

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 Газовый малолитражный двигатель с турбонаддувом

Студент

Д.Д. Даценко

(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 применения системы наддува для повышения эффективности газового автомобильного двигателя.

Целью бакалаврского проекта является повышения эффективности газового автомобильного двигателя за счет применения системы наддува.

Поэтому в данном бакалаврской работе представлены результаты проектирования двигателя Honda CBR600RR с модернизированными элементами системы впуска для осуществления эффективной работы на газовом топливе и наддува, а также приведен анализ влияния различных условий регулирования системы наддува на эффективность и токсичность работы двигателя. Бакалаврская работа состоит из пояснительной записки и графической части.

Пояснительная записка состоит из аннотации, введения, 4 разделов, заключения с основными результатами и выводами, содержит 34 рисунков, 16 таблиц, списка использованных источников (46 источник). Основной текст изложен на 65 страницах.

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

## ABSTRACT

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

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

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

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

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

## СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	4
1 Системы принудительного наддува в автомобильных двигателях ...	5
1.1 Прямозубые компрессоры Рутса .....	6
1.2 Двухвинтовой нагнетатель .....	7
1.3 Центробежный нагнетатель .....	9
1.4 Турбокомпрессоры .....	11
1.5 Характеристика турбокомпрессора .....	14
1.6 Обобщение фактов о наддуве и сравнение характеристик .....	16
1.7 Использование газообразного топлива в двигателях внутреннего сгорания .....	18
2 Тепловой расчет проектируемого двигателя .....	26
2.1 Тепловой расчет базового двигателя .....	27
2.2 Тепловой расчет модернизированного двигателя на компримированном природном газе .....	32
2.3 Тепловой расчет модернизированного двигателя на сжатом природном газе с турбонаддувом .....	37
3 Кинематический и динамический расчет кривошипно-шатунного механизма двигателя .....	42
3.1 Кинематический расчет кривошипно-шатунного механизма двигателя.....	42
3.2 Динамический расчет кривошипно-шатунного механизма двигателя.....	44
4 Анализ токсичности отработавших газов при работе на компримированном природном газе и наддуве .....	51
Заключение .....	59
Список используемых источников .....	61

## ВВЕДЕНИЕ

Использование двигателя внутреннего сгорания (ДВС) на жидком транспортном топливе, по-видимому, будет продолжать играть важную роль в течение следующих нескольких десятилетий [1]. Тем не менее, по-прежнему существуют серьезные проблемы с повышением эффективности использования топлива и сокращением выбросов, учитывая быстрый рост экологических проблем. Согласно последнему исследовательскому отчету Агентства по охране окружающей среды США (EPA), транспорт является вторым по величине источником (34%) выбросов углекислого газа (CO<sub>2</sub>) в США, за которым следует производство электроэнергии (40%). В транспортном секторе на автомобили малой грузоподъемности (легковые автомобили и малотоннажные грузовики) приходится почти 60%, а на автомобили средней и большой грузоподъемности - 23% [2]. Это ясно указывает на то, что улучшение топливной экономичности и сокращение выбросов CO<sub>2</sub> дорожными транспортными средствами могут оказать существенное влияние на сохранение глобальной окружающей среды.

В последнее время регулирующие органы по всему миру установили беспрецедентно высокие стандарты экономии топлива и выбросов CO<sub>2</sub>.

За последние несколько лет автомобильная промышленность внедрила ряд новых технологий для соблюдения этих новых правил, таких как интеграция легких материалов, холостой ход, системы торможения с рекуперацией энергии, уменьшение размера двигателя с помощью системы принудительной индукции (FIS) и гибридные или аккумуляторные электромобили [4-5]. Среди этих новейших технологий уменьшение размеров двигателя с помощью FIS набирает популярность как жизнеспособное решение.

## 1 Системы принудительного наддува в автомобильных двигателях

Типы компрессоров, используемых в двигателях внутреннего сгорания, в основном бывают двух типов: объемные и динамические (центробежные или осевые).

В объемном компрессоре объем газа захватывается и сжимается за счет движения граничного элемента компрессора. Компрессоры объемного действия трех типов: поршневые (рисунок 1а), компрессоры Рутса (рисунок 1б), лопастные и винтовые компрессоры (рисунок 1в и г), как показано на рисунке 1. КПД объемных компрессоров варьируется от примерно 50 % для компрессора Рутса до более 90 % для винтового компрессора.

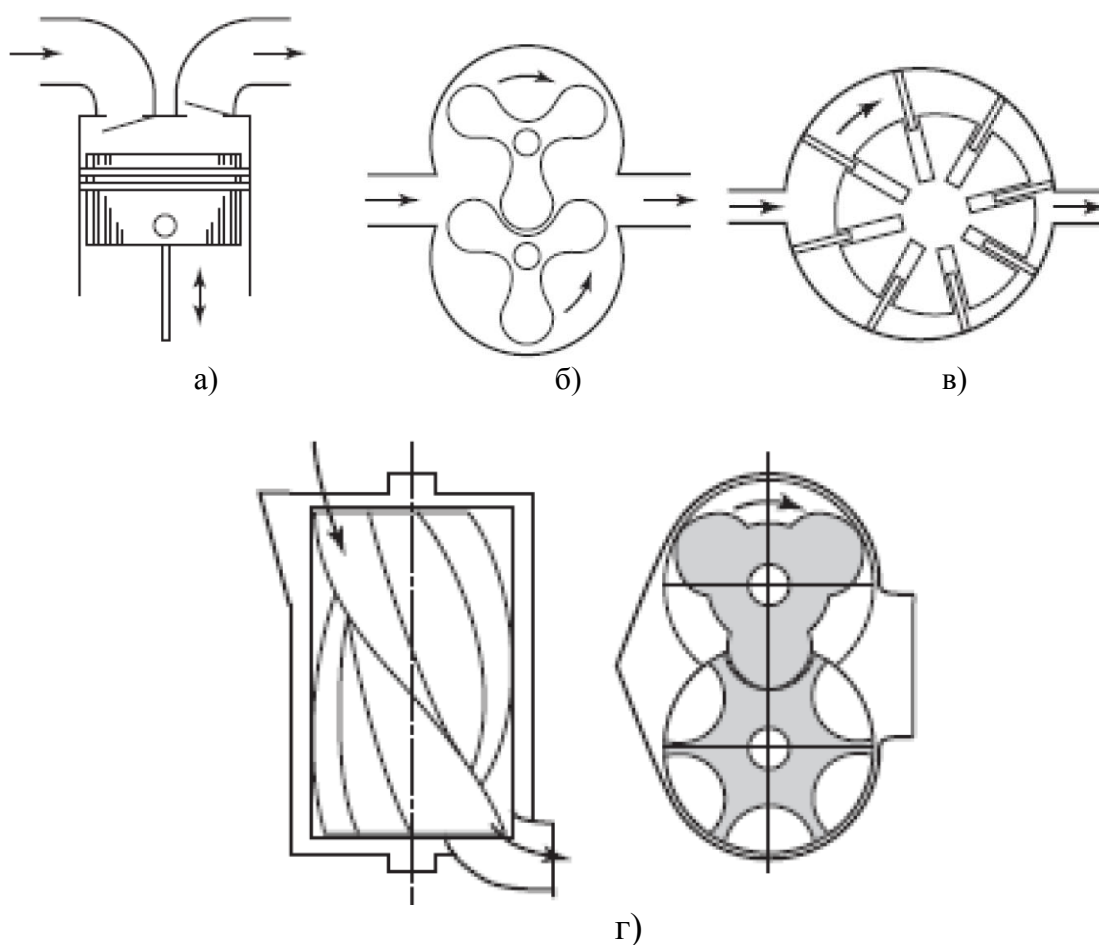


Рисунок 1 – Типы объемных компрессоров, применяемых в автомобилях. [7]

Динамический компрессор имеет вращающийся элемент, который добавляет тангенциальную скорость к потоку, который преобразуется в давление в диффузоре. Два типа динамических компрессоров и турбин — радиальные (центробежные) и осевые.

Обычно используемые типы нагнетателей в автомобилестроении — прямозубые Рутса, двухвинтовые и центробежные.

### **1.1 Прямозубые компрессоры Рутса**

Нагнетатель Рутса - самая старая конструкция. В 1885 году Готлиб Даймлер запатентовал нагнетатель собственной конструкции, принцип работы которого аналогичен компрессору братьев Рутс. Как показано на рис. 2, внутри корпуса нагнетателя есть два зацепляющихся лепестка, которые вращаются, улавливают воздух в карманах между собой и переносят его со стороны наполнения на сторону нагнетания. Воздух не сжимается внутри нагнетателя, он просто выдувает фиксированный объем воздуха при каждом обороте во впускной коллектор и «складывает его», что создает высокое давление.

У этой конструкции есть минусы:

- Тот факт, что сжатие происходит во впускном коллекторе, имеет неприятное последствие, оно производит много тепла.
- Как и все нагнетатели, он использует энергию непосредственно от двигателя, что приводит к паразитному сопротивлению, хотя прирост мощности от нагнетателя больше, чем потери, это приводит к более высокому расходу топлива.
- Из-за своей конструкции нагнетатель Рутса обычно имеет большой вес и должен устанавливаться в верхней части двигателя, что означает, что центр тяжести также располагается выше.

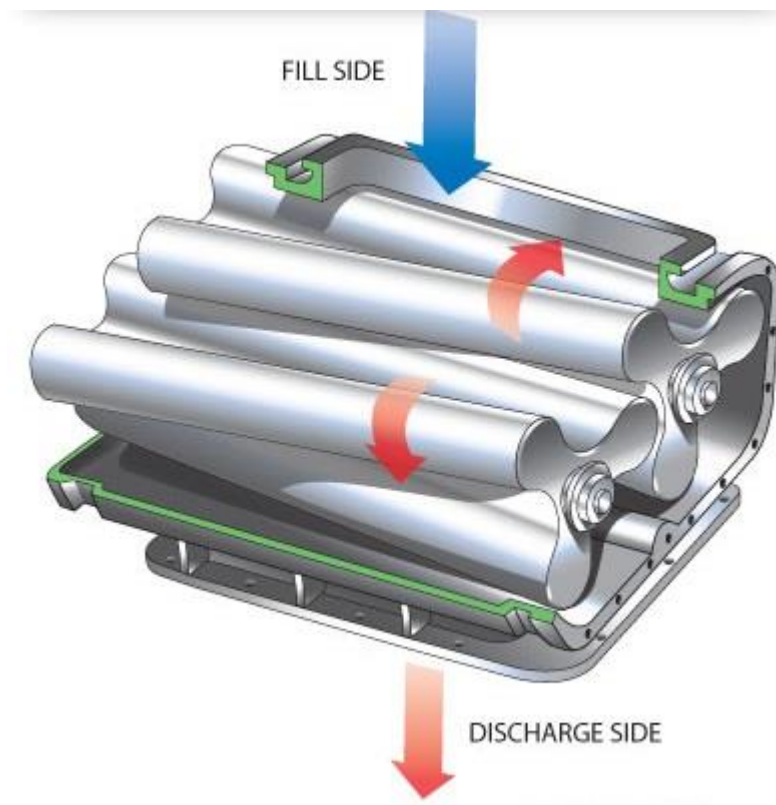


Рисунок 2 – Нагнетатель Рутса [25]

Тем не менее, у него есть некоторые плюсы:

- Повышение мощности происходит мгновенно при низких оборотах и «предсказуемо», прирост мощности линейно зависит от отклика дроссельной заслонки.
- Конструкция проста, надежна и недорога.
- Нет необходимости в смазке.

## 1.2 Двухвинтовой нагнетатель

Двухвинтовой нагнетатель является модификацией компрессора Рутса. На рисунке 3 показан его принцип. Он работает, протягивая воздух через пару зацепляющихся лепестков, которые напоминают набор червячных передач. Как и в нагнетателе Рутса, воздух внутри двухвинтового нагнетателя задерживается в карманах, образованных лопастями ротора. А вот двухвинтовой нагнетатель сжимает воздух внутри корпуса ротора. Это



связано с тем, что роторы имеют коническую конусность, а это означает, что воздушные карманы уменьшаются в размерах по мере движения воздуха со стороны наполнения на сторону нагнетания.

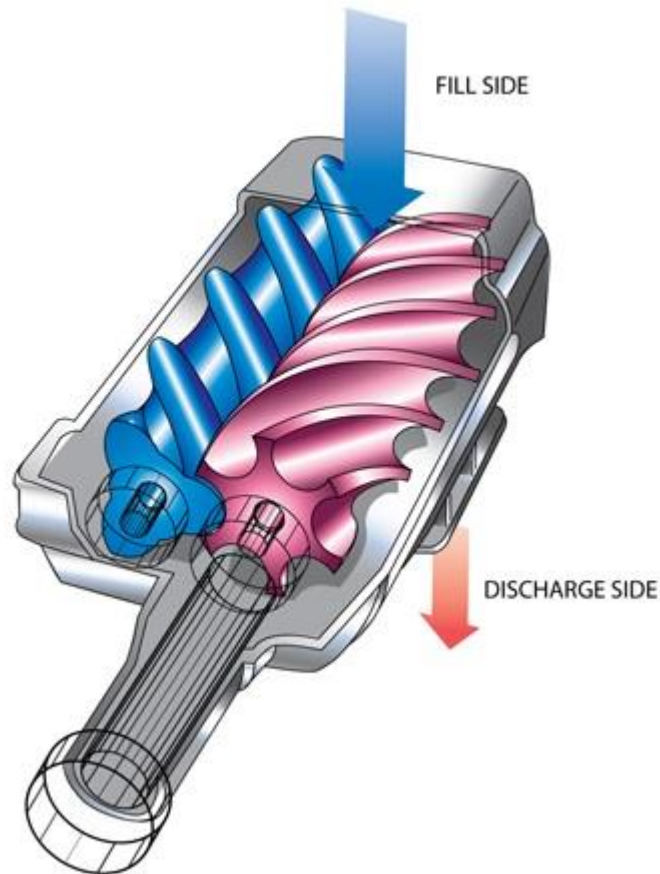


Рисунок 3 – Двухвинтовой нагнетатель [26]

Плюсы:

- Термический КПД почти такой же, как у центробежного компрессора.
- Очень хороший наддув при низких оборотах из-за очень жестких допусков между роторами.
- Очень высокая надежность – практически нет изнашиваемых деталей.

