе

Для удобства расчетов теплового баланса двигателя на дизельном топливе представим данные в виде графика на рисунке 8.

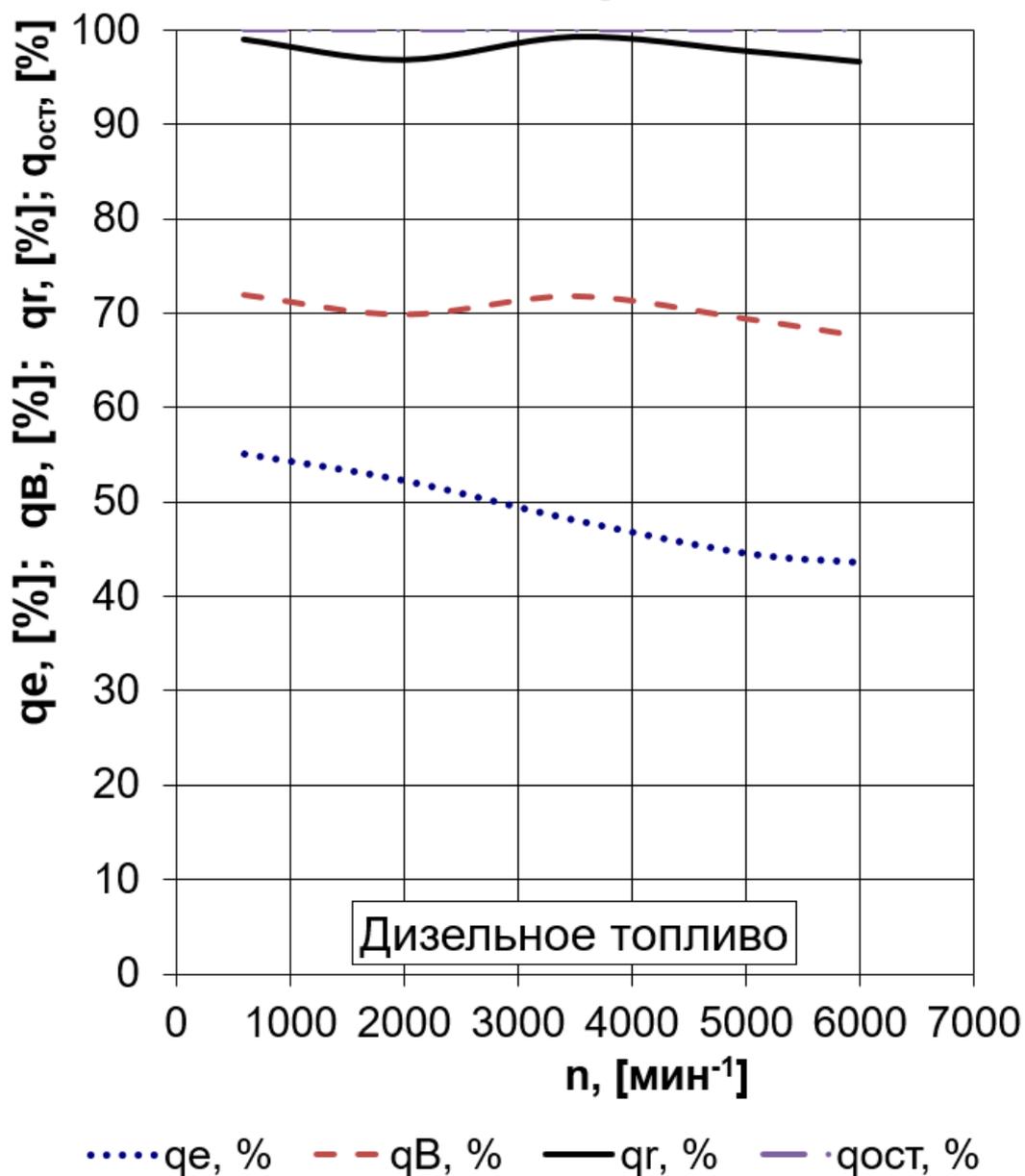


Рисунок 8 – Диаграмма внешнего теплового баланса двигателя на дизельном топливе

2.2 Тепловой расчет трехцилиндрового двигателя на газодизельном топливе

Для удобства анализа регулировочных характеристик трёхцилиндрового дизельного двигателя на газодизельном топливе представим данные в виде таблицы 5. Для удобства анализа термохимических характеристик топлива метаноле представим их в виде таблицы 6.

Таблица 5 – Регулировочные характеристики трёхцилиндрового дизельного двигателя на газодизельном топливе

Название параметра, размерность	Условное обозначение	Значение характеристики				
		600	2000	3500	5000	6000
Частота вращения, мин ⁻¹	n	600	2000	3500	5000	6000
Угол опережения впрыска топлива, ° ПКВ	Θ	10	12	15	18	20
Коэффициент избытка воздуха	α	1	1	1	1	1
Температура подогрева заряда в цилиндре ДВС, °С	ΔT _N	1,3736	1,3736	1,5262	1,5262	1,5262
Действительная политропа сжатия	n _д	1,3603	1,3604	1,3605	1,3606	1,3605
Предполагаемая температура остаточных газов, К	T _г	970	1010	1020	1040	1055
Продолжительность горения, ° ПКВ	φ _г	48	55	60	65	70
Показатель характера сгорания	m	3	3	3	3	3
Степень сжатия	ε	14	14	14	14	14
Коэффициент эффективности сгорания топлива	ξ	0,86	0,86	0,86	0,86	0,86

Таблица 6 – Термохимические характеристики топлива – газодизель

Название характеристики	Условное обозначение	Значение характеристики				
		600	2000	3500	5000	6000
Частота вращения, мин ⁻¹	n	600	2000	3500	5000	6000
Массовое содержание элементов в топливе	H	0,23821	0,24083	0,24346	0,24477	0,24608
	C	0,75955	0,75738	0,75520	0,75411	0,75303
	O	0,00038	0,00030	0,00023	0,00019	0,00015
	S	0,00033	0,00027	0,00020	0,00017	0,00013
Молекулярная масса топлива	N	0,00153	0,00122	0,00092	0,00076	0,00061
	m _r , кг/моль	35,06024	31,25679	27,45334	25,55162	23,64989
Низшая теплота сгорания, МДж/кг	H _и	50293,784	50490,333	50686,881	50785,156	50883,430
Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива	L _о , кмоль возд./кг топлива	0,591	0,593	0,595	0,596	0,597
	L _о , кг возд./кг топлива	17,090	17,157	17,223	17,256	17,289
Количество компонента продуктов сгорания, кмоль /кг	M _c CO	0,0633	0,0631	0,0629	0,0628	0,0628
	MH ₂ O	0,1191	0,1204	0,1217	0,1224	0,1230
	MN ₂	0,4677	0,4695	0,4714	0,4723	0,4732
	MO ₂	0	0	0	0	0
Общее количество продуктов сгорания топлива,	M ₂ кмоль пр. сг./кг топлива	0,6501	0,6531	0,6560	0,6575	0,6590
Коэффициент изменения гор. смеси	μ _о	1,0502	1,0452	1,0387	1,0347	1,0301

Для удобства расчетов цикла трёхцилиндрового дизельного двигателя на газодизельном топливе представим данные в виде таблицы 7.

Таблица 7 – Расчет цикла трёхцилиндрового дизельного двигателя на газодизельном топливе

Название параметра	Условное обозначение	Значение характеристики				
		600	2000	3500	5000	6000
Частота вращения	n , мин ⁻¹	600	2000	3500	5000	6000
Давление остаточных газов	P_r , МПа	0,1037	0,1058	0,1106	0,1180	0,1244
Температура подогрева	ΔT_N , К	10,7895	8,9474	6,9737	5,0000	3,6842
Средняя скорость движения заряда	$\omega_{вп}$, м/с	3,9786	13,3639	23,3868	33,4096	40,0916
Давление в конце впуска	P_a , МПа	0,1000	0,0998	0,0994	0,0987	0,0019
Коэффициент остаточных газов	γ_r	0,0347	0,0998	0,0994	0,0987	0,0981
Коэффициент наполнения	η_V	0,8577	0,0345	0,0341	0,0351	0,0366
Температура в конце впуска	T_a , К	320,0878	0,8804	0,9202	0,9347	0,9175
Удельный объем рабочего тела в конце наполнения	V_a , м ³ /кг	0,9316	318,2144	316,4402	315,5289	315,8417
Давление в конце сжатия	P_c , МПа	3,6639	0,9353	0,9436	0,9530	0,9663
Температура в конце сжатия	T_c , К	842,7581	839,0657	834,6859	832,6786	833,3197
Политропа расширения	n_2	1,2035	1,2023	1,2029	1,2035	1,2040
Удельный объем рабочего тела в момент воспламенения	V_y , м ³ /кг	0,0753	0,0793	0,0868	0,0959	0,1037
Давление рабочего тела в момент воспламенения	P_y , МПа	3,1214	2,9224	2,6062	2,2890	2,0858
Температура рабочего тела в момент воспламенения	T_y , К	807,5782	790,3136	763,2648	736,7479	720,3815
Общая удельная теплота сгорания топлива	q_z , кДж/кг	2325,5642	2329,0064	2330,1537	2328,6152	2325,2598
Давление в процессе сгорания	E_2 , МПа	69,4505	69,2042	68,6438	67,9010	66,8790
Степень расширения	δ	5,1872	4,4576	4,2065	3,9759	3,6643
Давление в конце процесса сгорания	P_z , МПа	4,0071	3,4837	3,2119	2,9594	2,6463
Температура в конце процесса сгорания	T_z , К	2373,4102	2405,1739	2360,8899	2319,8449	2276,1899
Давление в конце процесса расширения	P_b , МПа	0,5526	0,5776	0,5705	0,5621	0,5541
Температура в конце процесса расширения	T_b , К	1697,8178	1777,5067	1763,8848	1751,8556	1746,5262
Теоретическая индикаторная работа цикла	L_T , кДж	1,3199	1,2169	1,2180	1,2251	1,2066
Расчетное среднее индикаторное давление	$P_i T$, МПа	1,5161	1,3907	1,3801	1,3739	1,3348
Индикаторный коэффициент полезного действия	η_i	0,5303	0,4765	0,4555	0,4483	0,4458
Удельный индикаторный расход топлива	g_i , г/кВт*ч	134,9796	149,6456	155,9348	158,1388	158,7052
Давление механических потерь	P_m , МПа	0,0471	0,0777	0,1105	0,1432	0,1651
Средняя скорость поршня	C_p , м/с	1,1600	3,8667	6,7667	9,6667	11,6000
Среднее эффективное давление	P_e , МПа	1,4690	1,3130	1,2696	1,2307	1,1697
Механический КПД	η_m	0,9689	0,9441	0,9200	0,8957	0,8763
Эффективный КПД	η_e	0,5138	0,4498	0,4190	0,4015	0,3907
Удельный эффективный расход топлива	g_e , г/кВт*ч	139,3083	158,5003	169,5021	176,5438	181,1035
Эффективная мощность	N_e , кВт	2,9269	8,7207	14,7564	20,4344	23,3060
Часовой расход топлива	G_T , кг/ч	0,4077	1,3822	2,5012	3,6076	4,2208
Крутящий момент	M_e , Н*м	46,5834	41,6385	40,2610	39,0267	37,0927

По результатам расчетов построим индикаторные диаграммы в P-V координатах (рисунок 9) для трёхцилиндрового дизельного двигателя на газодизельном топливе.

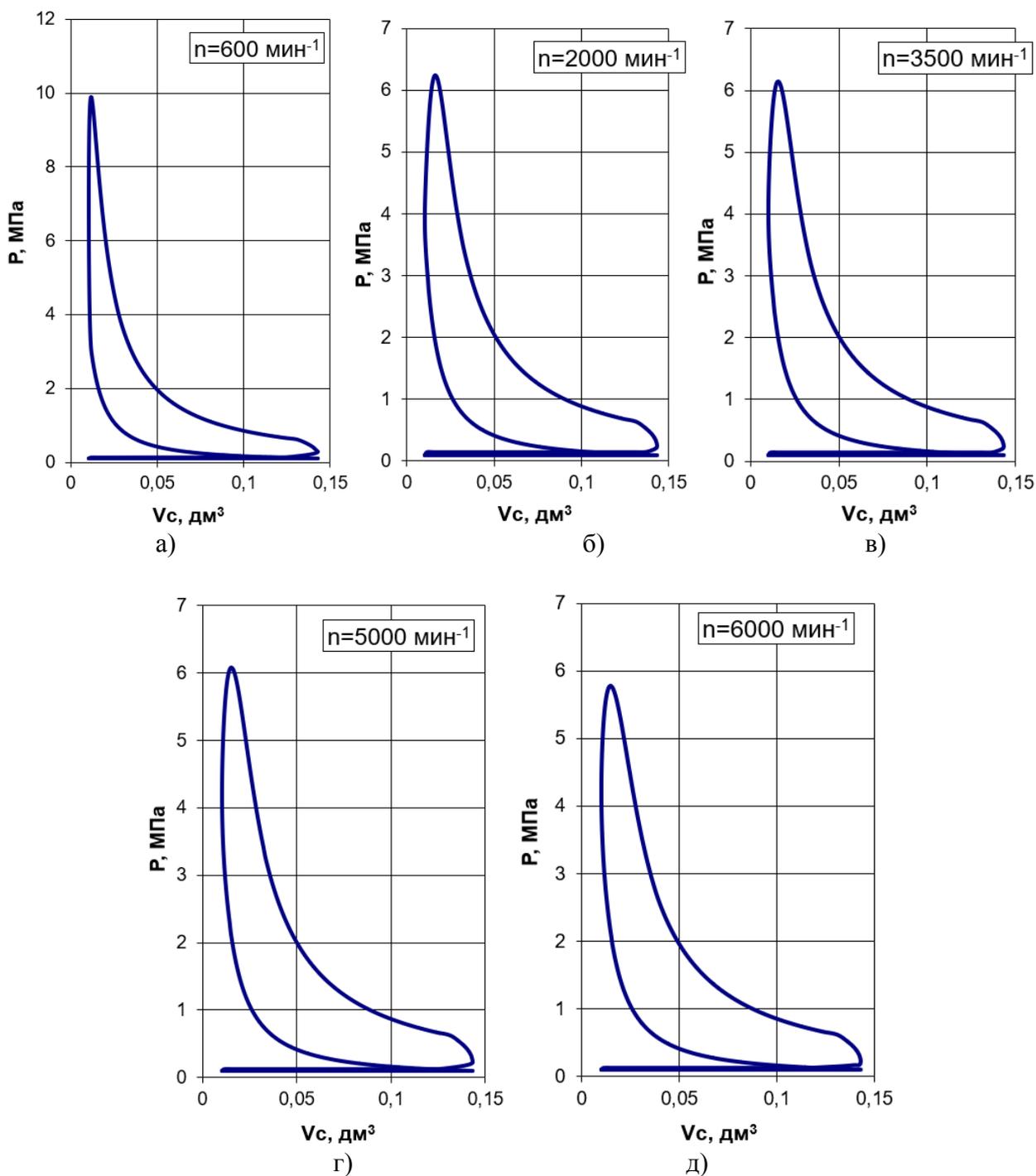


Рисунок 9 – Индикаторные диаграммы в P-V координатах, для трёхцилиндрового дизельного двигателя на газодизельном топливе: (а) 600; (б) 2000; (в) 3500; (г) 5000 и (д) 6000 мин⁻¹.

По результатам расчетов построим внешнюю скоростную характеристику (рисунок 10) для трёхцилиндрового дизельного двигателя на газодизельном топливе.