Минусы:

- Цена – конструкция требует точной и, следовательно, дорогостоящей обработки.

- Если какой-либо байпас не используется, возникают потери из-за внутренней степени сжатия, даже когда он не передает наддув двигателю (т. е. при крейсерском режиме или замедлении).

### 1.3 Центробежный нагнетатель

Как показано на рисунке 4, центробежный компрессор состоит из неподвижного входного корпуса, рабочего колеса с вращающимися лопастями и неподвижного диффузора.

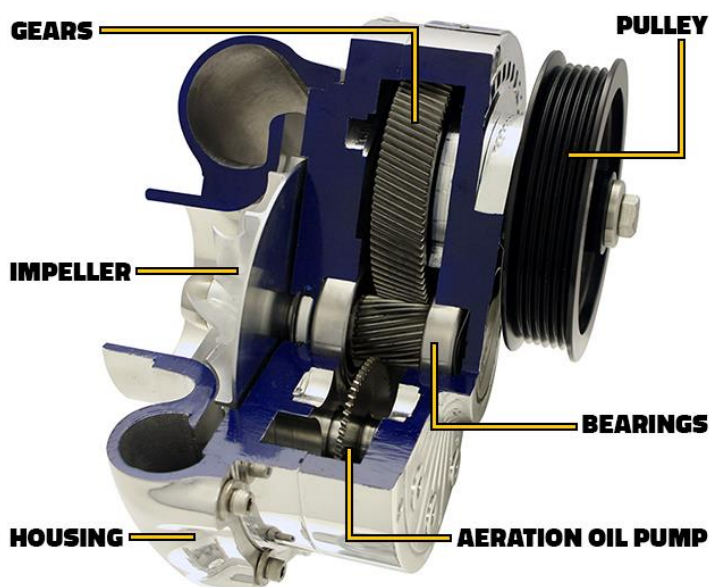


Рисунок 4 – Центробежный нагнетатель в разрезе [29]

Рабочее колесо приводится в действие через зубчатый механизм и ременную передачу от коленчатого вала на очень высоких скоростях, чтобы быстро всасывать воздух в небольшой корпус компрессора. Скорость вращения крыльчатки может достигать порядка 100 000 об/мин. Когда воздух втягивается в ступицу крыльчатки, центробежная сила заставляет его двигаться наружу. Воздух выходит из крыльчатки с высокой скоростью, но с низким давлением. Диффузор (набор стационарных лопастей, окружающих рабочее колесо) преобразует высокоскоростной воздух низкого давления в

низкоскоростной воздух высокого давления. Молекулы воздуха замедляются, когда ударяются о лопасти, что снижает скорость воздушного потока и увеличивает давление.

На рисунке 5 на диаграмме  $h$ - $s$  показано, как каждая часть компрессора влияет на общее давление.

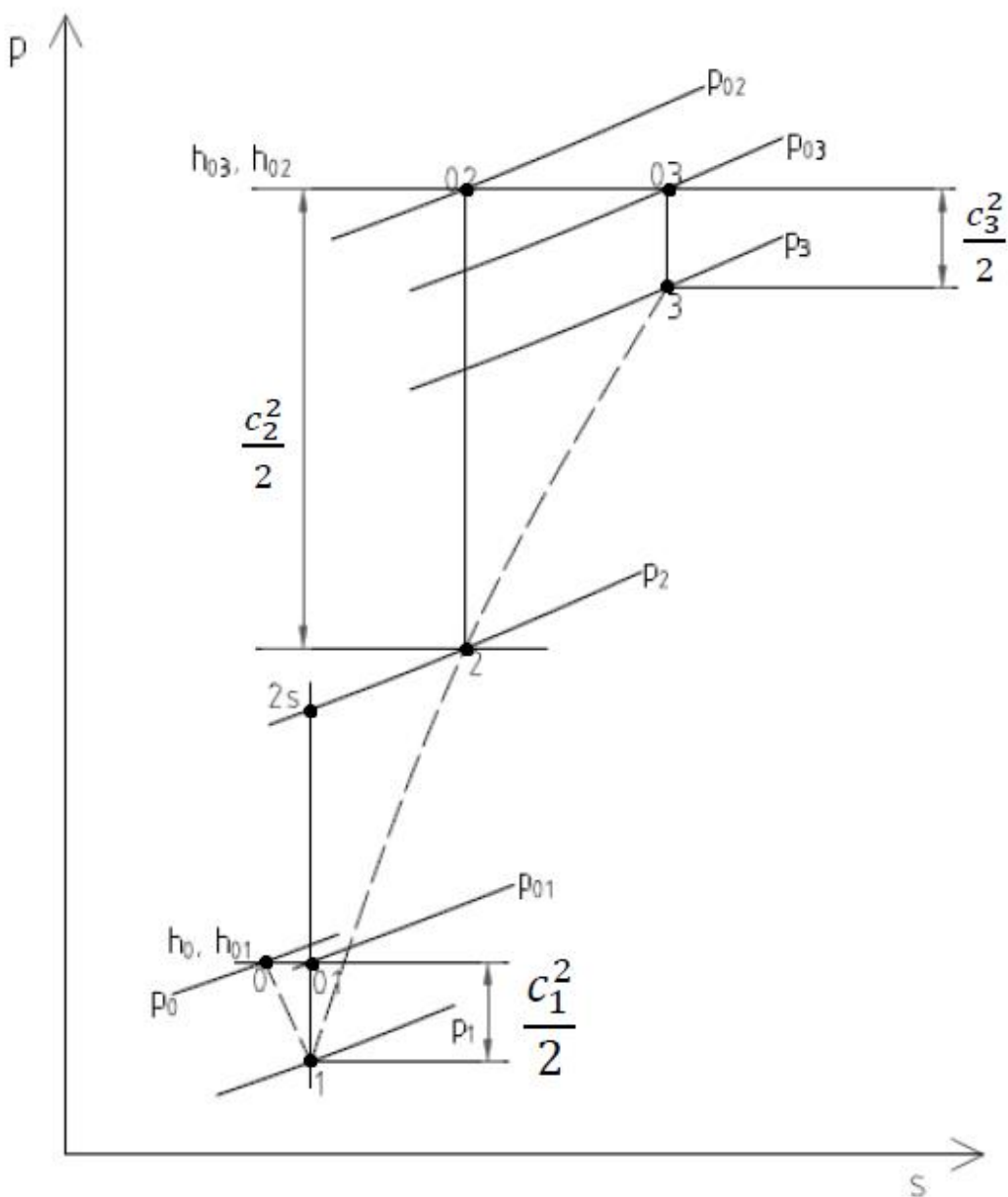


Рисунок 5 – Энтальпийно-энтропийная диаграмма потока через центробежный компрессор [6]

Воздух в стагнационном состоянии 0 разгоняется на входе до давления  $p_1$  и скорости  $C_1$ . Изменение энтальпии равно  $C_1^2/2$ . Сжатие в проточных каналах крыльчатки увеличивает давление до  $p_2$  и скорость  $C_2$ , что соответствует состоянию застоя  $0_2$ , если вся кинетическая энергия была восстановлена. Изэнтропический эквивалентный процесс сжатия имеет выходное статическое состояние  $2s$ . Диффузор, состояния 2–3, преобразует кинетическую энергию на выходе из рабочего колеса в повышение давления  $(p_3-p_2)$  за счет замедления газа в расширяющихся каналах тщательной формы. Конечное состояние в коллекторе имеет статическое давление  $p_3$ , низкую кинетическую энергию  $C_3^2/2$  и давление торможения  $p_{03}$ , которое меньше  $p_{02}$ , поскольку процесс диффузии неполный и необратимый.

Плюсы:

- Термический КПД – центробежные компрессоры наиболее эффективны
- Температурный – благодаря своей конструкции температура не так сильно повышается
- Комплектация – относительно небольшие размеры позволяют использовать различные варианты размещения
- Пиковая мощность – центробежные компрессоры обеспечивают максимальный наддув при высоких оборотах (см. рисунок 8).

Минусы:

- Низкий крутящий момент – так как это не компрессор с постоянным рабочим объемом, наддув растет нелинейно
- Смазка – эта конструкция требует дополнительной смазки моторным маслом, что предъявляет к ней дополнительные требования.

#### **1.4 Турбокомпрессоры**

Турбонагнетатели определяются как устройства, которые соединяют компрессор с турбиной, приводимой в движение выхлопными газами, так что увеличение давления пропорционально частоте вращения двигателя.

Турбокомпрессор был впервые изобретен в 1906 году, и его применение расширилось от судовых дизельных двигателей до автомобильных дизельных двигателей, а затем и двигателей с искровым зажиганием.

Турбокомпрессор представляет собой спаренный динамический центробежный компрессор и динамическую турбину, из-за высоких скоростей вращения, порядка 100 000 об/мин, необходимых для эффективной работы при типичных расходах и степенях давления ДВС. В автомобильных приложениях для компрессора используется геометрия с радиальным потоком наружу, а для турбины используется радиальный поток внутрь. Поперечное сечение турбокомпрессора с радиальным компрессором и турбиной показано на рисунках 6 и 7.

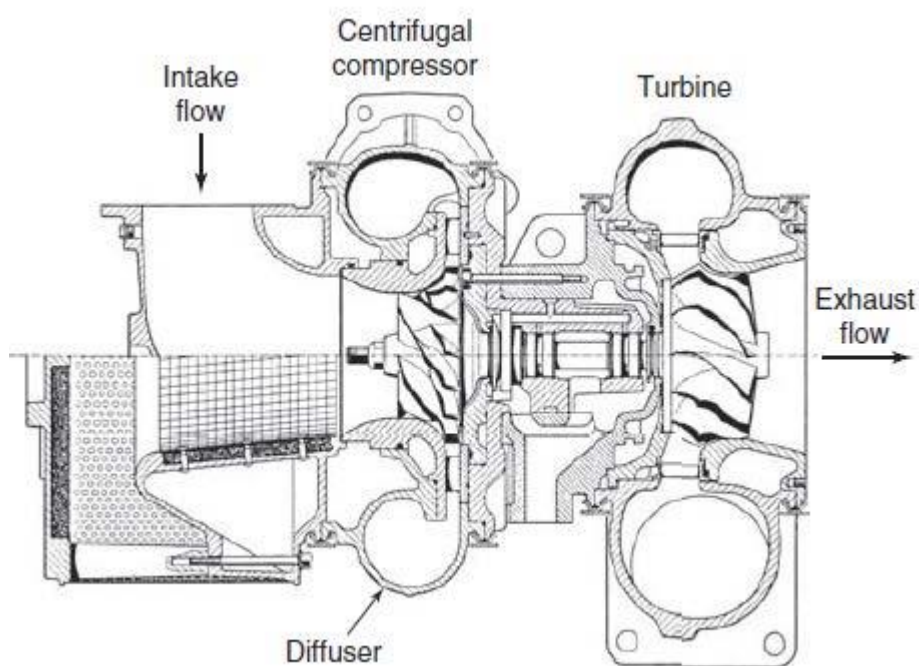


Рисунок 6 – Поперечное сечение турбокомпрессора (Laustela et al., 1995) [7]

Перепускной клапан или турбина с изменяемой геометрией (VGT) используется для управления скоростью потока выхлопных газов в турбину. Перепускной клапан представляет собой дроссельный или тарельчатый клапан, управляемый напрямую давлением во впускном коллекторе или блоком управления через вакуумные приводы, чтобы предотвратить сжатие

всасываемого воздуха турбонагнетателем выше установленного предела детонации или предела напряжения двигателя. В настоящее время более распространены системы VGT, которые обеспечивают более широкий спектр возможностей использования ТС с более высокой эффективностью, хотя эти системы являются более сложными и дорогими.



Рисунок 7 – Турбокомпрессор в разрезе [7]

Турбина также может быть механически соединена с приводным валом двигателя, такая конфигурация называется компаундированием. Турбокомпрессоры, используемые в тепловозах, используют муфту, установленную на приводном валу, для привода компрессора на низких оборотах двигателя, когда недостаточно мощности турбины. При более высоких оборотах двигателя сцепление отключается, и компрессор приводится в действие выхлопными газами, протекающими через турбину. Компрессоры и турбины с осевым потоком обычно используются в судовых турбонагнетателях. [7]

## 1.5 Характеристика турбокомпрессора

Этот процесс нацелен на выбор турбокомпрессора с правильными характеристиками для достижения требуемых характеристик крутящий момент-скорость с самым низким BSFC двигателя. Этот процесс имеет различные ограничения. Наиболее важным является запас прочности. Это можно понять, взглянув на рисунок 8. Пунктирная линия в левой части карты представляет собой линию помпажа, которая является пределом минимального массового расхода, ниже которого компрессор помпажно работает. Это состояние может привести к серьезному повреждению компрессора, поэтому турбокомпрессор должен быть подобран таким образом, чтобы никогда не возникало помпажа при любой нагрузке и скорости двигателя. Второе ограничение заключается в том, что компрессор должен работать в области под непрерывной толстой линией в верхней правой части карты, над которой произойдет дросселирование, поскольку в этом случае компрессор не сможет обеспечить требуемый массовый расход. Третье ограничение заключается в том, что максимальная расчетная частота вращения турбонаддува не должна превышать. Это ограничение обычно выполняется за счет системы перепускных клапанов, которая работает как байпас и активируется давлением на выходе компрессора. Поскольку давление на выходе компрессора является функцией скорости вращения, при превышении давления, соответствующего максимальной скорости турбонагнетателя, открывается байпас турбины. Это снижает мощность турбины и предотвращает дальнейшее ускорение турбонагнетателя. Если турбина имеет изменяемую геометрию, перепускной клапан отсутствует, и превышения скорости можно избежать, открывая лопатки турбины.

Основная цель процесса согласования заключается в том, чтобы турбокомпрессор мог обеспечить наддув, необходимый для достижения требуемой выходной мощности двигателя и выбросов сажи. В турбокомпрессоре, который имеет турбину с фиксированной геометрией без

сопла, это в основном достигается за счет настройки отношения площади входного отверстия улитки турбины к радиусу ( $A/R$ ). Турбина с низким отношением  $A/R$  ограничивает поток выхлопных газов больше, чем турбина с высоким отношением  $A/R$ , что приводит к более высокому коэффициенту расширения и мощности турбины. Это означает, что путем настройки отношения  $A/R$  турбины регулируется наддув двигателя. В турбокомпрессоре с турбиной с изменяемой геометрией (VGT) угол сопла может динамически изменяться, чтобы регулировать мощность проглатывания турбины. Это эквивалентно изменению отношения  $A/R$  в турбине с фиксированной геометрией без сопла.

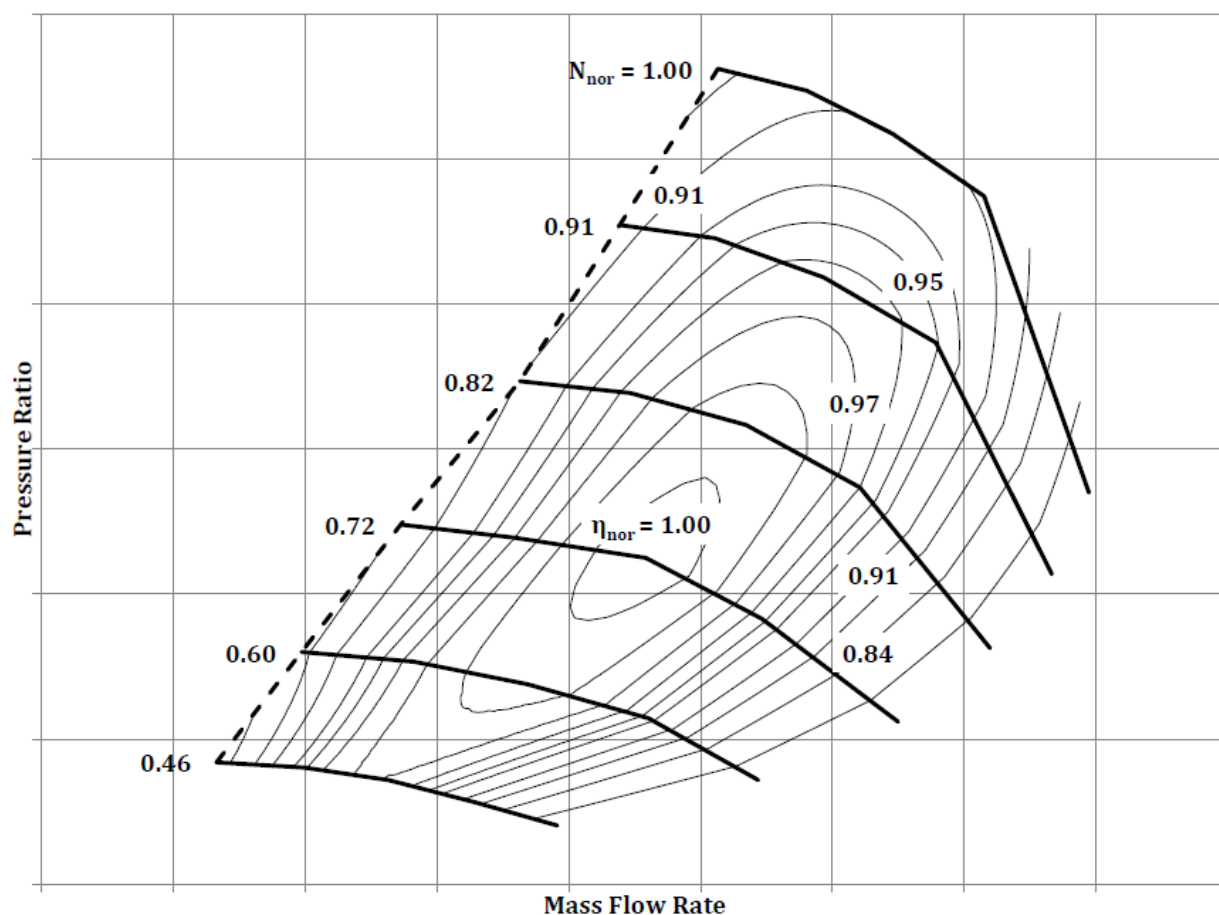


Рисунок 8 – Типичная карта производительности компрессора турбокомпрессора.  $N_{nor}$  обозначает нормализованную скорость вращения ротора, а  $\eta_{nor}$  обозначает нормализованную изэнтропическую эффективность. Пунктирная линия в левой части карты представляет собой линию помпажа. [8]



В рамках ограничений работы компрессора и минимального выходного крутящего момента двигателя, описанных выше, компрессор выбирается таким образом, чтобы он работал в области высокой эффективности своей карты производительности, а соотношение  $A/R$  на входе в турбину выбирается для достижения наддува, при котором достигается наилучший результат. возникает КПД двигателя. Оптимальный наддув зависит от эффективности турбины и компрессора, от процесса сгорания в цилиндрах и от энергии, содержащейся в выхлопных газах. Как следствие, этот оптимальный наддув изменяется в зависимости от нагрузки двигателя и условий скорости, и турбонагнетатель должен быть подобран с учетом типичного рабочего цикла двигателя. Недостаток оптимизации наддува двигателя для повышения эффективности заключается в том, что для большинства применений результирующая переходная характеристика двигателя является неудовлетворительной. Чтобы решить эту проблему, давление наддува обычно устанавливается выше, чем при наилучшем повышении эффективности, в результате чего увеличивается удельный расход топлива тормозов. [8]

## **1.6 Обобщение фактов о наддуве и сравнение характеристик**

По сути, преимущества и недостатки каждого типа наддува зависят от точки зрения, будь то с точки зрения эффективности или с точки зрения управляемости.

Как было сказано ранее, нагнетатели механически соединены с коленчатым валом и поэтому создают давление наддува с задержкой только на время, необходимое для сжатия воздуха во впускном коллекторе. Турбокомпрессоры свободно плавают относительно частоты вращения двигателя и требуют высоких оборотов компрессора для достижения давления наддува, что приводит к задержке срабатывания, называемой турбозадержкой, которая сильно зависит от начальной частоты вращения

двигателя. Чем выше обороты двигателя к началу разгона, тем меньше время срабатывания турбокомпрессора. Идея того, насколько по-разному ведут себя эти системы, показана на рисунке 9.

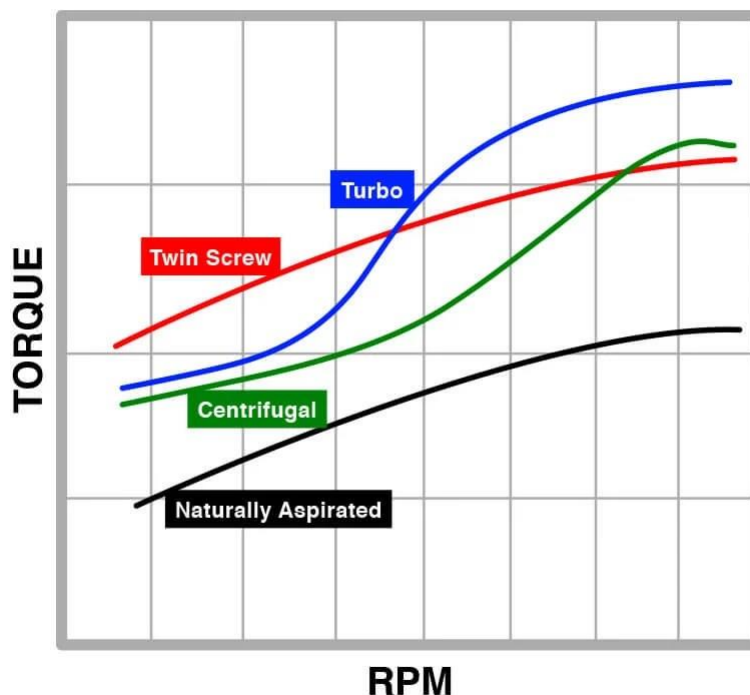


Рисунок 9 – Сравнительный график принудительного наддува [30]

Основным преимуществом турбокомпрессора является его эффективность, он использует отработанную энергию выхлопных газов для создания наддува, который в противном случае просто оказался бы в воздухе. Из-за конструкции ТК необходимо выбирать, в каких областях частоты вращения двигателя, а эти области относительно узкие, поскольку она ограничена шириной карты компрессора и турбины, двигатель будет в основном работать. ТС может быть разработан для работы при относительно низких оборотах, например, в дизельных двигателях, или может быть разработан для какого-либо спортивного применения, обеспечивающего высокий наддув при высоких оборотах. Кроме того, турбокомпрессоры требуют смазки, для чего используется моторное масло. Из-за экстремальной

рабочей температуры это предъявляет повышенные требования к маслу и приводит к более быстрой его деградации.

Наконец, с точки зрения управляемости, когда водитель нажимает на педаль акселератора, мощность не будет расти линейно, что приводит к менее предсказуемому поведению автомобиля. С другой стороны, нагнетатели обеспечивают линейный наддув в широком диапазоне оборотов, и водитель получает именно то, что он хочет, по крайней мере, с нагнетателями корневого или винтового типа. Они не требуют смазки и более долговечны. Однако с точки зрения эффективности они получают энергию непосредственно от двигателя, что приводит к снижению эффективности. [6] [7] [2] [1]

### **1.7 Использование альтернативного газообразного топлива в двигателях с искровым зажиганием**

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

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

- Дизель
- Биодизель (МЭЖК),
- растительное масло, ДМЭ (диметиловый эфир),
- GTL (газ-жидкость),

- BTL (биомасса-жидкость),
- HVO (гидроочищенное растительное масло).

Таблица 1. Обзор топлив

Топливо	Плюсы	Минусы
Топливо с низким содержанием серы	Соответствовать действующим правилам; доступность в настоящее время	Все еще ископаемое топливо; доступность; соответствие после 2026 года под вопросом
Метанол/биометанол	Топливо, рекомендованное CEESA; двухтопливная концепция	Низкая температура вспышки; токсичен при попадании на кожу; пар плотнее воздуха
Диметиловый эфир	Нетоксичный; быстро разлагается в атмосфере; случайные разливы не могут отравить окружающую среду	Уровень технологической готовности 5;
Биодизель	Преобладающее биотопливо; может увеличить температуру воспламенения других видов топлива при смешивании, повышая безопасность	Деградирует со временем; в настоящее время в значительной степени зависит от пальмового масла
Возобновляемое дизельное топливо, полученное гидрогенизацией (HDRD)	Юридически разрешено использовать в существующей дизельной инфраструктуре и транспортных средствах; хорошие характеристики при низких температурах	Ограниченная доступность;
Биотопливо из водорослей	Возможность производства в больших масштабах; безопасный как дизель; заправочное топливо	Текущая стоимость непомерно высока для общего использования; доступность ограничена; низшая теплотворная способность
Сжиженный нефтяной газ (LPG)	Доступно на рынке; хорошая инфраструктура снабжения	Тяжелее воздуха; опасность взрыва; премиальный продукт;
Сжиженный природный газ (СПГ)	Доступность на рынке; государственная поддержка	Стоимость дооснащения; объем хранения топлива; плотность энергии 60% дизельного топлива;
Биометан	Химически идентичен СПГ; топливо, наиболее безопасное для выбросов CO <sub>2</sub> ; лучшее качество, чем ископаемый СПГ	Рассеянная доступность; дороже, чем СПГ
Электричество	Более эффективен, чем дизельные двигатели в преобразовании энергии;	Низкая плотность энергии; высокие капитальные затраты
ФТ дизель	Нетоксичное топливо (EPA)	Ограниченная доступность; коммерчески невыгодно
Пиролизное масло	Коммерчески жизнеспособная технология; потенциальный заменитель остаточного масла	Еще не сертифицирован для использования в дизельных двигателях; энергоемкость вдвое меньше, чем у дизеля; потенциально нестабильный; ограниченная возможность смешивания с дизельным топливом
Водород и топливный элемент	Наилучшее соотношение энергии к весу среди всех видов топлива	Коммерческие двигатели недоступны; сложно и дорого производить, транспортировать и хранить

Двигатель Отто – топливно-воздушная смесь не воспламенится, пока не появится искра. Степень сжатия намного ниже (обычно 1:11) по сравнению с 1:20 для воспламенения от сжатия (дизель). В двигателях Отто работают следующие виды топлива [3,4,5,6]:

- Бензин, этанол, метанол, природный газ;
- Биометан (как в сжатом (КПГ), так и в жидком виде (СПГ))
- Водород

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

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

- Монотопливо: когда необходимо изменить тип двигателя с дизельного на полуавтоматический (требуется серьезная регулировка, требуется ремонт частей двигателя), например, при переходе с дизельного топлива на СПГ, СПГ, этанол или водород; экономия  $\text{CO}_2$  ниже, чем можно было бы ожидать, исходя из энергоемкости. Дизельные двигатели примерно на 30% эффективнее двигателей Отто из-за более высокой степени сжатия. При переходе с дизельного топлива на СПГ (Otto) это приводит к общему сокращению выбросов  $\text{CO}_2$  на 10–15 %.
- Двойное топливо: при одновременном сжигании газа и дизельного топлива в дизельном двигателе экономия  $\text{CO}_2$  настолько высока, насколько можно ожидать, исходя из энергоемкости. Эта технология включает в себя две топливные системы на автомобиле. Как правило, небольшое количество дизельного топлива используется в качестве

запального топлива для запуска процесса воспламенения с последующим сжиганием выбранного альтернативного топлива. Двигатель может работать на различной комбинации доступных видов топлива. Например, возможна вариация от 100 % дизельного топлива до 97 % СПГ и 3 % дизельного топлива, что приводит к значительной экономии  $\text{CO}_2$  и значительному снижению затрат на стоимость топлива.