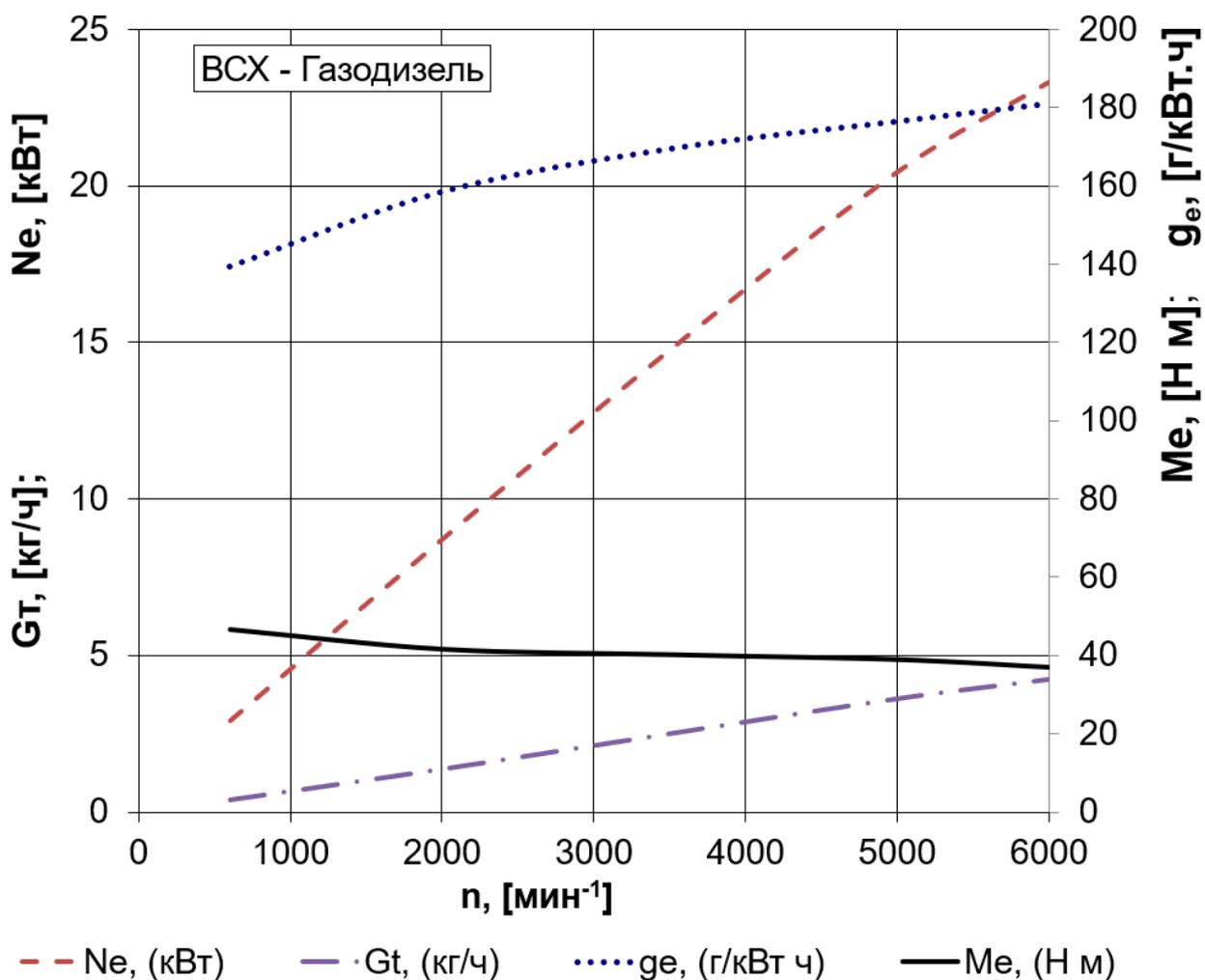


Рисунок 10 – Внешняя скоростная характеристика трёхцилиндрового дизельного двигателя на газодизельном топливе

Для удобства расчетов теплового баланса трёхцилиндрового дизельного двигателя на газодизельном топливе представим данные в виде графика (рисунок 11).

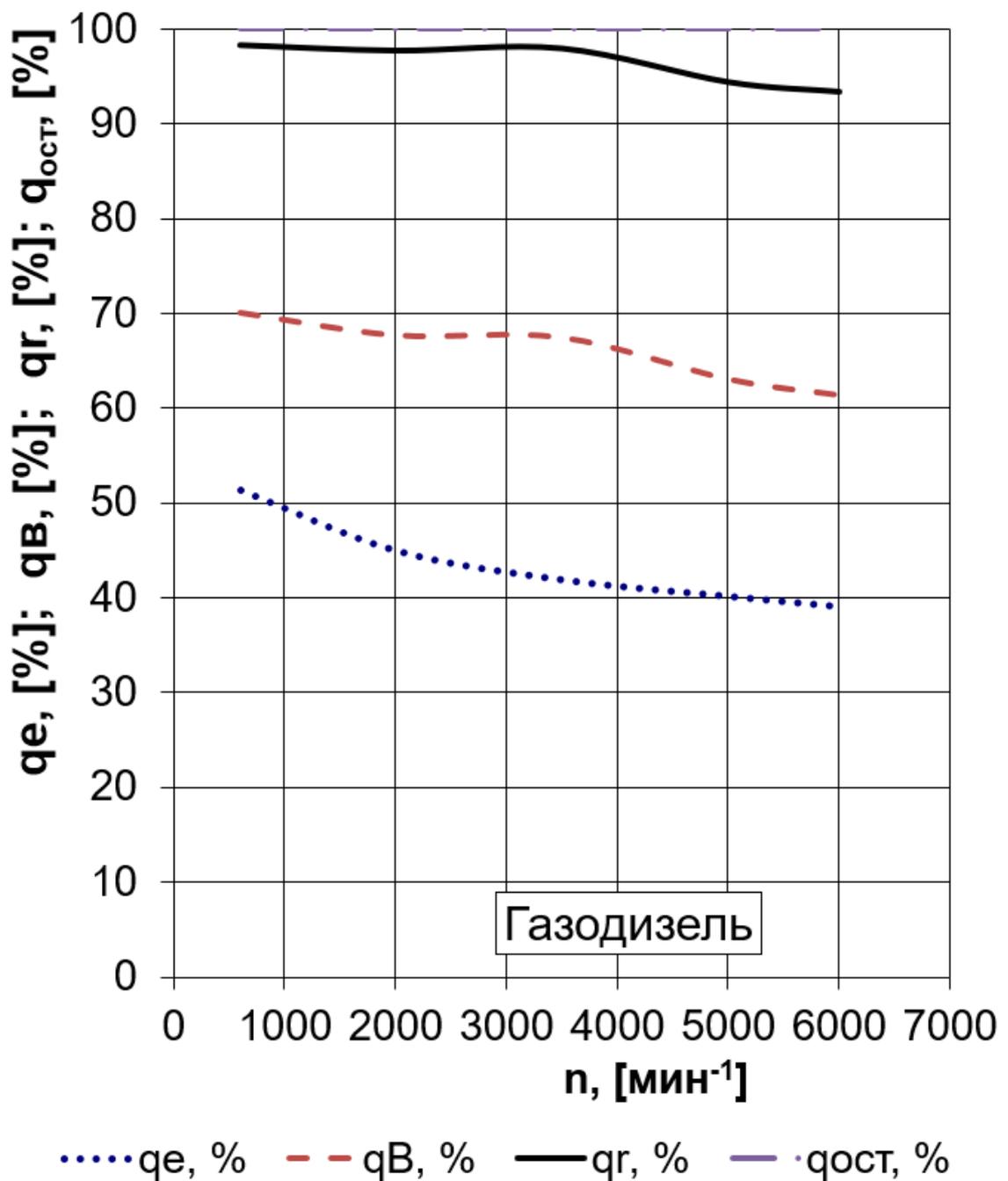


Рисунок 11 – Диаграмма внешнего теплового баланса трёхцилиндрового дизельного двигателя на газодизельном топливе

Выводы по второму разделу

Проведенные расчеты трёхцилиндрового дизельного двигателя на газодизельном топливе и на дизельном топливе, показали некоторое снижение эффективных показателей работы двигателя при переходе с дизельного топлива на альтернативное топливо – газодизель.

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 29 мм, а длина шатуна 112 мм) проводился по известным методикам приведенным в [1,2], при частоте вращения коленчатого вала 6000 мин^{-1} .

Результаты расчета перемещения, скорости и ускорения поршня приведены на рисунках 12, 13 и 14.

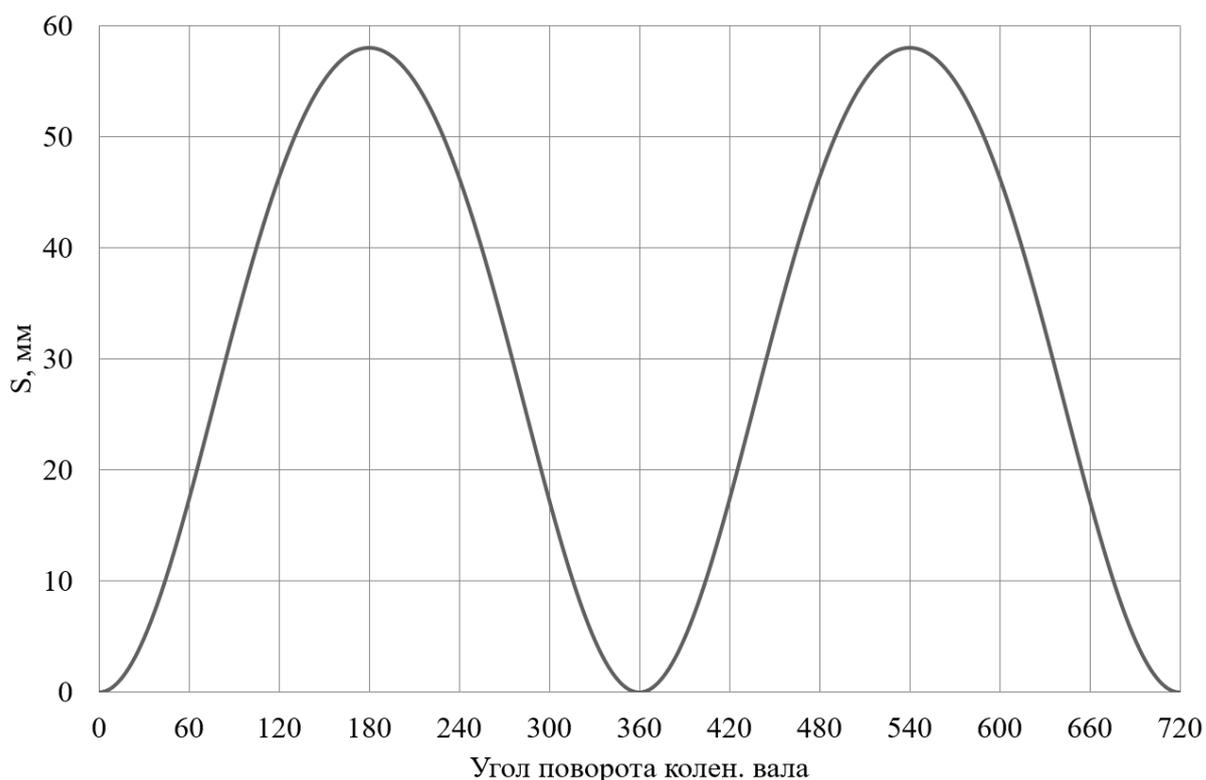


Рисунок 12 – Диаграмма изменения хода поршня

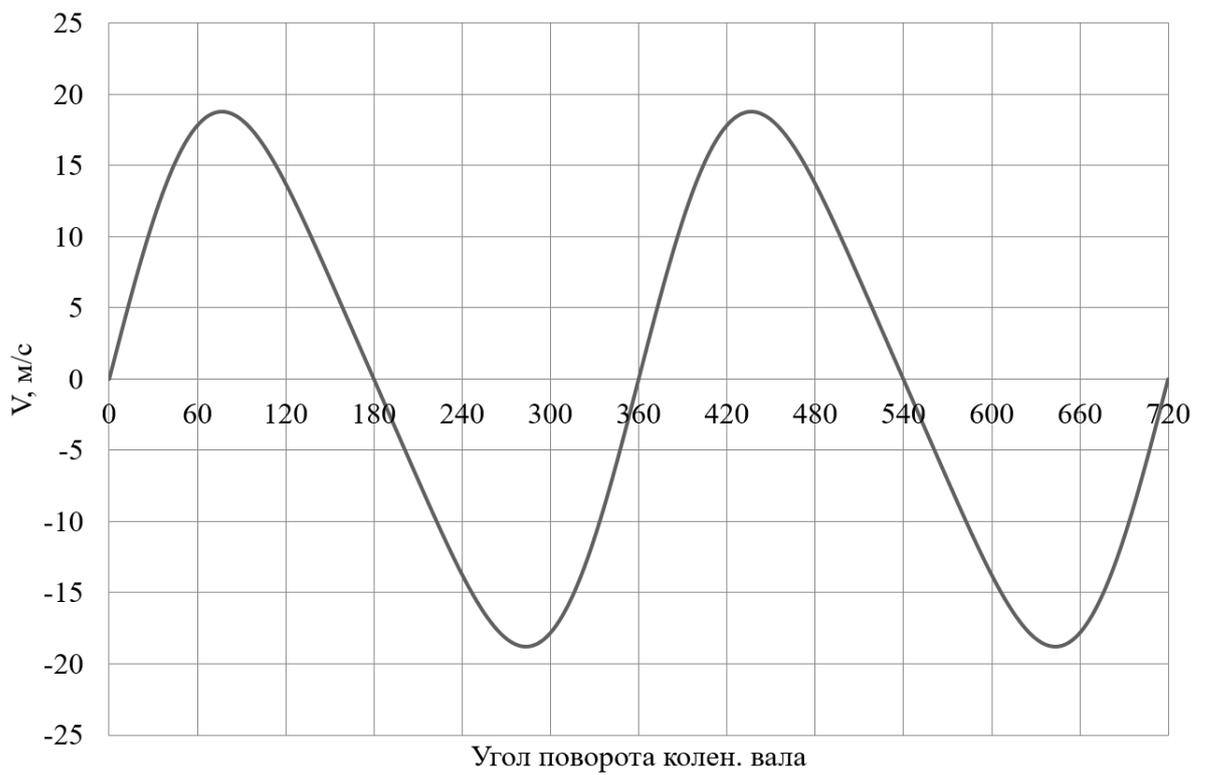


Рисунок 13 – Диаграмма изменения скорости поршня

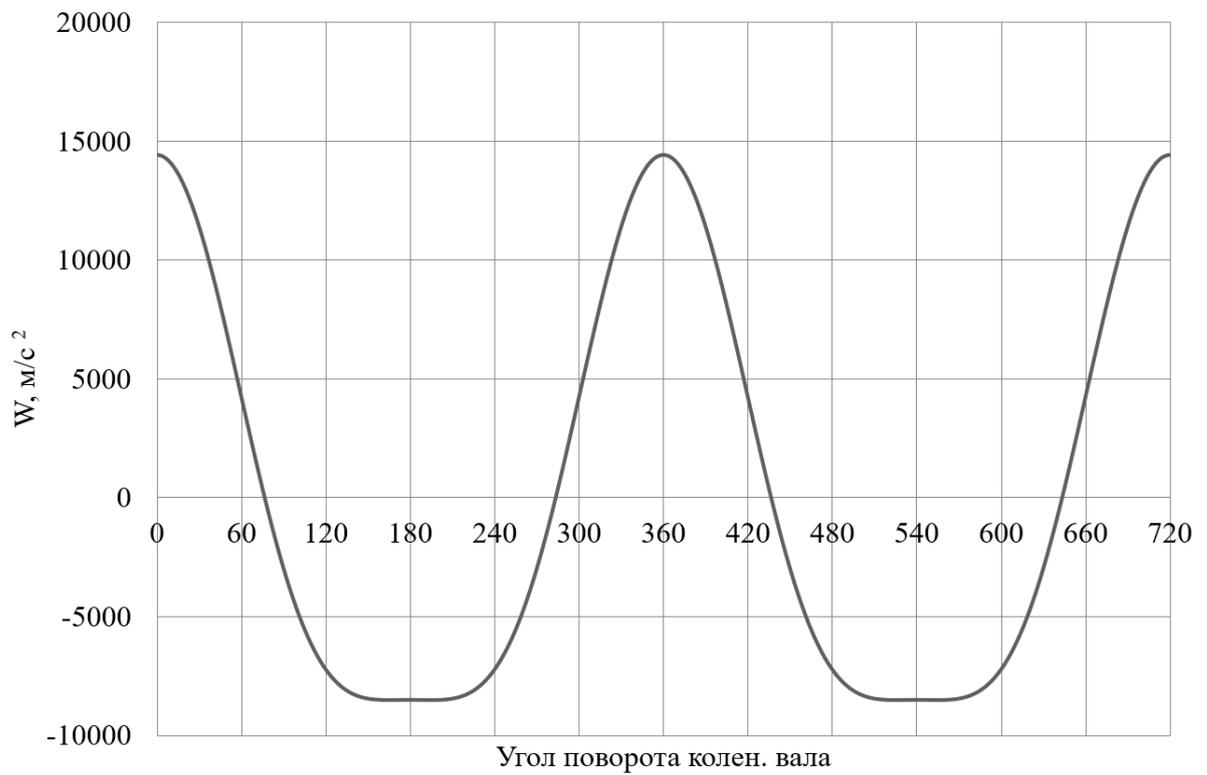


Рисунок 14 – Диаграмма изменения ускорения поршня

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 6000 мин^{-1} , при работе на обоих рассматриваемых топливах – дизельном и газодизеле (96% КПГ и 4% дизельного топлива по массе), результаты приведение масс кривошипно-шатунного механизма по двух массовой схеме показаны в таблице 8.