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

Природное газообразное топливо не только имеет очень низкое содержание серы, но и его сжигание приводит к значительно более низким выбросам  $\text{NO}_x$ , РМ и  $\text{CO}_2$ , чем их жидкие аналоги. В настоящее время стоимость обычно на 70% ниже, чем у остаточного топлива, и на 85% ниже, чем у дистиллятного топлива. Природный газ может перевозиться в сжатом состоянии, называемом сжатым природным газом (СПГ), или в жидком состоянии, называемом сжиженным природным газом (СПГ).

### **1.7.1 Сжиженный газ пропан – СНГ**

Пропан или СНГ время от времени упоминается в качестве потенциального кандидата на топливо для гибридных автомобилей. Общее мнение во всем мире, по-видимому, заключается в том, что сжиженный нефтяной газ является продуктом премиум-класса и, как таковой, имеет соответствующую цену и является слишком дорогим по сравнению с другими вариантами альтернативного топлива, при этом имеет ограниченные запасы.

### **1.7.2 Сжиженный природный газ – СПГ**

СПГ в настоящее время является проверенным и доступным решением, при этом газовые двигатели производятся с широким диапазоном выходной мощности [51].

Двигатели, работающие на природном газе, уже предлагаются для всего диапазона необходимых мощностей двигателей. Это 4-тактные среднеоборотные двигатели, работающие по циклу Отто и воспламеняемые запальным топливом или искровым зажиганием. Для максимальной мощности также предлагаются двухтактные дизельные двигатели, работающие на природном газе [52]. СПГ можно использовать в специальных однопаливных двигателях (цикл Отто) с более низким КПД, чем в дизельных двигателях. Когда СПГ смешивается с воздухом на входе в дизельный двигатель (двухтопливный процесс), сохраняется высокая эффективность, при этом может быть снижена большая часть потребления дизельного топлива [53]. У двух тактных двигателей имеются проблемы с утечкой несгоревшего газа во время впуска, а так как СПГ является парниковым газом, то распространение двухтактных двигателей затруднено на законодательном уровне.

Стоимость установки газового или двухтопливного двигателя, резервуаров для СПГ, соответствующих трубопроводов и сопутствующего оборудования может увеличить стоимость нового автомобиля до 30% по сравнению с традиционной силовой установкой [54]. При хранении в виде

СПГ топливо занимает в два раза больше места, чем жидкое ископаемое топливо, а при хранении в виде КСПГ оно занимает до пяти раз больше места [55], что приводит к снижению полезной нагрузки. На размер баллонов влияет как плотность энергии СПГ, необходимая дополнительная изоляция, так и цилиндрическая форма существующих резервуаров, которые не позволяют оптимально использовать пространство. Плотность энергии СПГ в 2,4 раза больше, чем у КСПГ, или на 60% меньше, чем у дизельного топлива. Ожидается, что призматические резервуары, когда они станут коммерчески доступными, в некоторой степени снизят требования к пространству [56]. Опасности включают воспламеняемость и низкую температуру замерзания ( $-163\text{ }^{\circ}\text{C}$  или  $-260\text{ }^{\circ}\text{F}$ ). Для облегчения использования этой технологии необходимы хранилища СПГ и дебункеровка (или опорожнение топливных баков) на стоянках. Этап дебункеровки необходим, когда автомобиль должен стоять в течение длительного периода времени. Если на стоянке нет специальных сооружений для разгрузки СПГ, газ будет выкипать, что приведет к огромным потерям метана в атмосферу [57].

Несмотря на отсутствие нормативных драйверов для снижения проскальзывания метана в судовых двигателях, для решения этой проблемы можно использовать различные технологии:

- Для двигателей с циклом Отто количество несгоревшего метана можно уменьшить за счет рециркуляции отработавших газов (EGR), улучшающей стабильность сгорания, или за счет дополнительной обработки отработавших газов катализаторами окисления метана с использованием специальных каталитических материалов, таких как палладий или платина [58].
- В двигателях с дизельным циклом можно использовать концепцию двойного топлива с впрыском под высоким давлением, что достигается за счет меньшего сокращения выбросов  $\text{NO}_x$ . При таком подходе природный газ не смешивается с воздухом перед подачей в двигатель. Вместо этого он впрыскивается непосредственно в камеру сгорания во



время такта сжатия после предварительного впрыска дизельного топлива. Производители двигателей утверждают, что эта технология ограничивает потерю метана в атмосферу через впускной ресивер на не нагруженных режимах до 0,2 г  $\text{CH}_4/\text{кВт ч}$  (или около 0,1% от объемов при подаче во впускной коллектор), практически устраняя проблему [59].

### **1.7.3 Биометан – Био СПГ**

Биометан, который представляет собой метан, полученный из биомассы, является интересным топливом для поддержки перехода от ископаемого топлива к возобновляемым источникам энергии и для достижения целей по сокращению выбросов парниковых газов [60]. Поскольку он химически идентичен ископаемому СПГ, растет интерес к его использованию в автомобильном секторе, в том числе потому, что он может извлечь выгоду из растущей инфраструктуры СПГ.

Биометан обычно считается наиболее экологичным топливом из всех возможных [61]. Согласно van der Gaag (2012), био-СПГ имеет лучшее качество, чем ископаемый СПГ. Его можно производить путем обогащения биогаза или путем термохимической конверсии лигноцеллюлозной биомассы или других форм биомассы в био-СПГ. Модернизация биогаза включает повышение плотности энергии за счет отделения углекислого газа от метана. Кроме того, вода, сероводород и другие загрязняющие вещества удаляются, иногда перед процессом модернизации, чтобы избежать коррозии или других проблем в последующих процессах. В последнее десятилетие была продемонстрирована техническая возможность производства биометана из биогаза в больших масштабах. Производство биометана посредством термохимической конверсии все еще находится на демонстрационной стадии с очень ограниченным проникновением на коммерческий рынок. В Европе существует ряд национальных стандартов для закачки обогащенного и очищенного биогаза в сеть природного газа (IEA, 2014), и CEN разработал проект европейского стандарта (CEN, 2014). Биометан можно применять точно так же, как и СПГ, и поэтому не возникает никаких дополнительных

проблем. Однако для перехода от инвестиций в СПГ к био-СПГ необходимо технологическое развитие для производства необходимого количества биогаза. На данный момент разрозненная доступность биогаза в Европе будет ограничивать внедрение био-СПГ, поскольку никакая внутриевропейская схема сертификации биогаза не позволяет местным предприятиям по производству биогаза поставлять свой биогаз на центральные терминалы СПГ в Европе. В 2014 году в ЕС было более 300 биометановых заводов [63].

### **Выводы по первому разделу**

Проведённый анализ известных источников показал, перспективность применения наддува в двигателях, питаемых сжатым природным газом. Наддув позволяет лучше использовать высокие октановые числа природного газа и убрать эффект снижения наполнения при подаче природного газа во впускной коллектор, из-за замещения газом части поступающего воздуха. Среди вариантов наддува рекомендуется использовать малоразмерный турбокомпрессор. Предлагается устанавливать наддув на малолитражный газовый двигатель.

## 2 Тепловой расчет проектируемого двигателя

Основные параметры двигателя Honda CBR600RR выбранного как прототип для дальнейшей проработки, принятого для расчета приведены в таблице 2, а общий вид двигателя Honda CBR600RR представлен на рисунке 10.



Рисунок 10 – Двигатель Honda CBR600RR выбранного как прототип для дальнейшей проработки

Таблица 2 – Технические параметры двигателя Honda CBR600RR выбранного как прототип для дальнейшей проработки

Параметры двигателя	Базовый
Тип	4-тактный бензиновый
Кол-во цилиндров, тип ГБЦ	4, DOHC
Порядок работы цилиндров	1-3-4-2
Диаметр цилиндров, мм	67
Ход поршня, мм	42,5
Длина шатуна, мм	109
Рабочий объем, л	0,599
Степень сжатия	12,2
Номинальная мощность при (11000) об/мин, кВт (л.с.)	57

## 2.1 Тепловой расчет базового двигателя

Тепловой расчет производится по методике И.И. Вибе, для двигателя на базе серийного двигателя Honda CBR600RR. Расчет проводился для базового двигателя на бензине и модернизированного двигателя на сжатом природном газе и сжатом природном газе с турбонаддувом. Результаты расчета представлены в виде таблиц и графиков. Исследование проводится на пяти режимах работы при оборотах коленчатого вала 1400, 3800, 6000, 11000 и 12000 мин<sup>-1</sup>.

Для удобства анализа регулировочных характеристик представим данные в виде таблицы 3. Коэффициент избытка воздуха принят равным стехиометрическим, так как это обеспечивает оптимальные условия работы трехкомпонентного каталитического нейтрализатора.

Таблица 3 – Регулировочные характеристики базового двигателя

Название параметра, размерность	Условное обозначение	Значение характеристики				
		1400	3800	6000	11000	12000
Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	n	1400	3800	6000	11000	12000
Угол опережения зажигания, ° ПКВ	Θ	10	13	15	18	22
Коэффициент избытка воздуха	α	1	1	1	1	1
Температура подогрева заряда в цилиндре ДВС, °С	ΔT <sub>N</sub>	5	5	5	5	5
Давление на впуске (атмосферное), МПа	P <sub>0</sub>	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
Температура на впуске (окружающей среды), К	T <sub>0</sub>	293,15	293,15	293,15	293,15	293,15
Расчетная политропа сжатия	n <sub>p</sub>	1,3782	1,3776	1,3769	1,3753	1,3749
Действительная политропа сжатия	n <sub>д</sub>	1,3342	1,3343	1,3344	1,3344	1,3344
Предполагаемая температура остаточных газов, К	T <sub>г</sub>	1000	1015	1045	1070	1080
Продолжительность горения, ° ПКВ	φ <sub>г</sub>	50	56	62	68	75
Показатель характера сгорания	m	3	3	3	3	3
Коэффициент выделения теплоты	σ	1	1	1	1	1
Коэффициент использования теплоты	δ <sub>i</sub>	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

Для удобства анализа термохимических характеристик бензина представим их в виде таблицы 4. Массовое содержание элементов в бензине взято из [6 и 12]. Тем самым мы получили действительные значения теоретически необходимое количество воздуха в кг для сгорания 1 кг топлива равно 14.7, что соответствует действительным значениям, получаемым при экспериментах.

Таблица 4 – Термохимические характеристики топлива (бензин Аи-92)

Название характеристики, размерность	Условное обозначение	Значение характеристики
Массовое содержание H	H	0,14268
Массовое содержание C	C	0,84132
Массовое содержание O	O	0,004
Массовое содержание S	S	0,005
Массовое содержание N	N	0,007
Массовое содержание H <sub>2</sub> O	H <sub>2</sub> O	0
Низшая теплота сгорания, МДж/кг	H <sub>u</sub>	43237,518
Теоретически необходимое количество воздуха в кмоль для сгорания 1 кг топлива, кмоль воздуха/кг топлива	L <sub>o</sub>	0,508
Теоретически необходимое количество воздуха в кг для сгорания 1 кг топлива, кг воздуха/кг топлива	l <sub>o</sub>	14,700
Количество компонента продуктов сгорания	Мс CO, кмоль CO/кг топлива	0,0701
	MH <sub>2</sub> O, кмоль H <sub>2</sub> O/кг топлива	0,0713
	MN <sub>2</sub> , кмоль N <sub>2</sub> /кг топлива	0,4023
	MO <sub>2</sub> , кмоль O <sub>2</sub> /кг топлива	0
Общее количество продуктов сгорания топлива, кмоль пр. сг./кг топлива	M <sub>2</sub>	0,5438
Коэффициент изменения горючей смеси	μ <sub>0</sub>	1,0525

Для удобства расчетов цикла для базового двигателя представим данные в виде таблицы 5.

Таблица 5 – Расчет действительного цикла базового двигателя

Название параметра	Условное обозначение	Значение характеристики				
		1400	3800	6000	11000	12000
Частота вращения	$n$ , мин <sup>-1</sup>	1400	3800	6000	11000	12000
Давление остаточных газов	$P_r$ , МПа	0,1037	0,1052	0,1078	0,1180	0,1208
Коэффициент температурного подогрева	$A_T$	-0,1818	-0,1818	-0,1818	-0,1818	-0,1818
Температура подогрева	$\Delta T_N$ , К	-16,8182	-11,3636	-6,3636	5,0000	7,2727
Плотность заряда на впуске	$\rho_v$ , кг/м <sup>3</sup>	1,1882	1,1882	1,1882	1,1882	1,1882
Средняя скорость движения заряда в наименьшем сечении впускной системы	$\omega_{вп}$ , м/с	9,7725	26,5255	41,8824	76,7843	83,7647
Потери давления на впуске	$\Delta P_a$ , МПа	0,0002	0,0011	0,0028	0,0095	0,0113
Давление в конце впуска	$P_a$ , МПа	0,0998	0,0989	0,0972	0,0905	0,0887
Коэффициент остаточных газов	$\gamma_r$	0,0269	0,0274	0,0281	0,0333	0,0353
Коэффициент наполнения	$\eta_v$	1,0094	0,9891	0,9621	0,8661	0,8286
Температура в конце впуска	$T_a$ , К	295,2877	301,3657	307,4871	323,0430	327,0161
Удельный объем рабочего тела в конце наполнения	$V_a$ , м <sup>3</sup> /кг	0,8102	0,8351	0,8668	0,9775	1,0095
Давление в конце сжатия	$P_c$ , МПа	2,8103	2,7836	2,7371	2,5500	2,4994
Температура в конце сжатия	$T_c$ , К	681,2505	695,4467	709,8215	745,7315	754,9032
Политропа расширения	$n_2$	1,1928	1,1932	1,1936	1,1944	0,4923
Удельный объем рабочего тела в момент воспламенения	$V_y$ , м <sup>3</sup> /кг	0,0732	0,0802	0,0872	0,1063	0,1228
Давление рабочего тела в момент воспламенения	$P_y$ , МПа	2,4701	2,2545	2,0823	1,7494	1,4753
Температура рабочего тела в момент воспламенения	$T_y$ , К	659,5841	659,6674	662,8084	678,5328	661,4705
Общая удельная теплота сгорания топлива	$q_z$ , кДж/кг	2306,4111	2305,2051	2303,7873	2292,0658	2287,6569
Давление в процессе сгорания	$E_2$ , МПа	69,4583	67,3574	64,8514	57,2163	55,2925
Степень расширения	$\delta$	4,8096	4,4212	3,9684	3,6719	3,4077
Давление в конце процесса сгорания	$P_z$ , МПа	4,2976	3,7662	3,1957	2,5904	2,2851
Температура в конце процесса сгорания	$T_z$ , К	2514,3216	2470,5690	2424,3113	2395,5481	2351,9286
Давление в конце процесса расширения	$P_b$ , МПа	0,6601	0,6392	0,6166	0,5478	0,5280
Температура в конце процесса расширения	$T_b$ , К	1857,5381	1853,8133	1856,3800	1860,3129	1851,9647
Теоретическая индикаторная работа цикла	$L_T$ , кДж	1,1339	1,1359	1,1296	1,1503	1,1467
Расчетное среднее индикаторное давление	$P_{iT}$ , МПа	1,5244	1,4817	1,4196	1,2819	1,2373
Индикаторный коэффициент полезного действия	$\eta_i$	0,4398	0,4363	0,4297	0,4310	0,4349
Удельный индикаторный расход топлива	$g_i$ , г/кВт*ч	189,3093	190,8340	193,7602	193,1707	191,4679
Давление механических потерь	$P_m$ , МПа	0,0564	0,0948	0,1301	0,2101	0,2261
Средняя скорость поршня	$C_{п}$ , м/с	1,9833	5,3833	8,5000	15,5833	17,0000
Среднее эффективное давление	$P_e$ , МПа	1,4680	1,3869	1,2895	1,0718	1,0112
Механический КПД	$\eta_m$	0,9630	0,9360	0,9084	0,8361	0,8173
Эффективный КПД	$\eta_e$	0,4235	0,4084	0,3903	0,3604	0,3554
Удельный эффективный расход топлива	$g_e$ , г/кВт*ч	196,5841	203,8824	213,3014	231,0355	234,2790
Эффективная мощность	$N_e$ , кВт	10,2649	26,3233	38,6441	58,8863	60,6079
Часовой расход топлива	$G_T$ , кг/ч	2,0179	5,3669	8,2428	13,6048	14,1992
Крутящий момент	$M_e$ , Н*м	70,0162	66,1498	61,5040	51,1202	48,2303

По результатам расчетов построим индикаторные диаграммы в P-V координатах (рисунок 11) и внешнюю скоростную характеристику (рисунок 12).

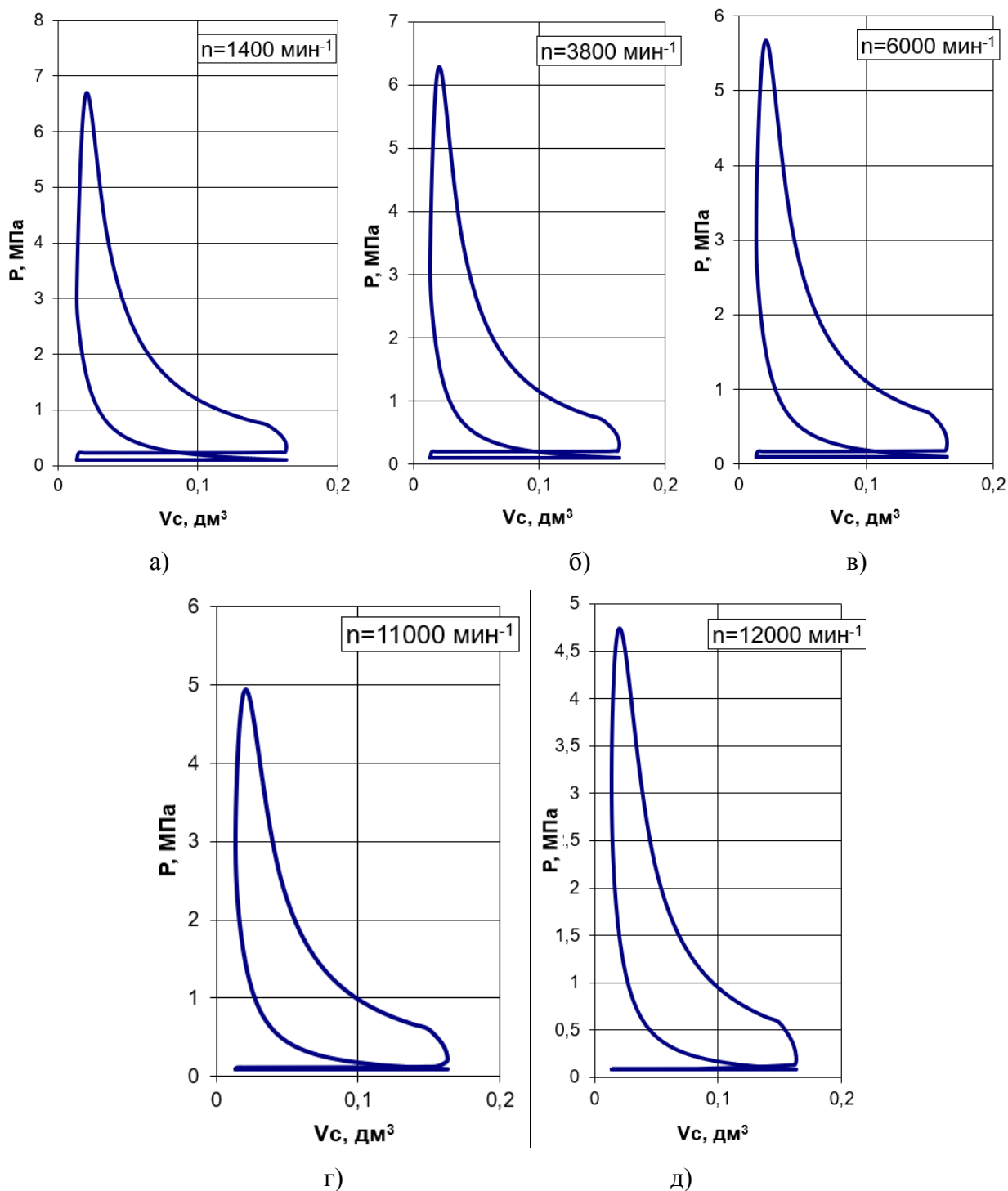


Рисунок 11 – Индикаторные диаграммы в P-V координатах, для исследуемых частот вращения: (а) 1400; (б) 3800; (в) 6000; (г) 11000 и (д) 12000 мин<sup>-1</sup>.

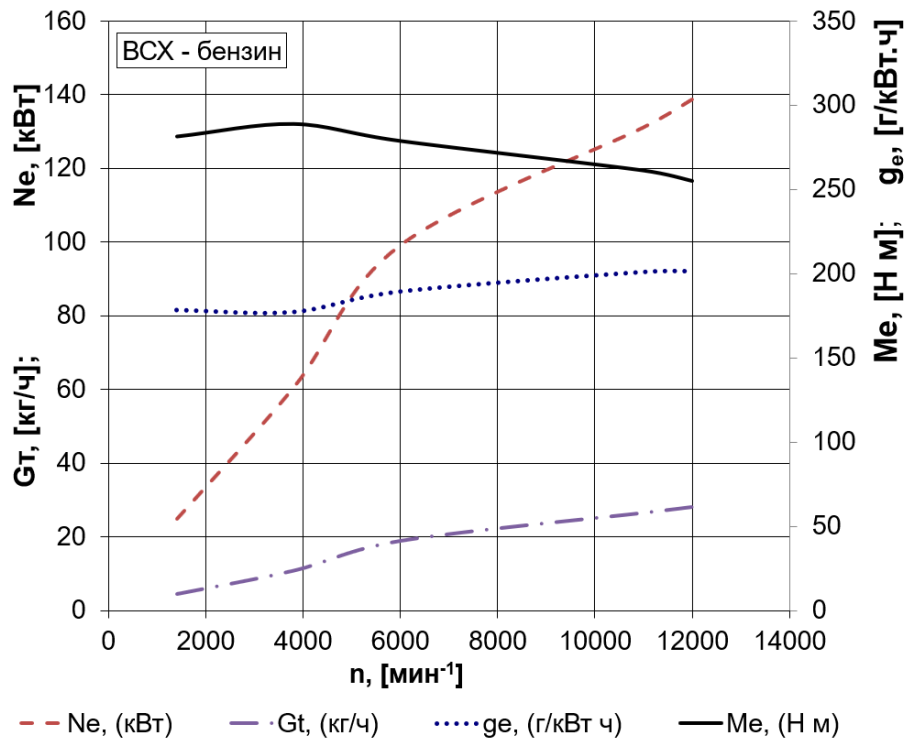


Рисунок 12 – Внешняя скоростная характеристика базового двигателя

Для удобства расчетов теплового баланса двигателя при работе на бензине представим данные в виде графика на рисунке 13.

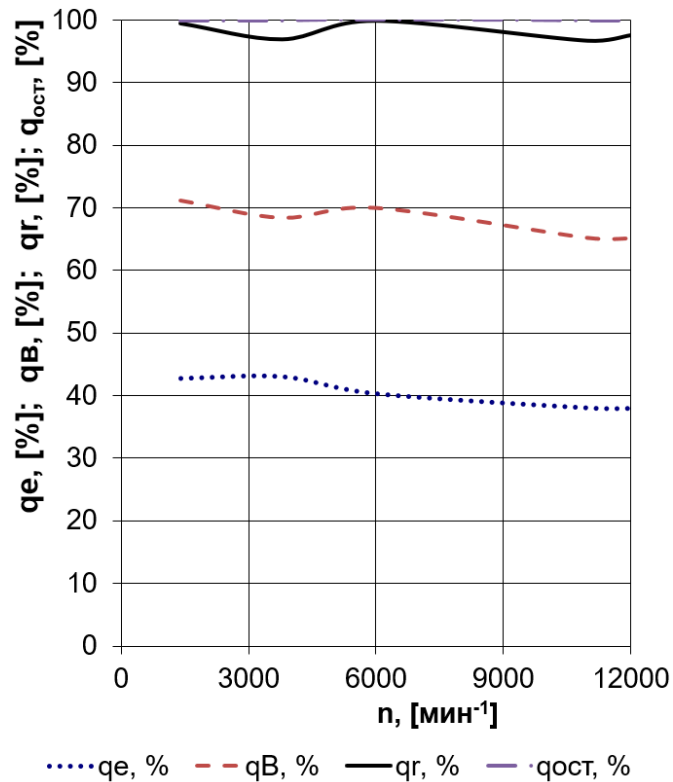


Рисунок 13 – Диаграмма внешнего теплового баланса базового двигателя



## 2.2 Тепловой расчет модернизированного двигателя на компримированном природном газе

Для удобства анализа регулировочных характеристик модернизированного двигателя на компримированного природного газа (КПГ) представим данные в виде таблицы 6.