Таблица 8 – Приведение масс кривошипно-шатунного механизма

Параметр	Величина
Площадь поршня, м^2	0,00229
Удельная масса поршня, $\text{кг}/\text{м}^2$	80
Масса поршневой группы, кг	0,18322
Удельная масса шатуна, $\text{кг}/\text{м}^2$	130
Масса шатуна, кг	0,2977287
Масса шатуна, сосредоточенная на оси поршневого пальца, кг	0,082
Масса шатуна, сосредоточенная на оси кривошипа, кг	0,216
Удельная масса одного колена вала, $\text{кг}/\text{м}^2$	140
Масса неуравновешенных частей одного колена вала, кг	0,3206
Массы, совершающие возвратно-поступательное движение	0,26509
Массы, совершающие вращательное движение	0,53648
Центробежная сила инерции вращающихся масс шатуна, Н	-2471,25
Центробежная сила инерции вращающихся масс кривошипа, Н	-3670,821
Центробежная сила инерции вращающихся масс, Н	-6142,07

Результаты расчета приведены в виде графиков. На рисунке 15 приведены силы инерции возвратно-поступательного движения.

В таблице 9 приведены силы, действующие на поршневой палец и крутящий момент трехцилиндрового двигателя.

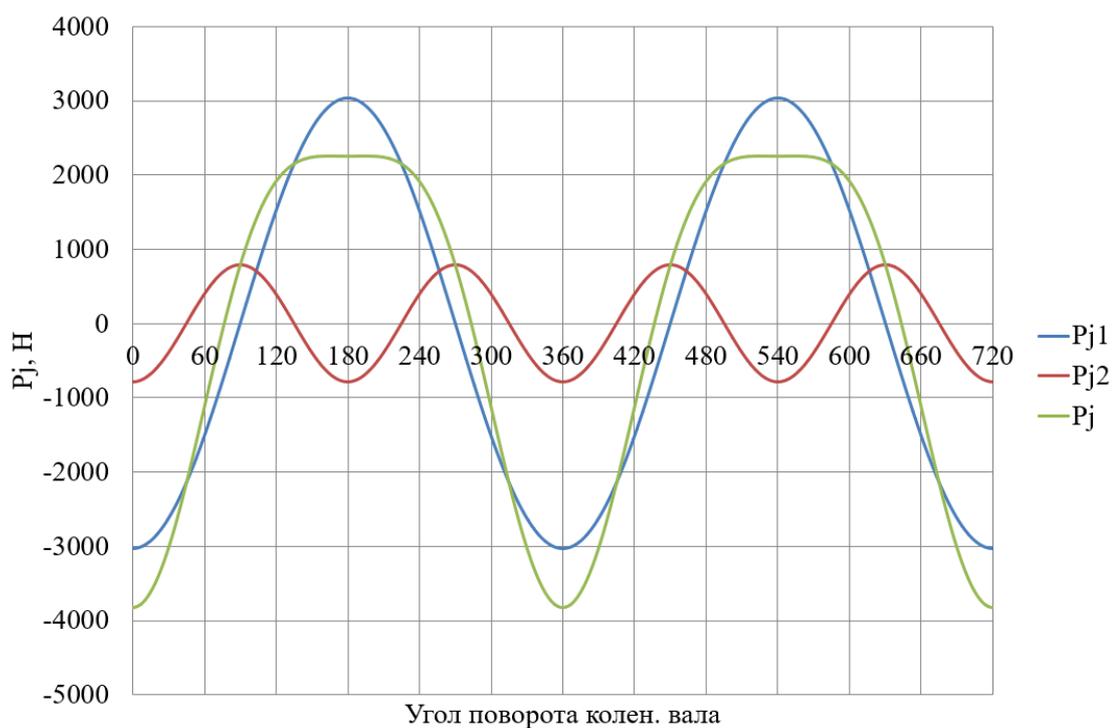


Рисунок 15 – Силы инерции возвратно-поступательного движения поршня и шатуна

Таблица 9 – Суммарные силы, действующие на поршневой палец и крутящий момент трехцилиндрового двигателя на дизельном топливе

$\varphi_{кв}$	N, Н	K, Н	Z, Н	T, Н	Мкр.цл	$\varphi_{кв}$	N, Н	K, Н	Z, Н	T, Н	Мкр.цл
0	0	-3825,2	-3825	0	0	370	1225,3	27251	26597	5933,9	172,08
10	-168	-3735,5	-3646	-813,4	-23,59	380	1517,9	17140	15524	7265,7	210,71
20	-307,5	-3472	-3145	-1472	-42,68	390	1210,2	9347,8	7422,2	5682,7	164,8
30	-395	-3051,3	-2423	-1855	-53,79	400	852,59	5122,6	3321,4	3900	113,1
40	-416,2	-2500,6	-1621	-1904	-55,21	410	615,2	3101,6	1482,8	2724,2	79,001
50	-368,1	-1855,6	-887,1	-1630	-47,27	420	515,9	2300,7	674,26	2199,6	63,79
60	-259,8	-1158,4	-339,5	-1108	-32,12	430	515,21	2117,5	218,32	2106,2	61,08
70	-110,5	-454,05	-46,81	-451,6	-13,1	440	563,64	2210,4	-183,9	2202,7	63,88
80	54,604	214,14	-17,82	213,39	6,1884	450	625,55	2415,9	-625,5	2333,5	67,672
90	209,49	809,06	-209,5	781,47	22,663	460	672,76	2638,3	-1106	2395,5	69,47
100	332,57	1304,2	-546,5	1184,2	34,341	470	687,24	2824,5	-1583	2339,4	67,842
110	410,3	1686,3	-945	1396,7	40,503	480	661,74	2951,1	-2011	2159,7	62,632
120	438,58	1955,8	-1333	1431,4	41,51	490	598,09	3015,3	-2358	1879,5	54,507
130	421,53	2125,2	-1662	1324,7	38,415	500	504,05	3028,5	-2612	1533,4	44,469
140	368,65	2215	-1910	1121,5	32,524	510	360,2	2782,2	-2569	1067,5	30,957
150	291,3	2250	-2078	863,27	25,035	520	205,85	2324,4	-2246	598,44	17,355
160	199,65	2254,4	-2178	580,43	16,832	530	104,23	2318,1	-2299	299,48	8,685
170	101,09	2248,3	-2229	290,47	8,4236	540	2E-13	2314,5	-2314	9E-13	2E-14
180	7E-14	2244,8	-2245	3E-13	8E-15	550	-104,2	2318,1	-2299	-299,5	-8,685
190	-101,2	2250	-2231	-290,7	-8,43	560	-205,8	2324,4	-2246	-598,4	-17,35
200	-200,3	2261,3	-2185	-582,2	-16,88	570	-300,4	2320,3	-2143	-890,2	-25,82
210	-293,4	2265,9	-2092	-869,4	-25,21	580	-380,4	2285,7	-1971	-1157	-33,56
220	-373,6	2244,7	-1936	-1137	-32,96	590	-435,6	2196,3	-1717	-1369	-39,7
230	-431,4	2174,9	-1701	-1356	-39,31	600	-454,6	2027,4	-1382	-1484	-43,03
240	-456	2033,6	-1386	-1488	-43,16	610	-427,8	1758,2	-985,3	-1456	-42,23
250	-438,8	1803,3	-1011	-1494	-43,31	620	-350,9	1376,3	-576,7	-1250	-36,24
260	-376,5	1476,3	-618,6	-1340	-38,87	630	-228,2	881,22	-228,2	-851,2	-24,68

Продолжение таблицы 9

270	-274,4	1059,9	-274,4	-1024	-29,69	640	-72,98	286,22	-23,82	-285,2	-8,272
280	-147,9	580,11	-48,27	-578,1	-16,76	650	92,993	-382,19	-39,41	380,16	11,025
290	-21,04	86,465	8,9147	-86	-2,494	660	243,73	-1086,9	-318,5	1039,2	30,137
300	76,414	-340,77	-99,87	325,81	9,4484	670	353,96	-1784,5	-853,1	1567,4	45,454
310	113,34	-571,39	-273,2	501,86	14,554	680	404,43	-2430	-1576	1850	53,649
320	62,325	-374,47	-242,8	285,09	8,2676	690	385,94	-2981,1	-2367	1812,2	52,554
330	-91,58	707,35	561,64	-430	-12,47	700	301,28	-3402	-3081	1442,1	41,82
340	-317,1	3581	3243,3	-1518	-44,02	710	164,82	-3665,7	-3578	798,21	23,148
350	-589,6	13114	12799	-2856	-82,81	720	5E-13	-3755,5	-3756	2E-12	5E-14
360	-2E-12	27476	27476	-7E-12	-2E-13	Мкр.ц.Суммарный Н*м					28,84

В таблице 10 приведены силы, действующие на поршневой палец и крутящий момент двигателя при работе на газодизельном цикле.

Таблица 10 – Суммарные силы, действующие на поршневой палец и крутящий момент двухцилиндрового двигателя на газодизельном цикле

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	-3825,2	-3825	0	0	370	368,57	8197,2	8000,5	1785	51,764
10	-168	-3735,5	-3646	-813,4	-23,59	380	850,24	9600,8	8695,6	4069,7	118,02
20	-307,5	-3472	-3145	-1472	-42,68	390	1100,2	8498,4	6747,8	5166,3	149,82
30	-395	-3051,3	-2423	-1855	-53,79	400	1001,5	6017,1	3901,4	4581	132,85
40	-416,2	-2500,6	-1621	-1904	-55,21	410	812,98	4098,7	1959,5	3600	104,4
50	-368,1	-1855,6	-887,1	-1630	-47,27	420	724,84	3232,4	947,33	3090,5	89,624
60	-259,8	-1158,4	-339,5	-1108	-32,12	430	710,63	2920,6	301,12	2905,1	84,247
70	-110,5	-454,05	-46,81	-451,6	-13,1	440	740,52	2904	-241,7	2894	83,925
80	54,604	214,14	-17,82	213,39	6,1884	450	782,53	3022,2	-782,5	2919,1	84,655
90	209,49	809,06	-209,5	781,47	22,663	460	809,95	3176,3	-1331	2884	83,636
100	332,57	1304,2	-546,5	1184,2	34,341	470	805,24	3309,5	-1855	2741	79,49
110	410,3	1686,3	-945	1396,7	40,503	480	761,28	3394,9	-2314	2484,6	72,053
120	438,58	1955,8	-1333	1431,4	41,51	490	679,87	3427,6	-2680	2136,5	61,959
130	421,53	2125,2	-1662	1324,7	38,415	500	568,69	3416,9	-2947	1730,1	50,172
140	368,65	2215	-1910	1121,5	32,524	510	408,38	3154,4	-2913	1210,3	35,098
150	291,3	2250	-2078	863,27	25,035	520	206,08	2327	-2249	599,12	17,374
160	199,65	2254,4	-2178	580,43	16,832	530	104,34	2320,7	-2301	299,82	8,6947
170	101,09	2248,3	-2229	290,47	8,4236	540	2E-13	2317	-2317	9E-13	2E-14
180	7E-14	2244,8	-2245	3E-13	8E-15	550	-104,3	2320,7	-2301	-299,8	-8,695
190	-101,2	2249,9	-2231	-290,7	-8,43	560	-206,1	2327	-2249	-599,1	-17,37
200	-200,2	2261	-2185	-582,1	-16,88	570	-300,7	2322,9	-2145	-891,2	-25,85
210	-293,3	2265,4	-2092	-869,2	-25,21	580	-380,9	2288,3	-1973	-1159	-33,6
220	-373,4	2243,7	-1935	-1136	-32,95	590	-436,2	2198,9	-1719	-1371	-39,75
230	-431	2173	-1699	-1355	-39,28	600	-455,2	2030	-1383	-1486	-43,08
240	-455,3	2030,5	-1384	-1486	-43,1	610	-428,4	1760,8	-986,7	-1458	-42,29
250	-437,5	1798,2	-1008	-1489	-43,19	620	-351,6	1379	-577,8	-1252	-36,31
260	-374,3	1467,9	-615,1	-1333	-38,65	630	-228,9	883,9	-228,9	-853,8	-24,76
270	-270,8	1045,7	-270,8	-1010	-29,29	640	-73,67	288,89	-24,04	-287,9	-8,349
280	-141,7	555,62	-46,24	-553,7	-16,06	650	92,345	-379,53	-39,13	377,51	10,948
290	-10,3	42,339	4,3652	-42,11	-1,221	660	243,14	-1084,3	-317,8	1036,7	30,063
300	95,298	-424,98	-124,6	406,32	11,783	670	353,44	-1781,9	-851,9	1565,1	45,387
310	147,65	-744,4	-355,9	653,82	18,961	680	404	-2427,3	-1574	1848	53,591
320	127,01	-763,1	-494,8	580,97	16,848	690	385,6	-2978,5	-2365	1810,6	52,508
330	32,724	-252,77	-200,7	153,66	4,4562	700	301,05	-3399,4	-3079	1441	41,788
340	-97,26	1098,2	994,68	-465,5	-13,5	710	164,7	-3663,1	-3575	797,65	23,132
350	-142,2	3162,5	3086,6	-688,6	-19,97	720	5E-13	-3825,2	-3825	2E-12	5E-14
360	-4E-13	5616,4	5616,4	-1E-12	-4E-14	Мкр.ц.Суммарный Н*м					79,26

В таблице 11 приведены силы, действующие на шатунную и коренные шейки коленчатого вала трехцилиндрового двигателя на дизельном топливе.