Таблица 6 – Регулировочные характеристики модернизированного двигателя на КПГ

Название параметра, размерность	Условное обозначение	Значение характеристики				
Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	n	1400	3800	6000	11000	12000
Угол опережения зажигания, ° ПКВ	ϑ	11	18	20	23	26
Коэффициент избытка воздуха	α	1	1	1	1	1
Температура подогрева заряда в цилиндре ДВС, °С	ΔT <sub>N</sub>	5	5	5	5	5
Давление на впуске (атмосферное), МПа	P <sub>0</sub>	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
Температура на впуске (окружающей среды), К	T <sub>0</sub>	293,15	293,15	293,15	293,15	293,15
Расчетная политропа сжатия	n <sub>p</sub>	1,3781	1,3775	1,3770	1,3755	1,3748
Действительная политропа сжатия	n <sub>д</sub>	1,3341	1,3343	1,3344	1,3344	1,3344
Предполагаемая температура остаточных газов, К	T <sub>г</sub>	970	975	1005	1040	1060
Продолжительность горения, ° ПКВ	φ <sub>г</sub>	57	62	67	73	80
Показатель характера сгорания	m	3	3	3	3	3
Коэффициент выделения теплоты	σ	1	1	1	1	1
Коэффициент использования теплоты	δ <sub>i</sub>	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

Для удобства анализа термохимических характеристик КПГ представим их в виде таблицы 7.

Таблица 7 – Термохимические характеристики топлива (КПГ)

Название характеристики, размерность	Условное обозначение	Значение характеристики
Массовое содержание H	H	0,2206
Массовое содержание C	C	0,6884
Массовое содержание O	O	0,0098
Массовое содержание S	S	0
Массовое содержание N	N	8,12
Массовое содержание H <sub>2</sub> O	H <sub>2</sub> O	0
Молекулярная масса топлива, кг/моль	m <sub>r</sub>	19,98478
Средняя молярная масса воздуха, кг/моль	m <sub>B</sub>	28,9
Плотность топлива, кг/м <sup>3</sup>	ρ <sub>T</sub>	0,882533
Низшая теплота сгорания, МДж/кг	H <sub>u</sub>	45960,928
Теоретически необходимое количество воздуха в кмоль для сгорания 1 кг топлива, кмоль воздуха/кг топлива	L <sub>o</sub>	0,539
Теоретически необходимое количество воздуха в кг для сгорания 1 кг топлива, кг воздуха/кг топлива	l <sub>o</sub>	15,612
Количество компонента продуктов сгорания	Mc CO, кмоль CO/кг топлива	0,0574
	MH <sub>2</sub> O, кмоль H <sub>2</sub> O/кг топлива	0,1103
	MN <sub>2</sub> , кмоль N <sub>2</sub> /кг топлива	0,4991
	MO <sub>2</sub> , кмоль O <sub>2</sub> /кг топлива	0
	MH <sub>2</sub> , кмоль H <sub>2</sub> /кг топлива	0
Общее количество продуктов сгорания топлива, кмоль пр. сг./кг топлива	M <sub>2</sub>	0,6667
Коэффициент изменения горючей смеси	μ <sub>0</sub>	1,1310

Для удобства расчетов цикла модернизированного двигателя на компримированном природном газе представим данные в виде таблицы 8.

Таблица 8 – Расчет действительного цикла двигателя на КПГ

Название параметра	Условное	Значение характеристики
--------------------	----------	-------------------------

	обозначение					
Частота вращения	$n$ , мин <sup>-1</sup>	1400	3800	6000	11000	12000
Давление остаточных газов	$P_r$ , МПа	0,1037	0,1052	0,1078	0,1180	0,1208
Коэффициент температурного подогрева	$A_T$	-0,1818	-0,1818	-0,1818	-0,1818	-0,1818
Температура подогрева	$\Delta T_N$ , К	-16,8182	-11,3636	-6,3636	5,0000	7,2727
Плотность заряда на впуске	$\rho_v$ , кг/м <sup>3</sup>	1,1882	1,1882	1,1882	1,1882	1,1882
Средняя скорость движения заряда в наименьшем сечении впускной системы	$\omega_{вп}$ , м/с	4,8863	13,2627	20,9412	38,3922	83,7647
Потери давления на впуске	$\Delta P_a$ , МПа	0,0000	0,0003	0,0007	0,0024	0,0113
Давление в конце впуска	$P_a$ , МПа	0,1000	0,0997	0,0993	0,0976	0,0887
Коэффициент остаточных газов	$\gamma_r$	0,0297	0,0300	0,0292	0,0322	0,0368
Коэффициент наполнения	$\eta_v$	0,9414	0,9419	0,9630	0,9212	0,8098
Температура в конце впуска	$T_a$ , К	296,3623	301,9724	307,1346	321,3189	327,3986
Удельный объем рабочего тела в конце наполнения	$V_a$ , м <sup>3</sup> /кг	0,9103	0,9298	0,9498	1,0105	1,1328
Давление в конце сжатия	$P_c$ , МПа	2,8128	2,8070	2,7962	2,7495	2,4991
Температура в конце сжатия	$T_c$ , К	683,5587	696,7596	708,9367	741,6774	755,7106
Политропа расширения	$n_2$	1,2033	1,2036	1,2033	0,4764	0,4299
Удельный объем рабочего тела в момент воспламенения	$V_y$ , м <sup>3</sup> /кг	0,0838	0,1011	0,1091	0,1266	0,1552
Давление рабочего тела в момент воспламенения	$P_y$ , МПа	2,4102	1,9259	1,7820	1,5607	1,2588
Температура рабочего тела в момент воспламенения	$T_y$ , К	657,6182	634,0079	633,2445	643,5527	636,3832
Общая удельная теплота сгорания топлива	$q_z$ , кДж/кг	2310,6967	2310,1179	2311,9923	2305,0929	2294,9020
Давление в процессе сгорания	$E_2$ , МПа	61,9338	60,6197	59,3972	55,6589	49,4319
Степень расширения	$\delta$	4,0751	4,3013	3,9684	3,6719	3,3261
Давление в конце процесса сгорания	$P_z$ , МПа	3,2362	3,3386	2,9748	2,5589	2,0250
Температура в конце процесса сгорания	$T_z$ , К	2089,0373	2085,5598	2057,1713	2035,4509	1994,3536
Давление в конце процесса расширения	$P_b$ , МПа	0,5968	0,5767	0,5664	0,5352	0,4767
Температура в конце процесса расширения	$T_b$ , К	1569,9396	1549,5923	1554,3983	1563,0833	1561,6431
Теоретическая индикаторная работа цикла	$L_T$ , кДж	1,1103	1,1583	1,1580	1,1545	1,1798
Расчетное среднее индикаторное давление	$P_iT$ , МПа	1,3286	1,3569	1,3281	1,2445	1,1345
Индикаторный коэффициент полезного действия	$\eta_i$	0,4412	0,4504	0,4311	0,4223	0,4380
Удельный индикаторный расход топлива	$g_i$ , г/кВт*ч	177,5320	173,9193	181,6791	185,4698	178,8458
Давление механических потерь	$P_m$ , МПа	0,0564	0,0948	0,1301	0,2101	0,2261
Средняя скорость поршня	$C_n$ , м/с	1,9833	5,3833	8,5000	15,5833	17,0000
Среднее эффективное давление	$P_e$ , МПа	1,2722	1,2621	1,1981	1,0344	0,9084
Механический КПД	$\eta_m$	0,9575	0,9301	0,9021	0,8312	0,8007
Эффективный КПД	$\eta_e$	0,4225	0,4189	0,3889	0,3510	0,3507
Удельный эффективный расход топлива	$g_e$ , г/кВт*ч	185,4041	186,9874	201,4006	223,1400	223,3609
Эффективная мощность	$N_e$ , кВт	8,8958	23,9541	35,9033	56,8307	54,4453
Часовой расход топлива	$G_T$ , кг/ч	1,6493	4,4791	7,2310	12,6812	12,1609
Крутящий момент	$M_e$ , Н*м	60,6777	60,1960	57,1419	49,3358	43,3262

По результатам расчетов построим индикаторные диаграммы в P-V координатах (рисунок 14) и внешнюю скоростную характеристику (рисунок 15) для модернизированного двигателя на КПГ.

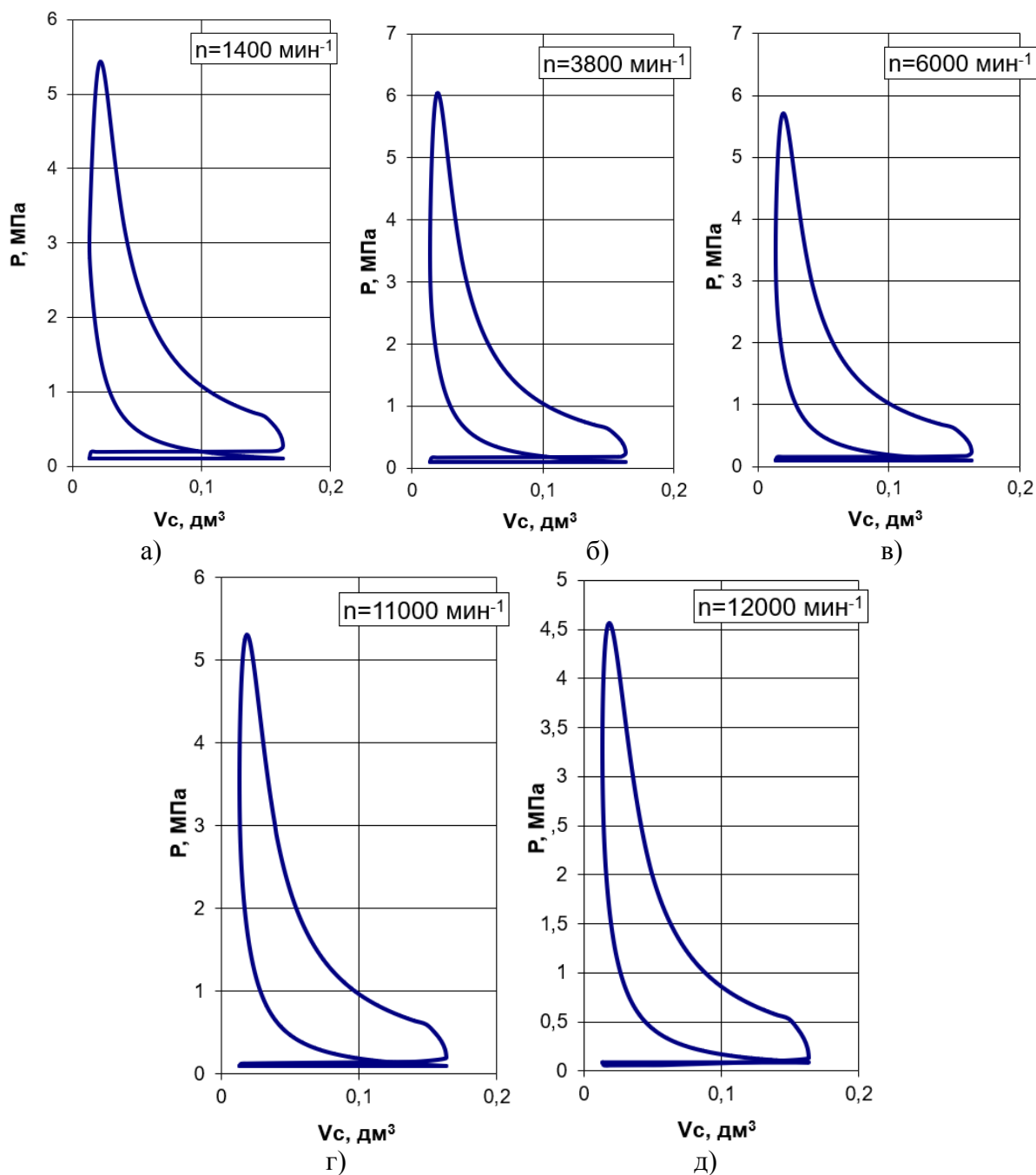


Рисунок 14 – Индикаторные диаграммы в P-V координатах, для модернизированного двигателя на КПГ: (а) 1400; (б) 3800; (в) 6000; (г) 11000 и (д) 12000  $\text{мин}^{-1}$ .

Для удобства расчетов теплового баланса модернизированного двигателя на КПГ представим данные в виде графика (рисунок 16).