Таблица 11 – Силы, действующие на шатунную и коренные шейки коленчатого трехцилиндрового двигателя на дизельном топливе

Ф _{кв}	Рш.ш., Н	Рк.ш1(4), Н	Рк.ш2(3), Н	Ф _{кв}	Рш.ш., Н	Рк.ш1(4), Н	Рк.ш2(3), Н
0	6296,448	4983,6346	8422	370	24844,69	10649,081	8412
10	6170,933	4910,8254	8412	380	14938,93	5933,2957	8378
20	5805,488	4701,2792	8378	390	7536,888	2912,5304	8306
30	5233,775	4381,7108	8306	400	3991,538	2406,5468	8176
40	4513,741	3996,725	8176	410	2897,971	2698,6205	7968
50	3732,967	3607,8363	7968	420	2840,352	2946,8373	7671
60	3021,104	3287,7633	7671	430	3084,114	3143,5215	7291
70	2558,244	3102,6702	7291	440	3449,944	3349,2704	6863
80	2498,199	3081,7919	6863	450	3877,564	3579,3159	6462
90	2792,32	3199,7263	6462	460	4304,859	3816,6131	6193
100	3241,777	3396,2954	6193	470	4680,598	4035,6647	6159
110	3690,707	3611,682	6159	480	4975,472	4217,1545	6388
120	4064,475	3805,362	6388	490	5182,003	4352,6372	6785
130	4340,137	3957,7465	6785	500	5309,136	4443,4911	7132
140	4522,591	4064,9391	7132	510	5152,348	4388,2678	7079
150	4630,252	4132,5465	7079	520	4755,116	4204,7248	6061
160	4685,781	4170,3672	6061	530	4779,306	4223,023	1845
170	4709,695	4188,2938	1845	540	4785,713	4228,2666	5718
180	4716,014	4193,4172	5718	550	4779,306	4223,023	5916
190	4711,356	4189,1223	5916	560	4755,116	4204,7248	2897
200	4692,525	4173,7089	2897	570	4699,075	4166,2449	4115
210	4645,806	4140,1623	4115	580	4590,559	4097,6158	5385
220	4551,188	4078,6867	5385	590	4406,691	3988,9038	5870
230	4386,644	3979,518	5870	600	4128,647	3834,2766	6000
240	4134,268	3836,8098	6000	610	3750,715	3637,278	6113
250	3788,62	3653,4454	6113	620	3294,18	3416,9994	6359
260	3368,119	3446,1547	6359	630	2830,436	3213,4283	6742
270	2930,326	3248,8287	6742	640	2511,316	3086,2402	7194
280	2584,993	3108,6386	7194	650	2539,272	3096,5767	7638
290	2463,836	3066,8789	7638	660	2977,06	3271,8297	8018
300	2591,68	3125,2185	8018	670	3675,345	3584,322	8308
310	2789,923	3217,4171	8308	680	4449,586	3968,1147	8507
320	2728,978	3195,6139	8507	690	5166,481	4349,9411	8520
330	1957,426	2798,4869	8520	700	5736,677	4667,6703	8375
340	1703,038	1636,0633	8375	710	6101,433	4876,2679	8411
350	10715,51	3621,8977	8411	720	6226,749	4948,7851	8422
360	25004,26	10666,72	8422				

В таблице 12 приведены силы, действующие на шатунную и коренные шейки коленчатого вала трехцилиндрового двигателя на газодизельном цикле.

Таблица 12 – Силы, действующие на шатунную и коренные шейки коленчатого трехцилиндрового двигателя на газодизельном цикле

$\varphi_{кв}$	Rш.ш., Н	Rк.ш1(4), Н	Rк.ш2(3), Н	$\varphi_{кв}$	Rш.ш., Н	Rк.ш1(4), Н	Rк.ш2(3), Н
0	6296,448	4983,6346	8422,98	370	5810,24	1288,4011	8413,41
10	6170,933	4910,8254	8413,41	380	7436,74	2402,2486	8379,6
20	5805,488	4701,2792	8379,6	390	6706,652	2600,8337	8307,4
30	5233,775	4381,7108	8307,4	400	4798,993	2549,7986	8177,04
40	4513,741	3996,725	8177,04	410	3636,187	2759,2583	7968,78
50	3732,967	3607,8363	7968,78	420	3445,793	3022,2707	7670,91
60	3021,104	3287,7633	7670,91	430	3626,143	3261,7524	7289,83
70	2558,244	3102,6702	7289,83	440	3966,723	3504,532	6861,35
80	2498,199	3081,7919	6861,35	450	4371,313	3757,3726	6459,46
90	2792,32	3199,7263	6459,46	460	4772,254	4005,1172	6191,52
100	3241,777	3396,2954	6191,52	470	5121,135	4226,689	6161,73
110	3690,707	3611,682	6161,73	480	5391,408	4406,5383	6404
120	4064,475	3805,362	6404	490	5577	4538,6802	6836,56
130	4340,137	3957,7465	6836,56	500	5687,311	4625,9016	7278,41
140	4522,591	4064,9391	7278,41	510	5518,602	4567,7998	7489,55
150	4630,252	4132,5465	7489,55	520	4757,718	4206,0139	7200,7
160	4685,781	4170,3672	7200,7	530	4781,895	4224,3144	6386,63
170	4709,695	4188,2938	6386,63	540	4788,295	4229,5579	5246,47
180	4716,014	4193,4172	5246,47	550	4781,886	4224,3099	3994,38
190	4711,304	4189,0965	3994,38	560	4757,686	4205,9981	3608,49
200	4692,31	4173,6025	3608,49	570	4701,626	4167,4941	4310,25
210	4645,295	4139,912	4310,25	580	4593,079	4098,8275	5178,08
220	4550,203	4078,2134	5178,08	590	4409,16	3990,0597	5691,78
230	4384,941	3978,7208	5691,78	600	4131,029	3835,3503	5921,75
240	4131,502	3835,5632	5921,75	610	3752,946	3638,2298	6138,73
250	3784,331	3651,6158	6138,73	620	3296,136	3417,7714	6461,38
260	3361,828	3443,6762	6461,38	630	2831,874	3213,9426	6891,13
270	2922,126	3245,9441	6891,13	640	2511,841	3086,413	7367,18
280	2577,655	3106,513	7367,18	650	2538,606	3096,3587	7820,46
290	2467,243	3068,9244	7820,46	660	2975,448	3271,2453	8202,38
300	2627,408	3139,8895	8202,38	670	3673,219	3583,4545	8491,33
310	2901,745	3265,3784	8491,33	680	4447,213	3967,0566	8688,17
320	3022,39	3331,1137	8688,17	690	5163,99	4348,7649	8699,48
330	2676,363	3172,3148	8699,48	700	5734,127	4666,4254	8376,38
340	1548,221	2584,201	8376,38	710	6098,858	4874,9875	8412,61
350	923,4931	1566,0671	8412,61	720	6296,448	4983,6346	8422,98
360	3145,155	262,83261	8422,98				

На рисунке 16 приведено сравнение суммарной силы, действующую на шатунную шейку в полярных координатах. А на рисунке 17 приведено сравнение суммарных сил, действующих на 1-ю коренную шейку в полярных координатах.

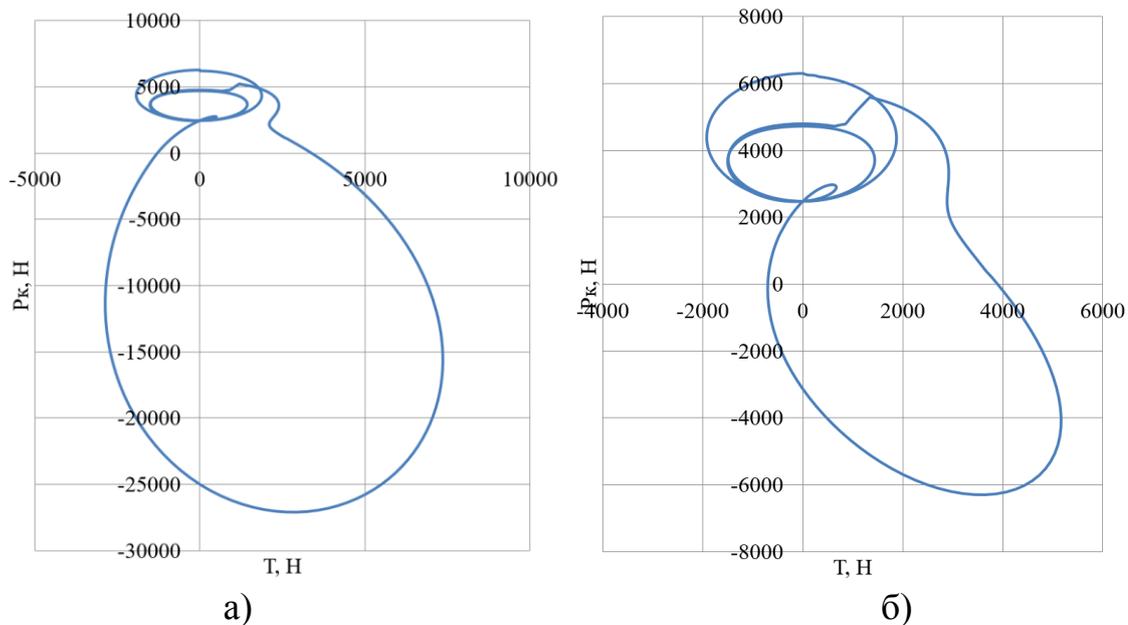


Рисунок 16 – Суммарная сила, действующая на шатунную шейку в полярных координатах: (а) на дизельном топливе; (б) на газодизельном цикле

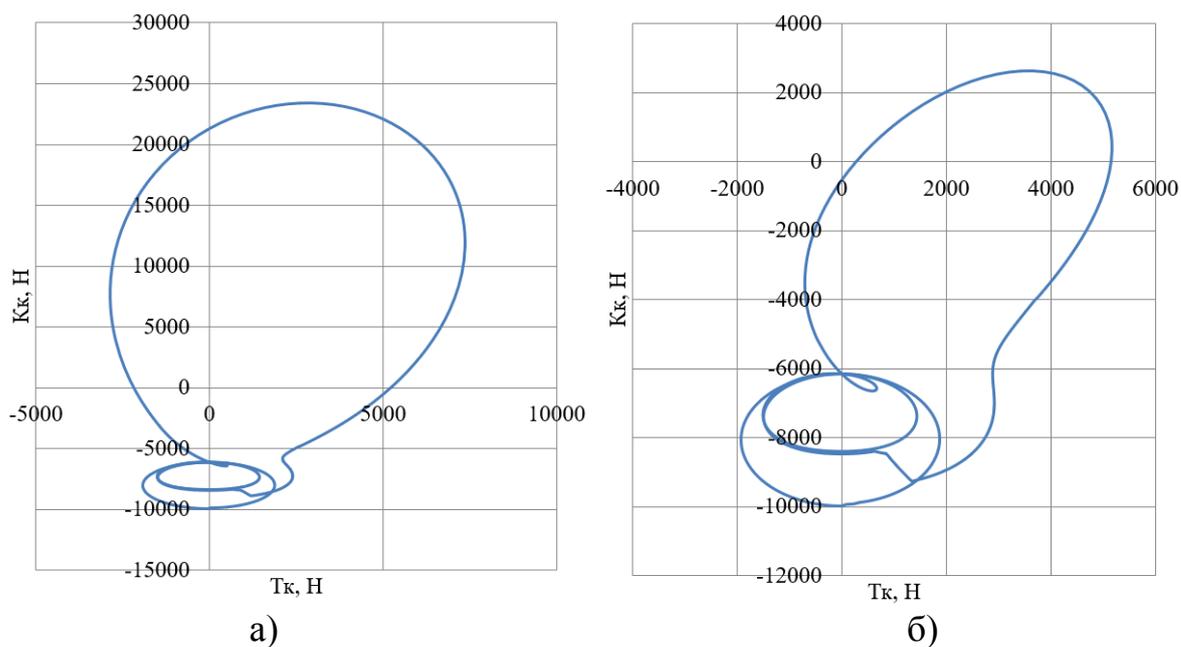


Рисунок 17 – Суммарные силы, действующие на 1-ю коренную шейку в полярных координатах: (а) на дизельном топливе; (б) на газодизельном цикле

Выводы по 3-му разделу

Переход на альтернативное топливо, двухтопливная работа двигателя, КПГ подается во впускной трубопровод, а воспламеняется запальной дозой дизельного топлива – такой цикл позволяет значительно снизить нагрузки на кривошипно-шатунный механизм.

4 Анализ токсичности отработавших газов и эффективных показателей для трехцилиндрового газодизельного двигателя, полученных на виртуальной модели

Анализ токсичности отработавших газов при работе трехцилиндрового газодизельного двигателя проводился по модели, представленной на рисунке 18, 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.

Для моделирования сгорания дизельного топлива с предварительным впрыском, используется расширенная подмодель Вибе для дизельного двигателя. Расширенная модель имеет дело только с разделенным впрыском, состоящим из двух частей: предварительным и основным впрыском.

Сначала модель проверяется, чтобы увидеть, разделена ли скорость впрыска топлива на две отдельные части. Если впрыск однократный, модель предварительным горения будет отключена. Если впрыск состоит из двух или более отдельных частей, модель будет определять время начала и соотношения массы топлива в предварительной и основной фазе впрыска. Затем предполагается, что все топливо, впрыскиваемое предварительно, сгорает как по модели гомогенного горения, а все топливо основного впрыска – как диффузионное горение с диффузионным догоранием. Две отдельные функции Вибе используются для предварительного и основного сгорания. Масса топлива горит в соответствии с нормализованной площадью под кривой впрыска для каждой фазы сгорания.

Для сгорания с предварительным впрыском задержка зажигания имеет те же параметры, что и для стандартной дизельной подмодели сгорания Вибе. Для основного сгорания нет задержки зажигания. Все параметры модели, включая формы и продолжительность горения, такие же, как у стандартной дизельной подмодели Вибе.