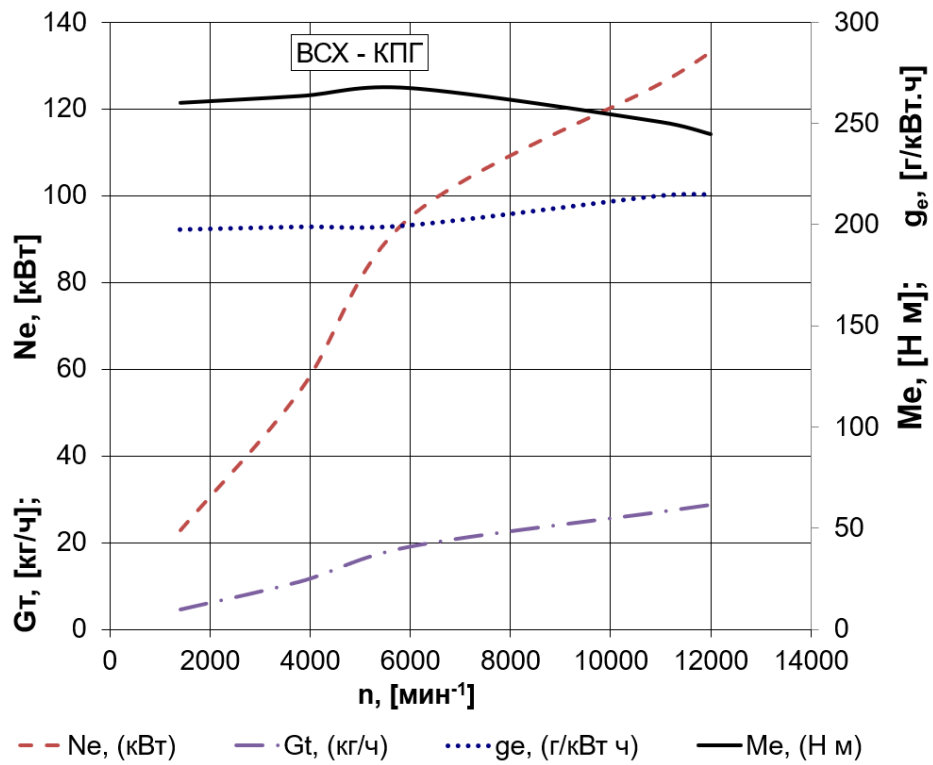


Рисунок 15 – Внешняя скоростная характеристика модернизированного двигателя на КПГ

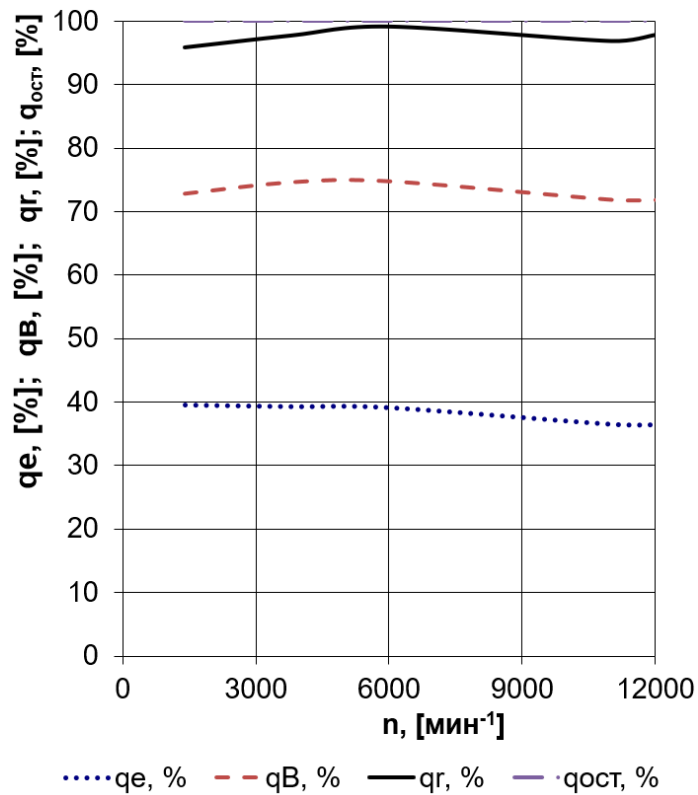


Рисунок 16 – Диаграмма внешнего теплового баланса модернизированного двигателя на КПГ

## 2.3 Тепловой расчет модернизированного двигателя на сжатом природном газе с турбонаддувом

Для удобства анализа регулировочных характеристик модернизированного двигателя на КПГ с турбонаддувом представим данные в виде таблицы 9.

Таблица 9 – Регулировочные характеристики модернизированного двигателя на КПГ с турбонаддувом

Название параметра, размерность	Условное обозначение	Значение характеристики				
		1400	3800	6000	11000	12000
Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	n	1400	3800	6000	11000	12000
Угол опережения зажигания, ° ПКВ	Θ	13	19	25	29	32
Коэффициент избытка воздуха	α	1	1	1	1	1
Температура подогрева заряда в цилиндре ДВС, °С	ΔT <sub>N</sub>	5	5	5	5	5
Давление на впуске (атмосферное), МПа	P <sub>0</sub>	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
Температура на впуске (окружающей среды), К	T <sub>0</sub>	352,4905	355,7785	358,8895	361,8351	364,6256
Расчетная политропа сжатия	n <sub>p</sub>	1,3718	1,3706	1,3693	1,3653	1,3636
Действительная политропа сжатия	n <sub>д</sub>	1,3743	1,3744	1,3746	1,3747	1,3746
Предполагаемая температура остаточных газов, К	T <sub>г</sub>	890	920	990	1180	1250
Продолжительность горения, ° ПКВ	φ <sub>г</sub>	62	68	71	78	85
Показатель характера сгорания	m	3	3	3	3	3
Коэффициент выделения теплоты	σ	1	1	1	1	1
Коэффициент использования теплоты	δ <sub>i</sub>	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

Для удобства расчетов цикла модернизированного двигателя на компримированном природном газе представим данные в виде таблицы 10.

Таблица 10 – Расчет действительного цикла двигателя на КПГ с наддувом

Название параметра	Условное обозначение	Значение характеристики				
		1400	3800	6000	11000	12000
Частота вращения	$n$ , мин <sup>-1</sup>	1400	3800	6000	11000	12000
Давление остаточных газов	$P_r$ , МПа	0,1678	0,1887	0,2251	0,3614	0,4196
Коэффициент температурного подогрева	$A_T$	-0,1818	-0,1818	-0,1818	-0,1818	-0,1818
Температура подогрева	$\Delta T_N$ , К	-16,8182	-11,3636	-6,3636	5,0000	7,2727
Плотность заряда на впуске	$\rho_v$ , кг/м <sup>3</sup>	1,5810	1,6154	1,6499	1,6846	1,7195
Средняя скорость движения заряда в наименьшем сечении впускной системы	$\omega_{вп}$ , м/с	9,7725	26,5255	41,8824	76,7843	83,7647
Потери давления на впуске	$\Delta P_a$ , МПа	0,0002	0,0015	0,0039	0,0134	0,0163
Давление в конце впуска	$P_a$ , МПа	0,1598	0,1635	0,1661	0,1616	0,1637
Коэффициент остаточных газов	$\gamma_r$	0,0399	0,0429	0,0471	0,0715	0,0822
Коэффициент наполнения	$\eta_v$	0,9298	0,9201	0,9090	0,7904	0,7382
Температура в конце впуска	$T_a$ , К	356,9349	368,1050	381,2255	421,1166	438,6303
Удельный объем рабочего тела в конце наполнения	$V_a$ , м <sup>3</sup> /кг	0,6844	0,6900	0,7033	0,7985	0,8209
Давление в конце сжатия	$P_c$ , МПа	4,9722	5,0882	5,1714	5,0326	5,0979
Температура в конце сжатия	$T_c$ , К	910,3607	939,1787	972,9220	1075,0234	1119,5643
Политропа расширения	$n_2$	1,2051	1,2133	1,2102	0,3850	0,3419
Удельный объем рабочего тела в момент воспламенения	$V_y$ , м <sup>3</sup> /кг	0,0657	0,0771	0,0935	0,1198	0,1349
Давление рабочего тела в момент воспламенения	$P_y$ , МПа	4,0017	3,3243	2,6592	2,1917	1,9598
Температура рабочего тела в момент воспламенения	$T_y$ , К	858,0843	836,3460	811,6514	857,0853	862,7938
Общая удельная теплота сгорания топлива	$q_z$ , кДж/кг	2288,1369	2281,4725	2272,2820	2220,5716	2198,5803
Давление в процессе сгорания	$E_2$ , МПа	81,5771	80,6825	78,8389	67,8564	65,3485
Степень расширения	$\delta$	3,7670	3,7670	5,2450	3,7670	3,4077
Давление в конце процесса сгорания	$P_z$ , МПа	4,1214	4,0544	5,9564	3,4916	3,0119
Температура в конце процесса сгорания	$T_z$ , К	1991,9297	1976,5743	2134,8749	1979,6172	1944,2251
Давление в конце процесса расширения	$P_b$ , МПа	0,8336	0,8112	0,8016	0,6981	0,6803
Температура в конце процесса расширения	$T_b$ , К	1517,5902	1489,6201	1506,8717	1491,0054	1496,3432
Теоретическая индикаторная работа цикла	$L_T$ , кДж	0,9876	1,0145	1,0586	1,0542	1,0347
Расчетное среднее индикаторное давление	$P_iT$ , МПа	1,5718	1,6016	1,6397	1,4382	1,3730
Индикаторный коэффициент полезного действия	$\eta_i$	0,3971	0,4003	0,4061	0,4012	0,4018
Удельный индикаторный расход топлива	$g_i$ , г/кВт*ч	197,2278	195,6889	192,8731	195,2374	194,9407
Давление механических потерь	$P_m$ , МПа	0,1124	0,1525	0,1893	0,2729	0,2896
Средняя скорость поршня	$C_{п}$ , м/с	1,9833	5,3833	8,5000	15,5833	17,0000
Среднее эффективное давление	$P_e$ , МПа	1,4594	1,4491	1,4504	1,1653	1,0834
Механический КПД	$\eta_m$	0,9285	0,9048	0,8846	0,8103	0,7891
Эффективный КПД	$\eta_e$	0,3687	0,3621	0,3592	0,3251	0,3171
Удельный эффективный расход топлива	$g_e$ , г/кВт*ч	212,4180	216,2857	218,0465	240,9564	247,0497
Эффективная мощность	$N_e$ , кВт	10,2052	27,5039	43,4649	64,0240	64,9346
Часовой расход топлива	$G_T$ , кг/ч	2,1678	5,9487	9,4774	15,4270	16,0421
Крутящий момент	$M_e$ , Н*м	69,6086	69,1166	69,1765	55,5804	51,6733

По результатам расчетов построим индикаторные диаграммы в P-V координатах (рисунок 17) и внешнюю скоростную характеристику (рисунок 18) для модернизированного двигателя на КПГ с наддувом.

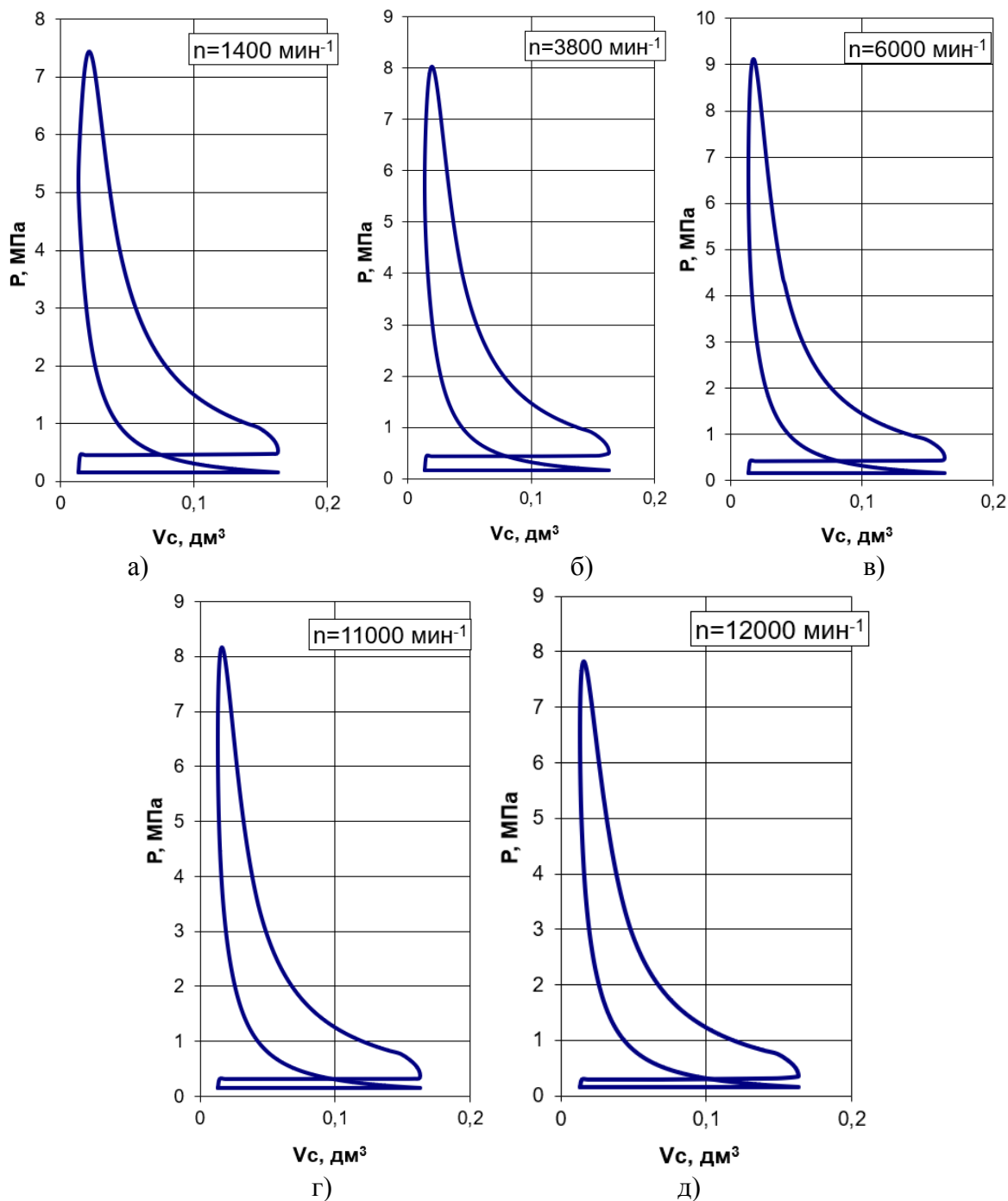


Рисунок 17 – Индикаторные диаграммы в P-V координатах, для модернизированного двигателя на КПГ с наддувом: (а) 1400; (б) 3800; (в) 6000; (г) 11000 и (д) 12000 мин<sup>-1</sup>.