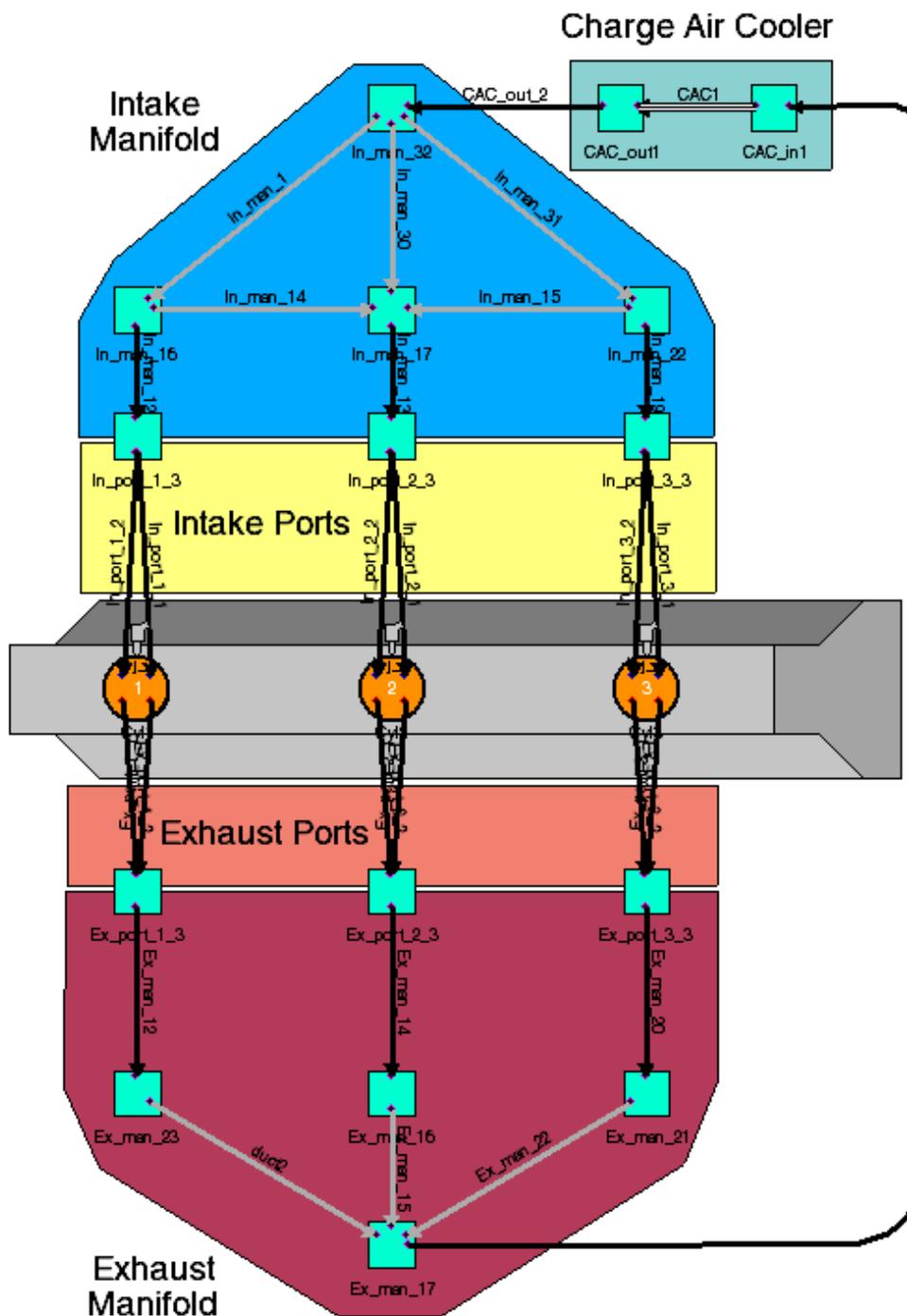


Рисунок 18 – Структура модели виртуального трехцилиндрового газодизельного двигателя

Это расширение модели предназначено для предоставления простого инструмента для сгорания дизельного топлива с предварительным впрыском. У него есть следующие ограничения, а именно: если разделенный впрыск, состоящий из двух частей, состоит из основного впрыска и дополнительного впрыска (случай 1), или небольшое количество топлива впрыскивается в течение периода предварительного впрыска (случай 2), фактические комбинированные модели скоростей горения предварительно смешанного и диффузионного типа могут происходить в период основного впрыска. Однако эта модель сгорания дизельного топлива с предварительным впрыском может обеспечить либо единственный пик горения предварительно смешанного топлива для случая (1), либо простую кривую диффузионного горения для случая (2). В этих двух ситуациях результаты этой модели с предварительным впрыском хуже, чем исходная подмодель дизельного топлива Вибе с однократным впрыском топлива.

Кроме того, в случае отдельного впрыска основная фаза сгорания всегда имеет некоторую задержку зажигания, но в данной модели это игнорируется.

Многотопливное (двухтопливное) сгорание и модель Вибе

При многотопливном сгорании каждое топливо должно быть настроено на предварительное смешивание или без предварительного смешивания в соответствии с его смешиванием с воздухом для сгорания в цилиндре. В настоящее время пользователь может установить только одно топливо как «предварительно смешанное (гомогенное)». Используются входные данные модели горения Мульти-Вибе, но вместо сборки одного профиля горения из кривых, многотопливное сжигание объединяет два независимых профиля горения (горение с предварительным смешиванием и сгорания без предварительного смешивания) из входных кривых.

Также проведен расчет скоростных характеристики газодизельного двигателя при коэффициенте избытка воздуха около 1 и около 1.4, представлены в таблицах 13 и 14.

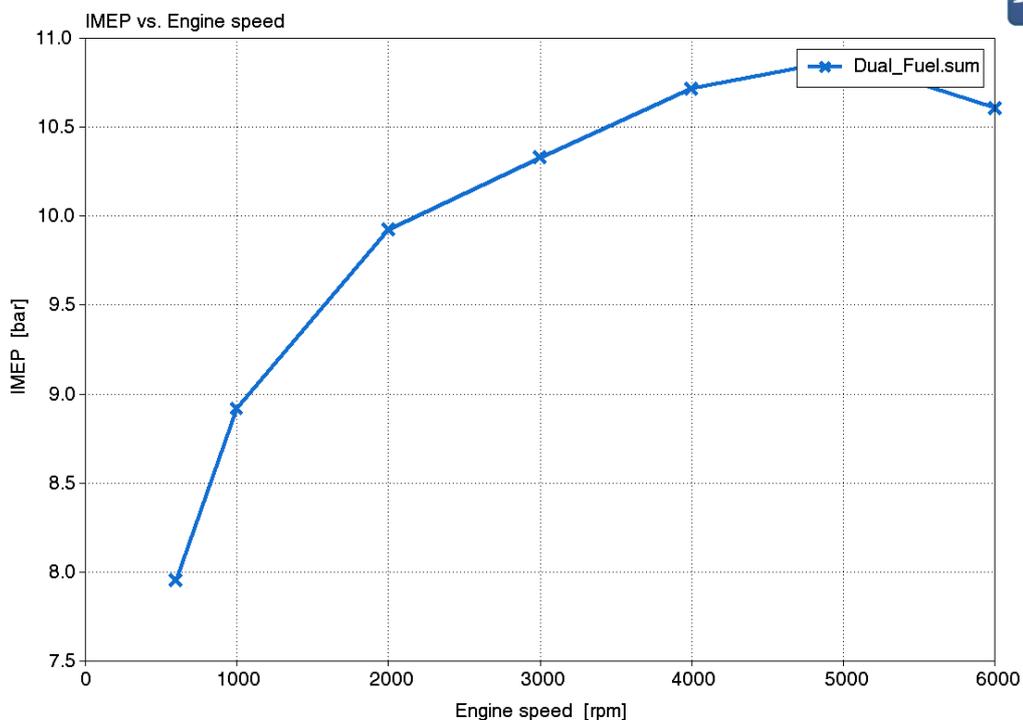
Таблица 13 – Скоростные характеристики газодизельного двигателя при коэффициенте избытка воздуха около 1

Скорость двигателя	rpm	6000	4999	4000	3000	2000	999	600
Массовый расход воздуха	kg/hr	72.5629	59.6544	45.7974	33.0008	21.6936	10.4386	6.0567
Обратный поток (закрытие)	%	1.59442	3.50925	6.39016	8.51667	9.05093	11.6796	14.3313
Обратный поток (перекрытие)	%	0.045761	0.112517	0.195364	0.0105429	0.0653229	0.0703322	0.036648
Начало горения	deg	-10.217	-10.217	-10.217	-10.217	-10.217	-10.217	-10.217
Максимальная скорость повышения давления	bar/deg	1.63925	1.62031	1.57782	1.51919	1.48141	1.37637	1.32224
Воздухо-топливное соотношение А/Ф (Дизельное топливо)		14.5587	14.5352	14.3296	14.2213	14.3522	14.4377	14.2416
Массовый расход топлива (ДТ)	kg/hr	0.2	0.1667	0.1333	0.1	0.0667	0.0333	0.02
Продолжительность от 0% до 10% сжигания массы топлива (ДТ)	deg	2.70772	2.70772	2.70772	2.74259	2.75568	2.77739	2.78294
Продолжительность от 0% до 90% сжигания массы топлива (ДТ)	deg	7.85833	7.85833	7.85833	7.84354	7.81129	7.78894	7.78735
Воздухо-топливное соотношение А/Ф (КПГ)		16.4282	16.4017	16.1697	16.0475	16.1952	16.2917	16.0704
Массовый расход топлива (КПГ)	kg/hr	4.24155	3.49046	2.71486	1.96862	1.28094	0.611679	0.359381
Продолжительность от 0% до 10% сжигания массы топлива (КПГ)	deg	11.1225	11.1225	11.1225	11.1251	11.1335	11.1368	11.1368
Продолжительность от 0% до 90% сжигания массы топлива (КПГ)	deg	31.1528	31.1528	31.1528	31.1412	31.1443	31.1381	31.1377
GMEP	bar	11.606	11.4093	10.9611	10.4374	9.9628	8.92902	7.95915
Скорость теплопередачи	W	8482.44	7095.81	5752.68	4527.9	3374.63	2201.54	1678.77
IMEP	bar	10.6064	10.879	10.7156	10.3308	9.92499	8.92019	7.95611
Перекрытие клапана	deg	75	75	75	75	75	75	75
Максимальное давление	bar	51.686	50.8835	49.111	47.1519	45.6728	42.9908	41.4773
PMEP	bar	-0.999569	-0.530294	-0.245417	-0.106541	-0.0378068	-0.00883244	-0.00303563
Объемный коэффициент наполнения	-	0.920528	0.912754	0.879955	0.854217	0.831378	0.804978	0.779657
Объемный коэффициент наполнения (только воздух)	-	0.869775	0.86251	0.831043	0.80631	0.785743	0.761039	0.73668
Остаточная газовая фракция	%	3.53224	3.81169	4.11642	4.19092	4.53876	5.05719	5.52837
Время максимального давления	deg	20.2703	20.2822	20.1768	20.0803	20.0689	19.8501	19.4579
Объемный КПД	-	0.881319	0.869445	0.834355	0.801627	0.790444	0.760695	0.735622

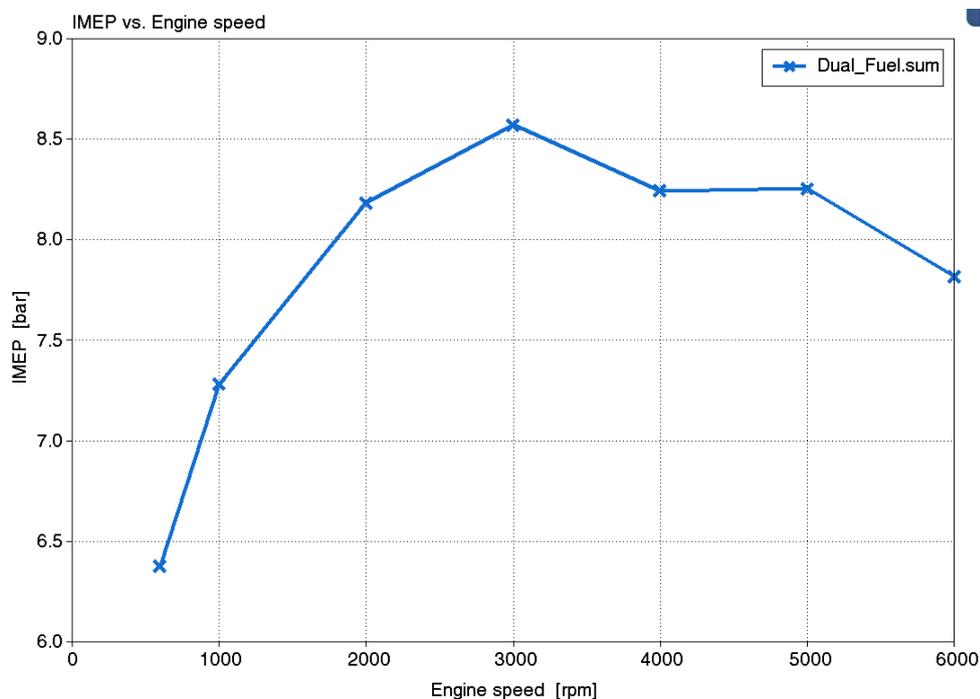
Таблица 14 – Скоростные характеристики газодизельного двигателя при коэффициенте избытка воздуха около 1.4

Скорость двигателя	rpm	6000	4999	4000	3000	2000	999	600
Массовый расход воздуха	kg/hr	74.4809	61.4354	47.1684	33.8962	22.2289	10.6667	6.20565
Обратный поток (закрытие)	%	1.7388	3.74385	6.6947	8.78134	9.37148	12.1296	14.8804
Обратный поток (перекрытие)	%	0.170278	0.000727677	0.13754	0.011637	0.0262012	0.0432283	0.0430298
Начало горения	deg	-10.217	-10.217	-10.217	-10.217	-10.217	-10.217	-10.217
Максимальная скорость повышения давления	bar/deg	2.16146	2.22701	2.19765	2.24224	2.4517	2.70827	2.7902
Воздухо-топливное соотношение А/Ф (Дизельное топливо)		23.6345	23.1079	22.4816	20.4704	20.4662	19.8451	19.6281
Массовый расход топлива (ДТ)	kg/hr	0.4	0.35	0.28	0.22	0.15	0.08	0.05
Продолжительность от 0% до 10% сжигания массы топлива (ДТ)	deg	2.70772	2.70772	2.70772	2.72369	2.75162	2.7751	2.78078
Продолжительность от 0% до 90% сжигания массы топлива (ДТ)	deg	7.85833	7.85833	7.85833	7.78925	7.80483	7.78868	7.78792
Воздухо-топливное соотношение А/Ф (КПГ)		26.6694	26.0752	25.3685	23.099	23.0944	22.3934	22.1486
Массовый расход топлива (КПГ)	kg/hr	2.43933	2.04715	1.61215	1.27347	0.830123	0.405916	0.236115
Продолжительность от 0% до 10% сжигания массы топлива (КПГ)	deg	11.1225	11.1225	11.1225	11.1301	11.1336	11.1352	11.1363
Продолжительность от 0% до 90% сжигания массы топлива (КПГ)	deg	31.1528	31.1528	31.1528	31.1429	31.1445	31.1392	31.1377
GMEP	bar	8.63597	8.6737	8.44706	8.66854	8.22083	7.28991	6.38207
Скорость теплопередачи	W	5770.83	4956.14	4116.28	3623.84	2744.8	1858.02	1415.89
IMEP	bar	7.81767	8.25406	8.2429	8.56946	8.18165	7.28031	6.37874
Перекрытие клапана	deg	75	75	75	75	75	75	75
Максимальное давление	bar	55.6784	55.3721	53.5027	53.2034	51.7934	49.3078	46.9136
PMEP	bar	-0.818301	-0.419643	-0.204151	-0.0990843	-0.0391743	-0.0095961	-0.00333456
Объемный коэффициент наполнения	-	0.930341	0.924896	0.89004	0.86062	0.841203	0.810366	0.783424
Объемный коэффициент наполнения (только воздух)	-	0.900903	0.895201	0.860848	0.829541	0.811297	0.781146	0.755456
Остаточная газовая фракция	%	3.40736	3.44718	3.77107	3.70424	3.90416	4.32437	4.64539
Время максимального давления	deg	15.2817	15.3812	15.5114	15.8868	15.6019	15.0643	14.4301
Объемный КПД	-	0.904614	0.895403	0.859331	0.823379	0.80995	0.777318	0.753712

На рисунке 19 представлено среднее индикаторное давление при работе на газодизельном топливе при коэффициенте избытка воздуха около 1 и около 1.4.



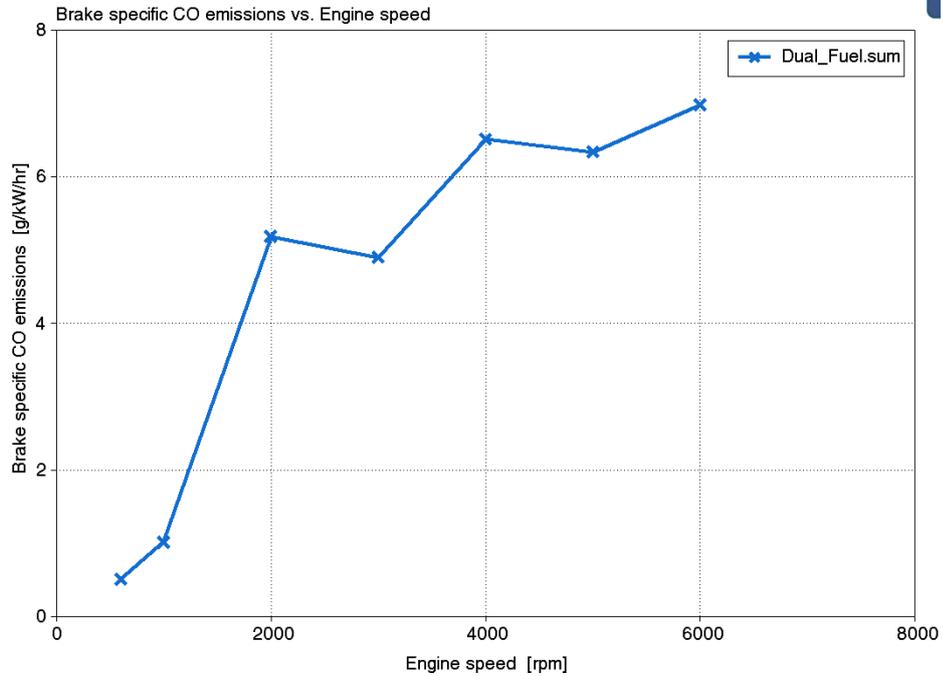
При коэффициенте избытка воздуха около 1



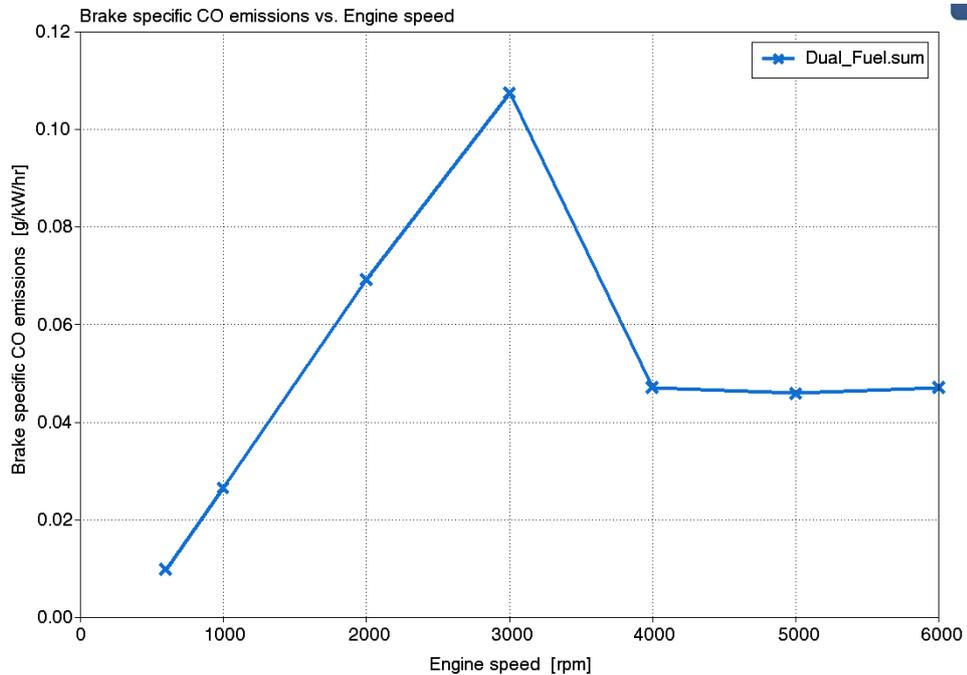
При коэффициенте избытка воздуха около 1,4

Рисунок 19 – Среднее индикаторное давление при работе на газодизельном топливе при коэффициенте избытка воздуха около 1 и около 1.4.

На рисунке 20 представлена зависимость удельных выбросов по СО в г/кВт ч от частоты вращения при работе на газодизельном топливе при коэффициенте избытка воздуха около 1 и около 1.4.



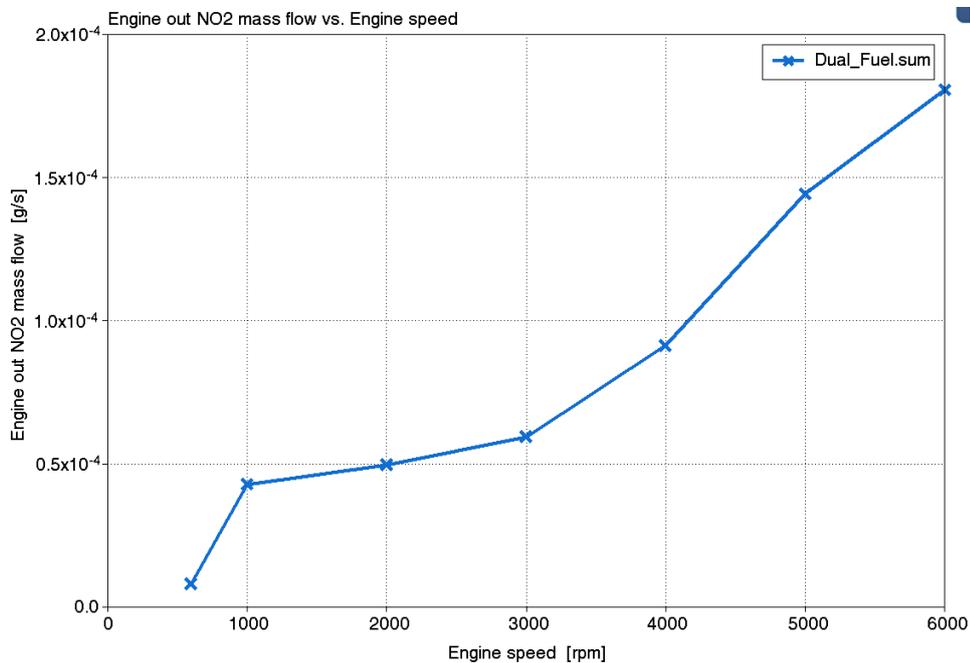
При коэффициенте избытка воздуха около 1



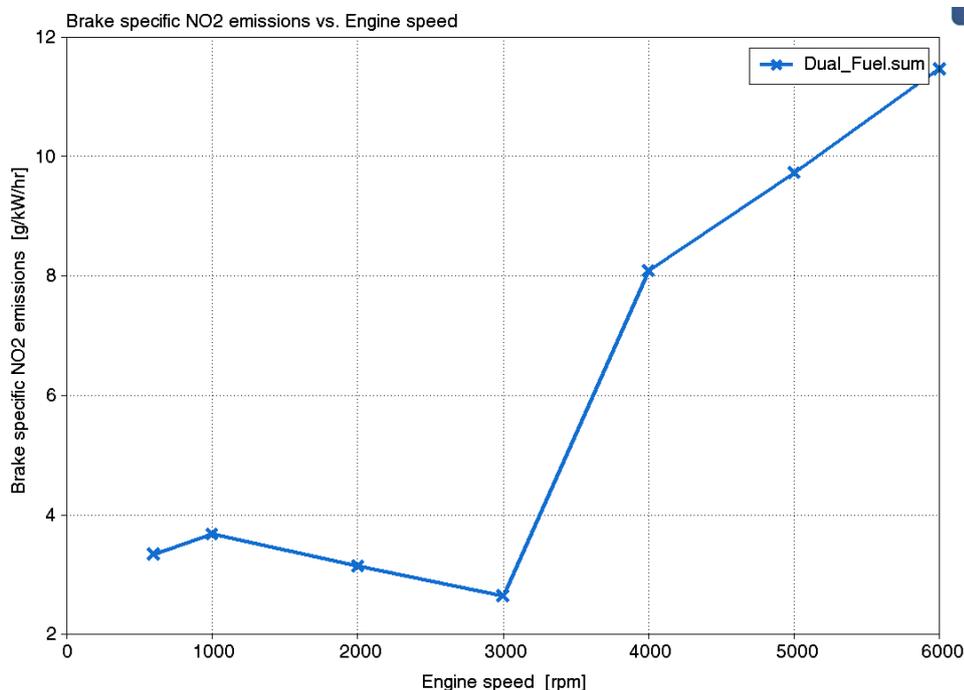
При коэффициенте избытка воздуха около 1,4

Рисунок 20 – Зависимость удельных выбросов по СО в г/кВт ч от частоты вращения при работе с коэффициентом избытка воздуха около 1 и около 1.4.

На рисунке 18 представлен график удельных выбросов по NO_2 в г/кВт ч от частоты вращения при работе с коэффициентом избытка воздуха около 1 и около 1.4.



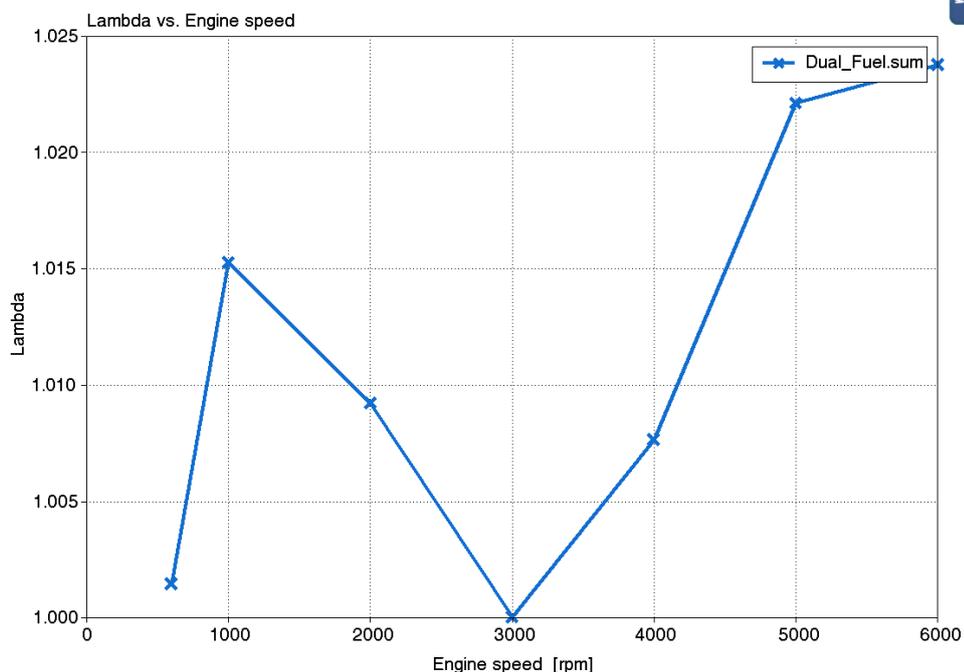
При коэффициенте избытка воздуха около 1



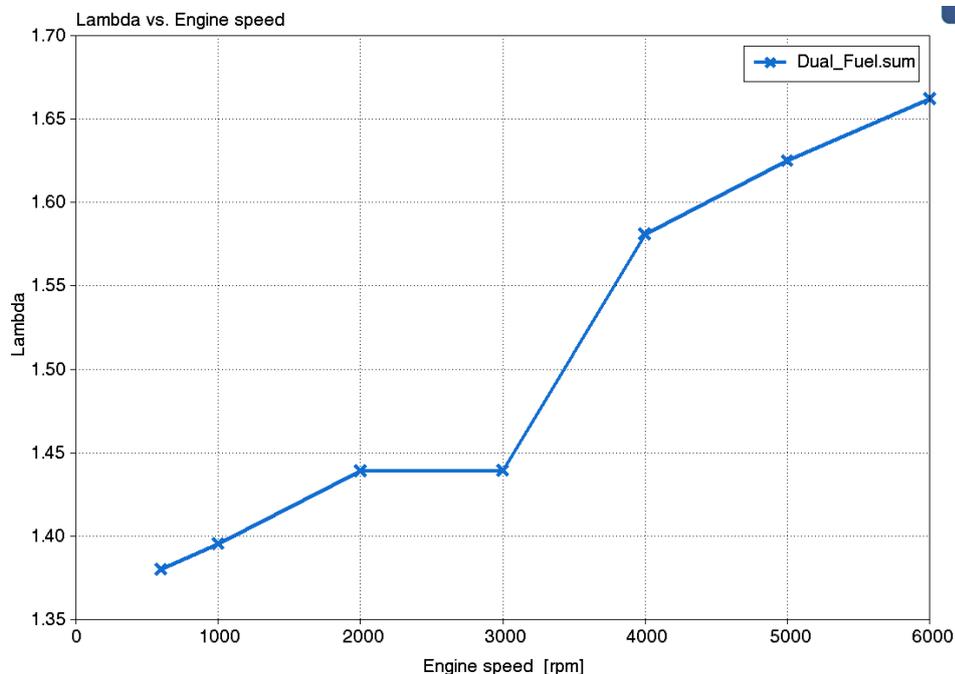
При коэффициенте избытка воздуха около 1,4

Рисунок 18 – Зависимость удельных выбросов по NO_2 в г/кВт ч от частоты вращения при работе с коэффициентом избытка воздуха около 1 и около 1.4.

На рисунке 19 представлена зависимость коэффициента избытка воздуха от частоты вращения при работе с коэффициентом избытка воздуха около 1 и около 1.4.



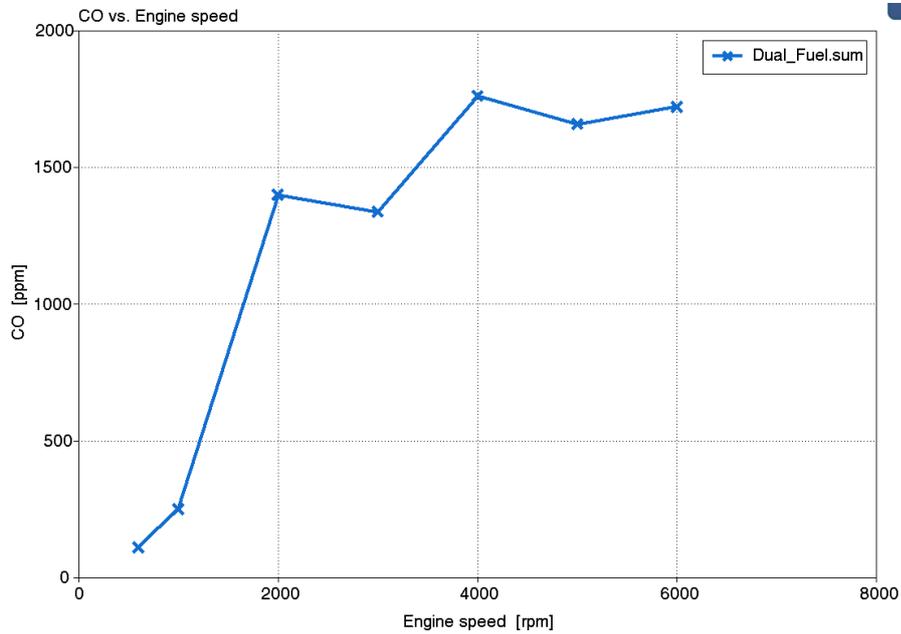
При коэффициенте избытка воздуха около 1



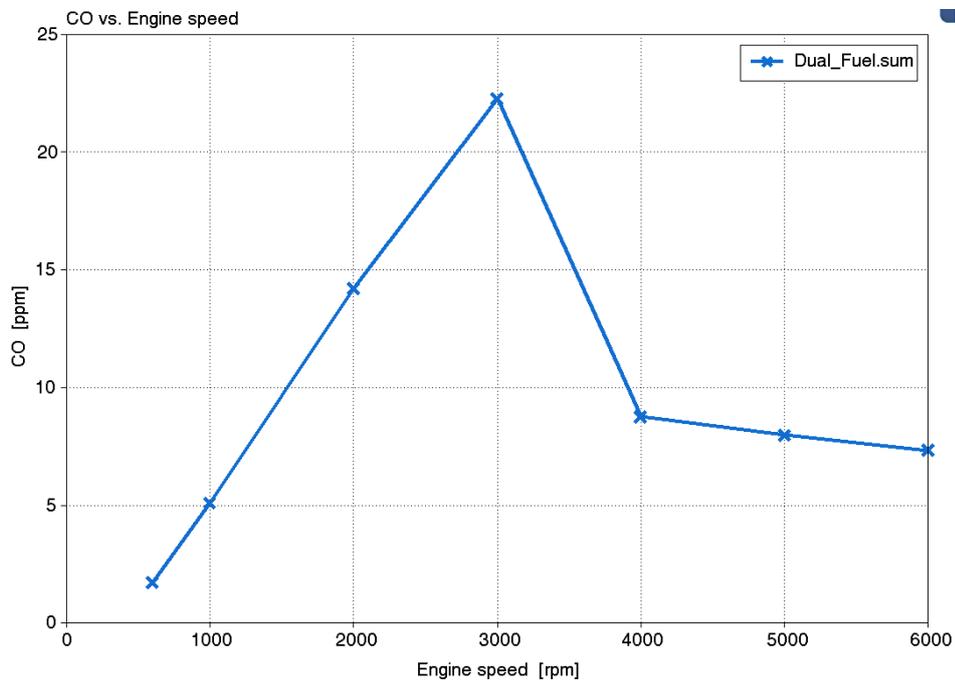
При коэффициенте избытка воздуха около 1,4

Рисунок 19 – Зависимость удельных выбросов по СН в г/кВт ч от частоты вращения при работе с коэффициентом избытка воздуха около 1 и около 1.4.

На рисунке 20 представлена зависимость концентрации CO в мил⁻¹ (ppm) от частоты вращения при работе с коэффициентом избытка воздуха около 1 и около 1.4.



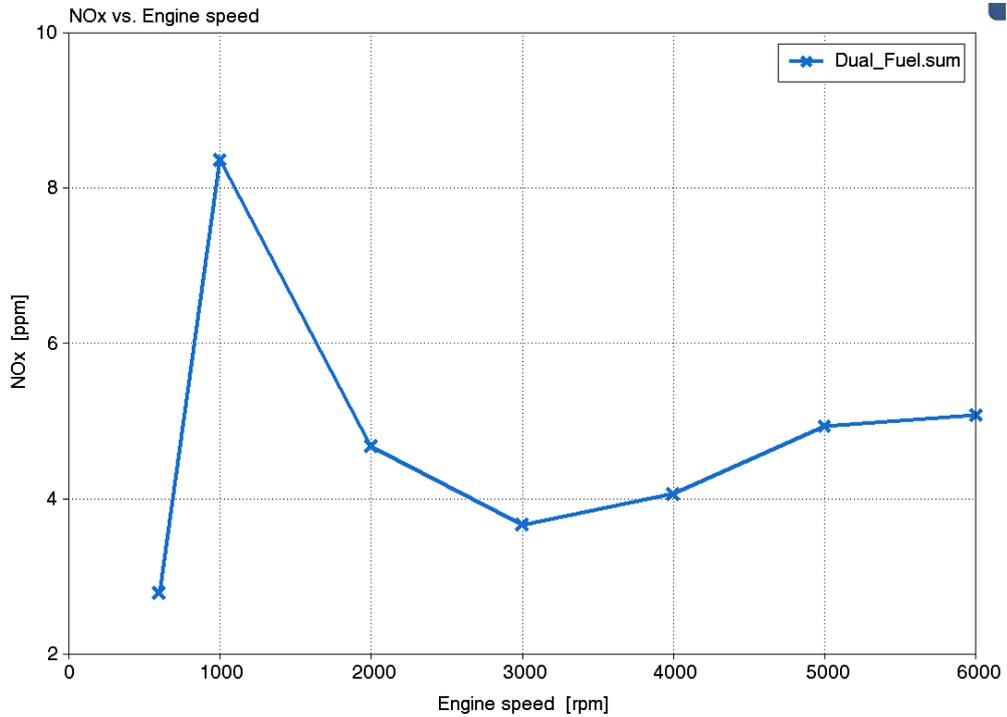
При коэффициенте избытка воздуха около 1



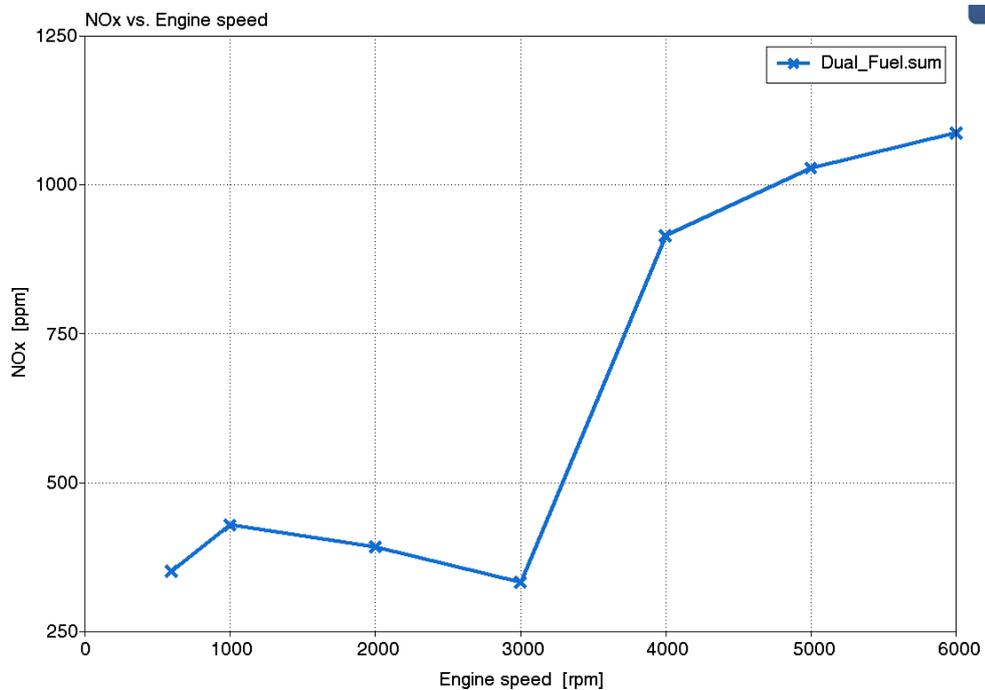
При коэффициенте избытка воздуха около 1,4

Рисунок 20 – Зависимость концентрации CO в мил⁻¹ (ppm) от частоты вращения при работе с коэффициентом избытка воздуха около 1 и около 1.4.

На рисунке 21 представлена зависимость концентрации NO в мил⁻¹ (ppm) от частоты вращения при работе с коэффициентом избытка воздуха около 1 и около 1.4.



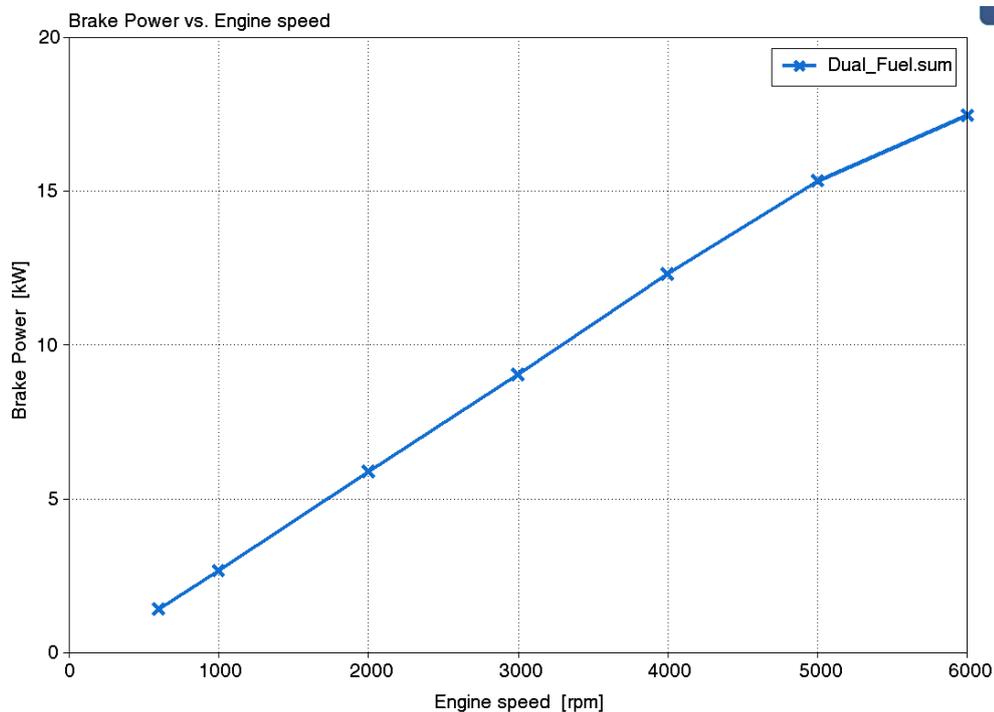
При коэффициенте избытка воздуха около 1



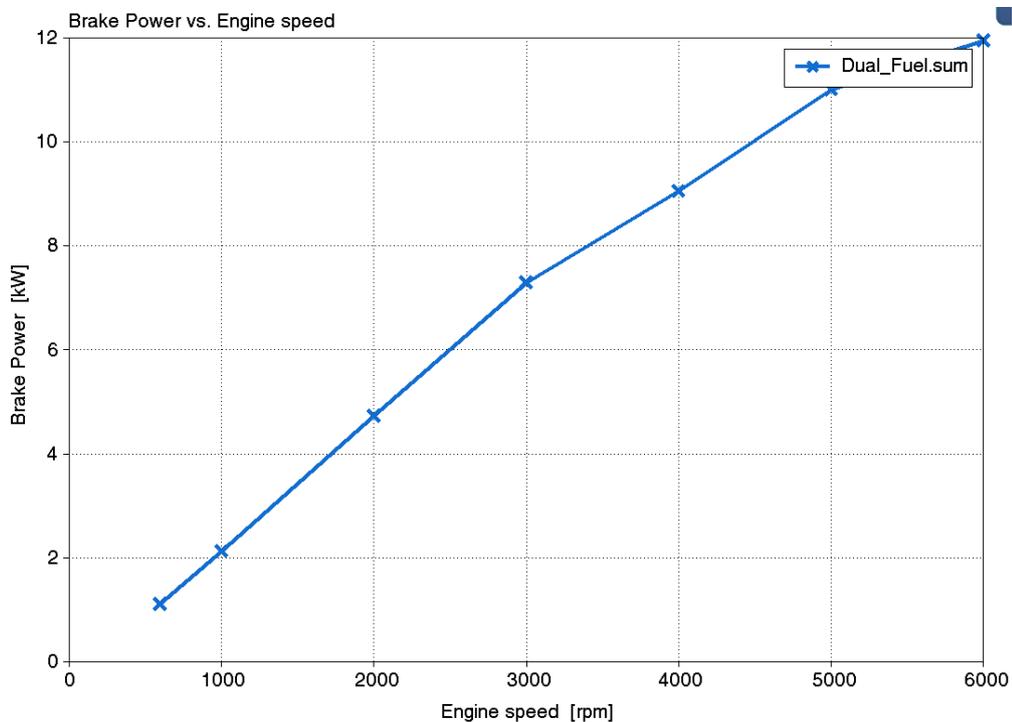
При коэффициенте избытка воздуха около 1,4

Рисунок 21 – Зависимость концентрации NO в мил⁻¹ (ppm) от частоты вращения при работе с коэффициентом избытка воздуха около 1 и около 1.4.

На рисунке 22 представлена эффективная мощность в кВт при работе с коэффициентом избытка воздуха около 1 и около 1.4.



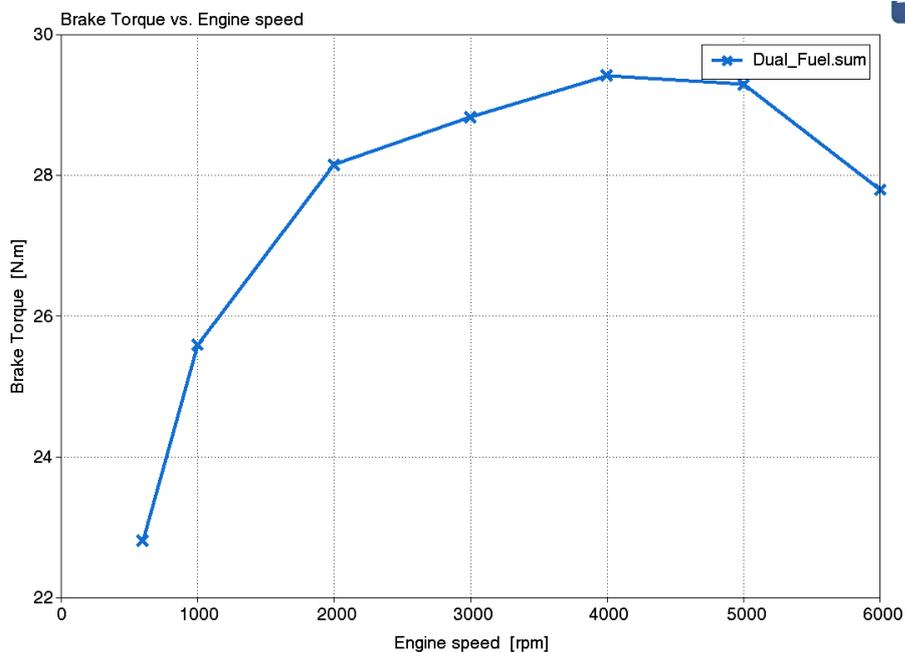
При коэффициенте избытка воздуха около 1



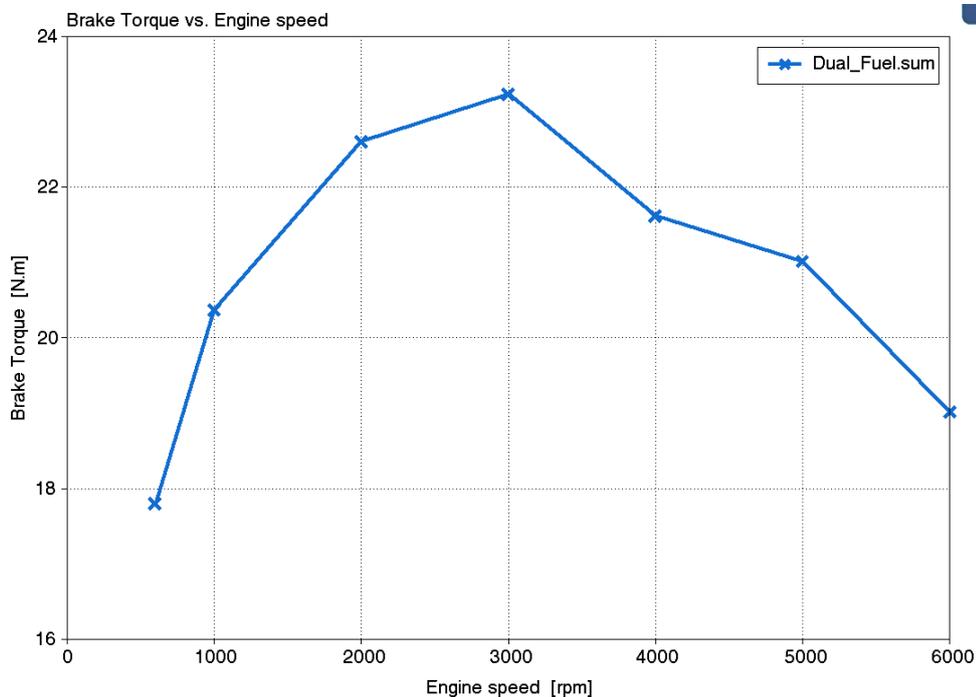
При коэффициенте избытка воздуха около 1.4

Рисунок 22 – Средняя эффективная мощность в кВт при работе с коэффициентом избытка воздуха около 1 и около 1.4.

На рисунке 23 представлен средний эффективный крутящий момент двигателя в (Н м) при работе с коэффициентом избытка воздуха около 1 и около 1.4.



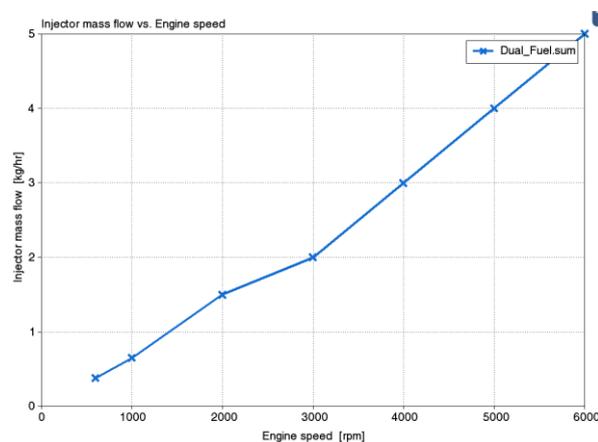
При коэффициенте избытка воздуха около 1



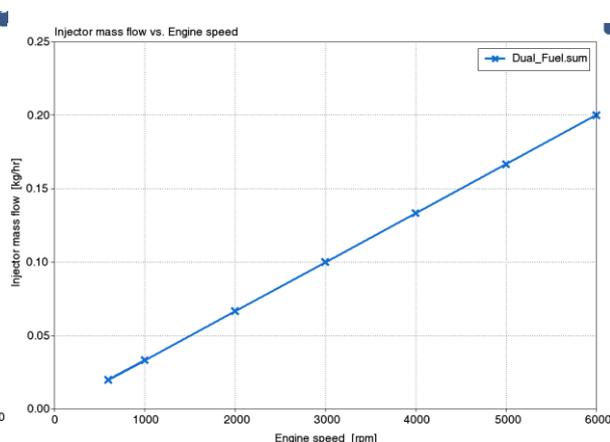
При коэффициенте избытка воздуха около 1,4

Рисунок 23 – Средний эффективный крутящий момент двигателя в (Н м) при работе с коэффициентом избытка воздуха около 1 и около 1.4.

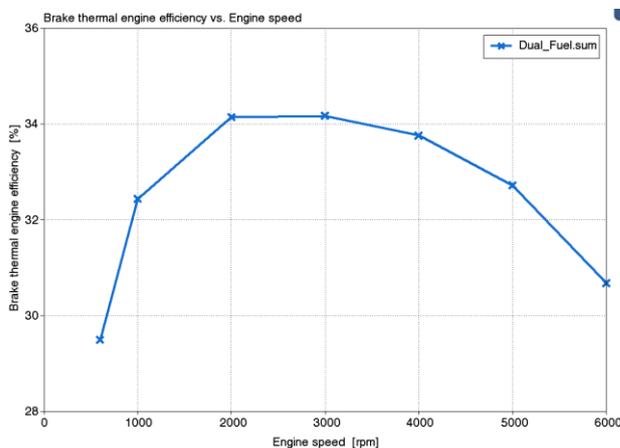
На рисунке 24 представлены характеристики топливоподачи и процесса сгорания при работе с коэффициентом избытка воздуха около 1.



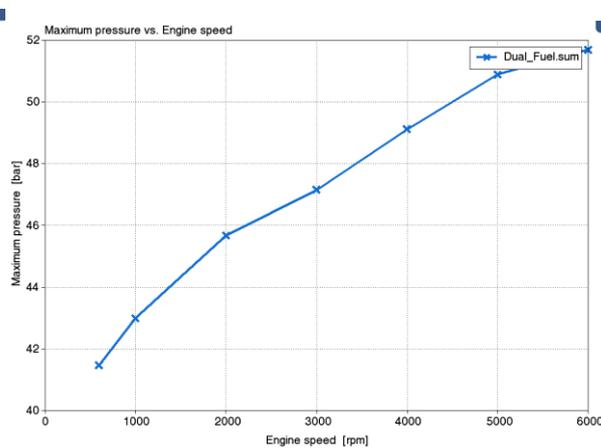
Часовой расход топлива КПП (кг/ч)



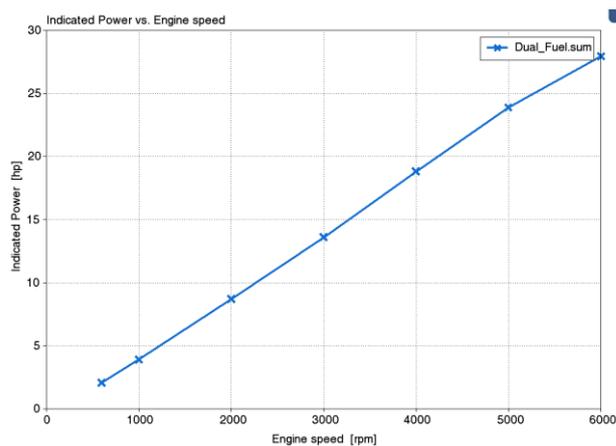
Часовой расход топлива ДТ (кг/ч)



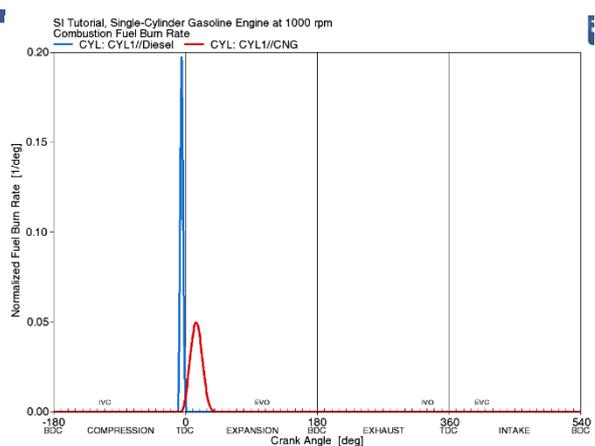
Эффективный КПД



максимальное давление в цикле



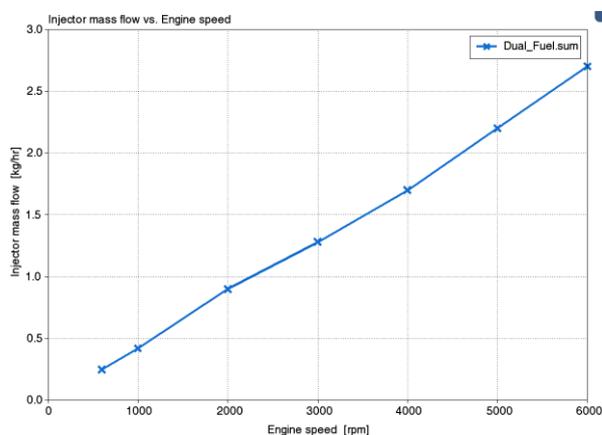
Индикаторная мощность



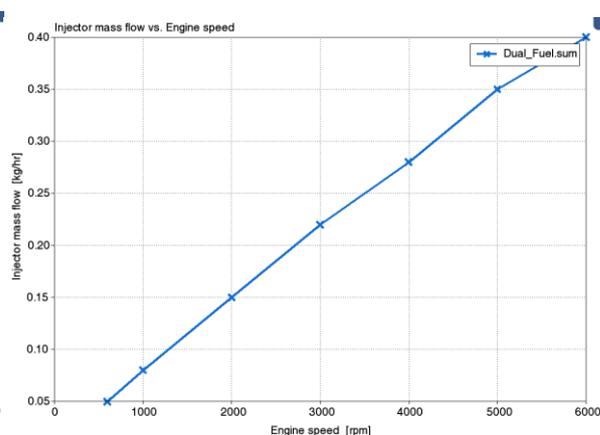
Доля сгоревшего топлива

Рисунок 24 – Диаграммы характеристик топливоподачи и процесса сгорания при работе с коэффициентом избытка воздуха около 1

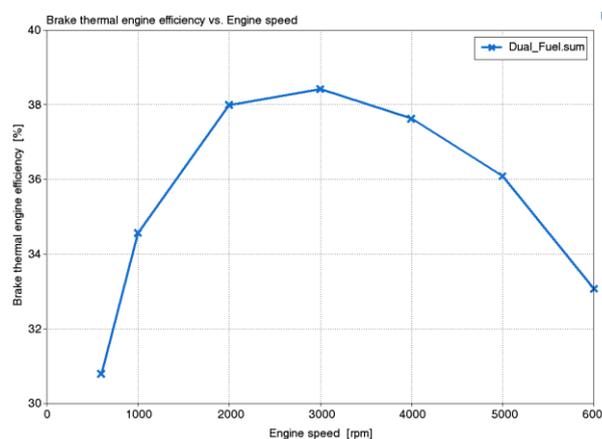
На рисунке 25 представлены характеристики топливоподачи и процесса сгорания при работе с коэффициентом избытка воздуха около 1.4.



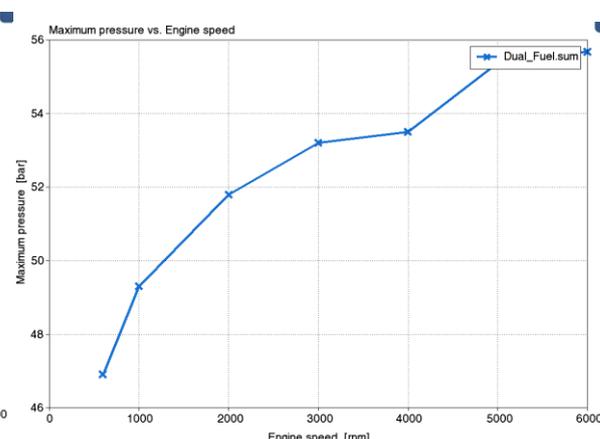
Часовой расход топлива КПП (кг/ч)



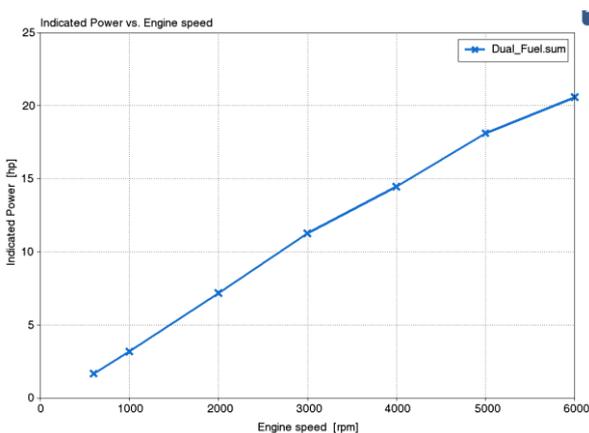
Часовой расход топлива ДТ (кг/ч)



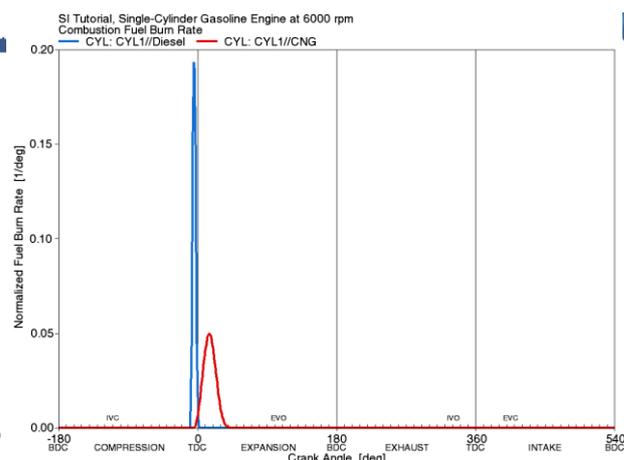
Эффективный КПД



максимальное давление в цикле



Индикаторная мощность



Доля сгоревшего топлива

Рисунок 25 – Диаграммы характеристик топливоподачи и процесса сгорания при работе с коэффициентом избытка воздуха около 1.4

Выводы по 4-му разделу

В ходе стационарного моделирования концепция газодизельного цикла 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 при обеднении смеси и увеличении доли дизельного топлива концентрация оксидов азота значительно увеличивается, что говорит о целесообразности на большинстве режимов пытаться поддерживать стехиометрический состав смеси, а только на режимах низких нагрузок уходить сразу в бедную смесь около 1,8 и ниже для обеспечения низкотоксичного режима работы двигателя. Также видим, что с обеднением смеси растет эффективный КПД цикла.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В бакалаврской работе проведен анализ рабочего процесса газодизельного цикла в трехцилиндровом двигателе. 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 сжатый природный газ, подаваемый во впускной коллектор, который может успешно сгорать при впрыске в конце такта сжатия запальной дозы дизельного топлива. Анализ процесса сгорания альтернативного газодизельного топлива и проведен в данной работе на примере трехцилиндрового дизельного двигателя.
2. Представленные результаты наглядно показывают, что при обеднении смеси и увеличении доли дизельного топлива концентрация оксидов азота значительно увеличивается, что говорит о целесообразности на большинстве режимов пытаться поддерживать стехиометрический состав смеси, а только на режимах низких нагрузок уходить сразу в бедную смесь около 1,8 и ниже для обеспечения низкотоксичного режима работы двигателя. Также видим, что с обеднением смеси растет эффективный КПД цикла.

Выводы по первому разделу

В приведенном выше обзоре литературы представлена перспективные подходы применяемы при проектировании современных дизельных двигателей. Современные подходы показали, что дальнейшее улучшение экологических характеристик невозможно без применения новых топлив, как показывает практика к таким в настоящее время относя газодизельный цикл с подачей сжатого природного газа во впускной трубопровод и впрыскиванием

запальной части дизельного топлива непосредственно перед началом процесса сгорания в конце такта сжатия.

Выводы по второму разделу

Проведенные расчеты трёхцилиндрового дизельного двигателя на газодизельном топливе и на дизельном топливе, показали некоторое снижение эффективных показателей работы двигателя при переходе с дизельного топлива на альтернативное топливо – газодизель.

Выводы по 3-му разделу

Переход на альтернативное топливо, двухтопливная работа двигателя, КПП подается во впускной трубопровод, а воспламеняется запальной дозой дизельного топлива – такой цикл позволяет значительно снизить нагрузки на кривошипно-шатунный механизм.

Выводы по 4-му разделу

В ходе стационарного моделирования концепция газодизельного цикла 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 при обеднении смеси и увеличении доли дизельного топлива концентрация оксидов азота значительно увеличивается, что говорит о целесообразности на большинстве режимов пытаться поддерживать стехиометрический состав смеси, а только на режимах низких нагрузок уходить сразу в бедную смесь около 1,8 и ниже для обеспечения низкотоксичного режима работы двигателя. Также видим, что с обеднением смеси растет эффективный КПД цикла.

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 für realitätsnahe 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. Sciarretta. 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