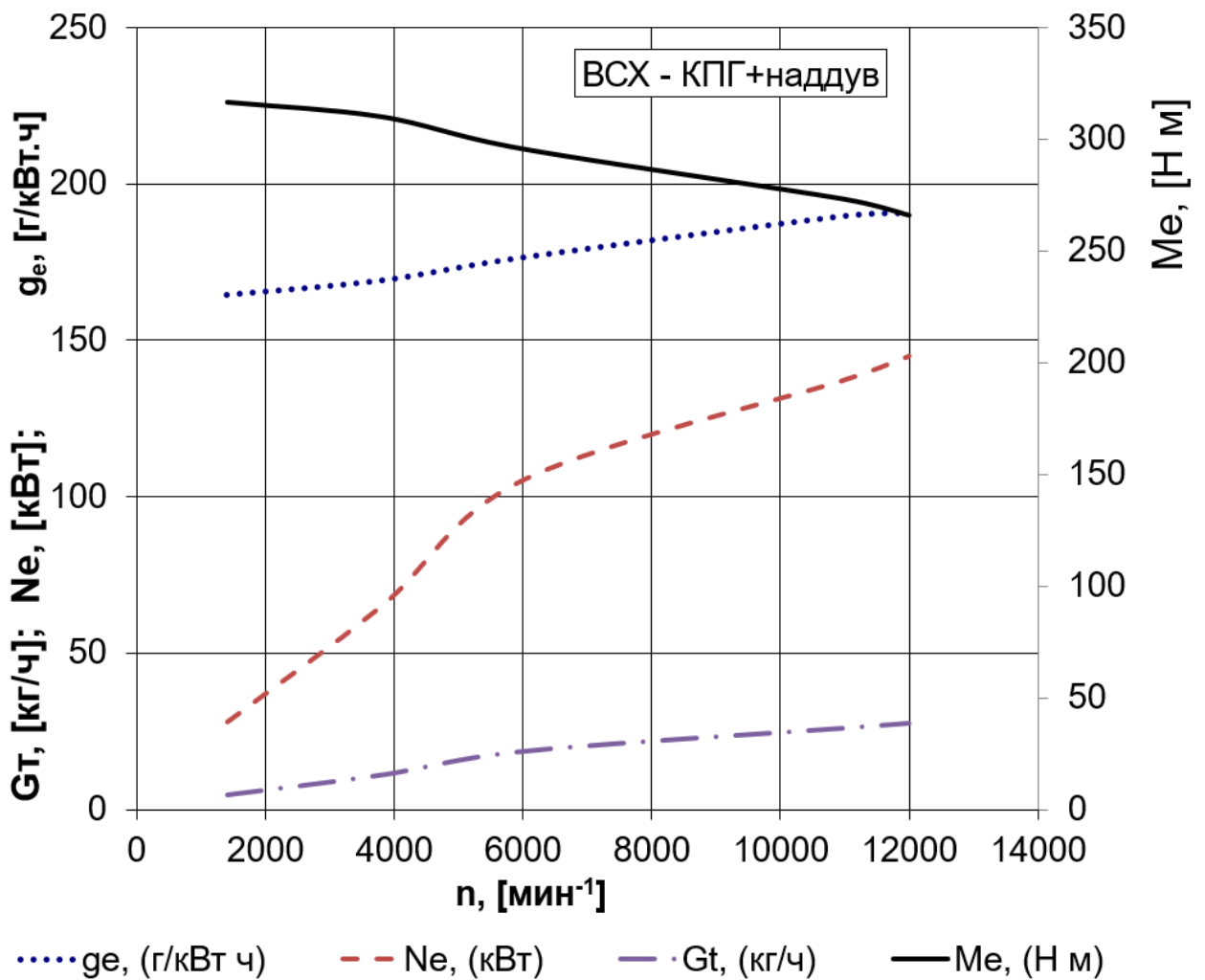


Рисунок 18 – Внешняя скоростная характеристика модернизированного двигателя на КПГ с наддувом

Для удобства представление расчетов теплового баланса модернизированного двигателя на КПГ с наддувом представим их в виде рисунка 19.

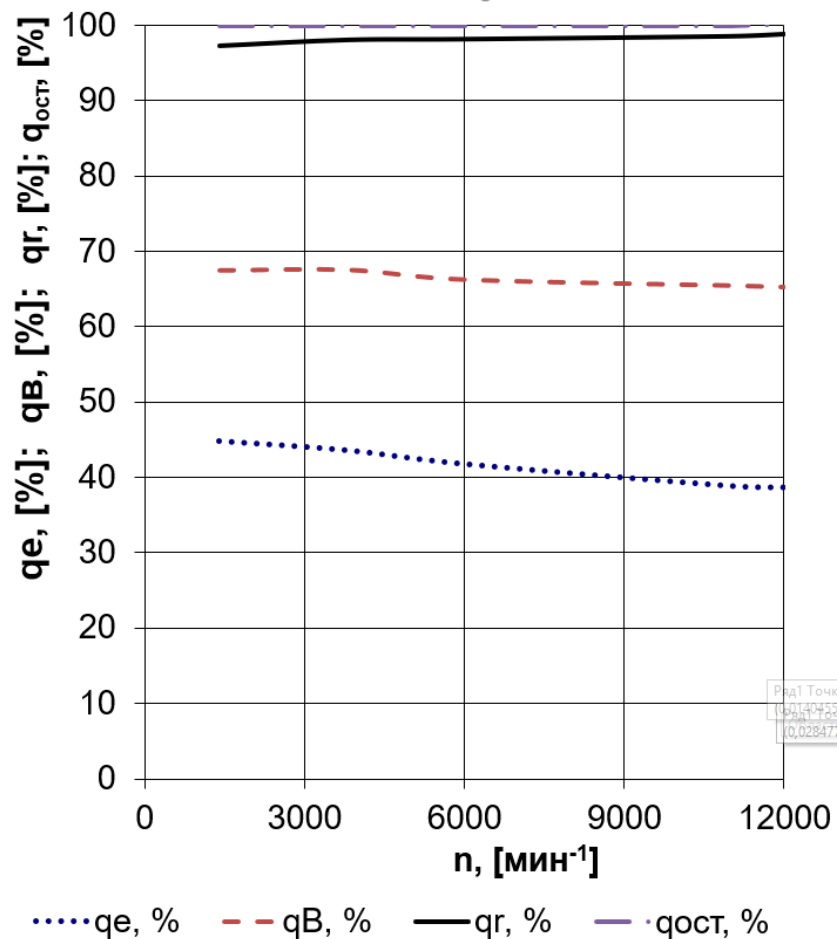


Рисунок 19 – Диаграмма внешнего теплового баланса модернизированного двигателя на КПГ с турбонаддувом

### Выводы по второму разделу

Проведенные расчеты показали значительное улучшение эффективных показателей работы двигателя при переходе с бензина на компримированный природный газ с турбонаддувом. Проведенные расчеты также показали, что компримированный природный газ с турбонаддувом обладает большим потенциалом для максимизации выходной мощности, например, для приложений, ориентированных на автоспорт или грузовой транспорт.

### 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 21,25 мм, а длина шатуна 109 мм) проводился по известным методикам приведенным в [1,2], при частоте вращения коленчатого вала  $12000 \text{ мин}^{-1}$ .

Результаты расчета перемещения, скорости и ускорения поршня приведены на рисунках 20, 21 и 22.

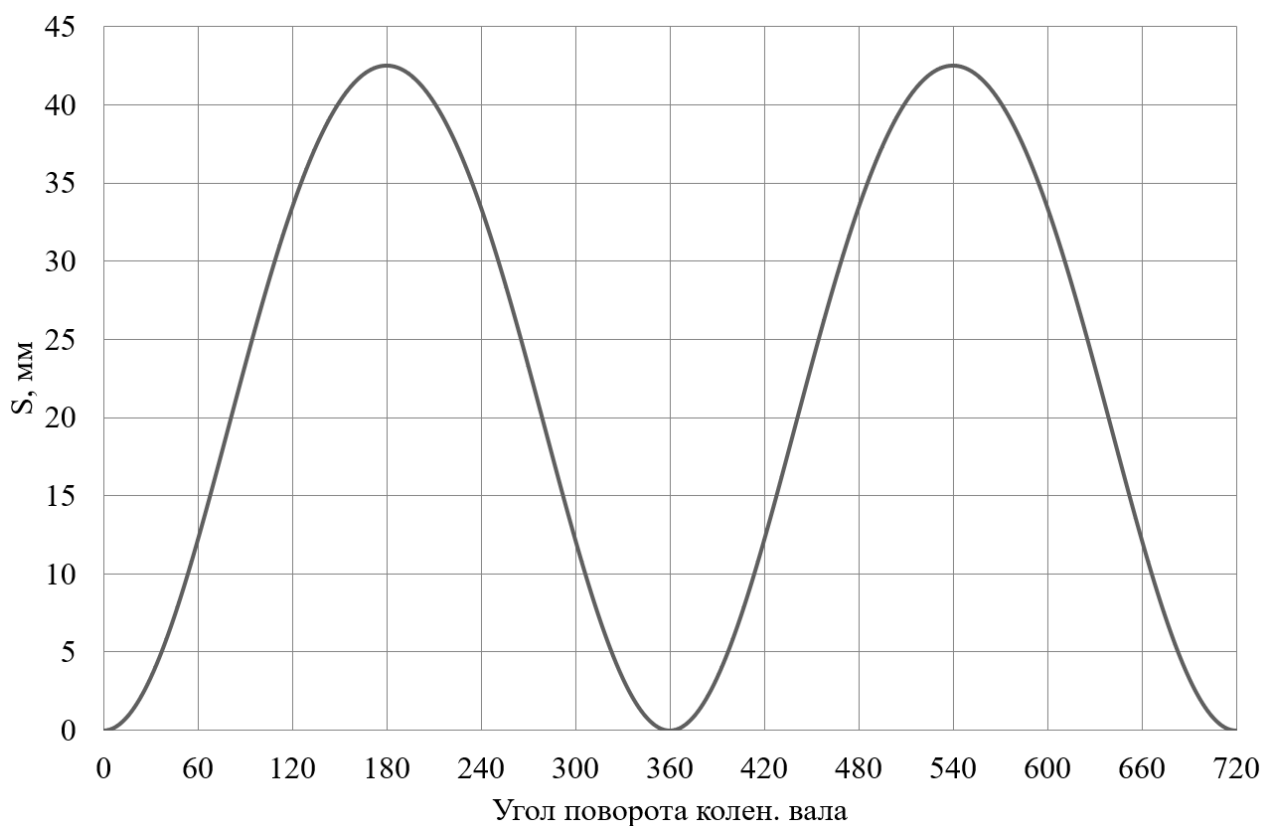


Рисунок 20 – Диаграмма изменения хода поршня

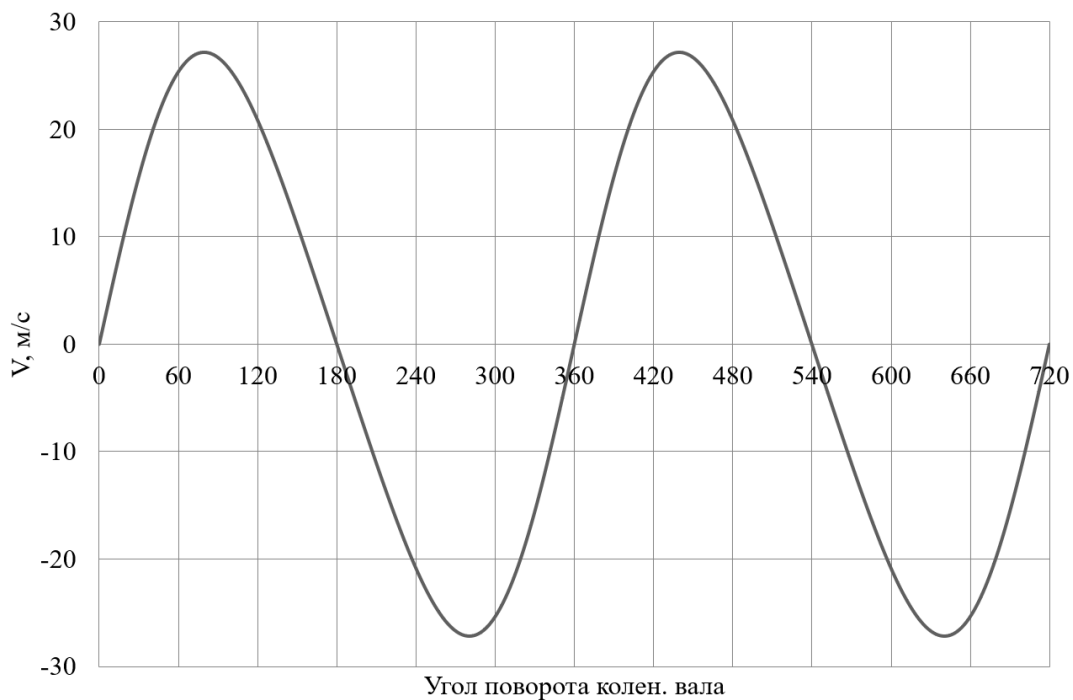


Рисунок 21 – Диаграмма изменения скорости поршня

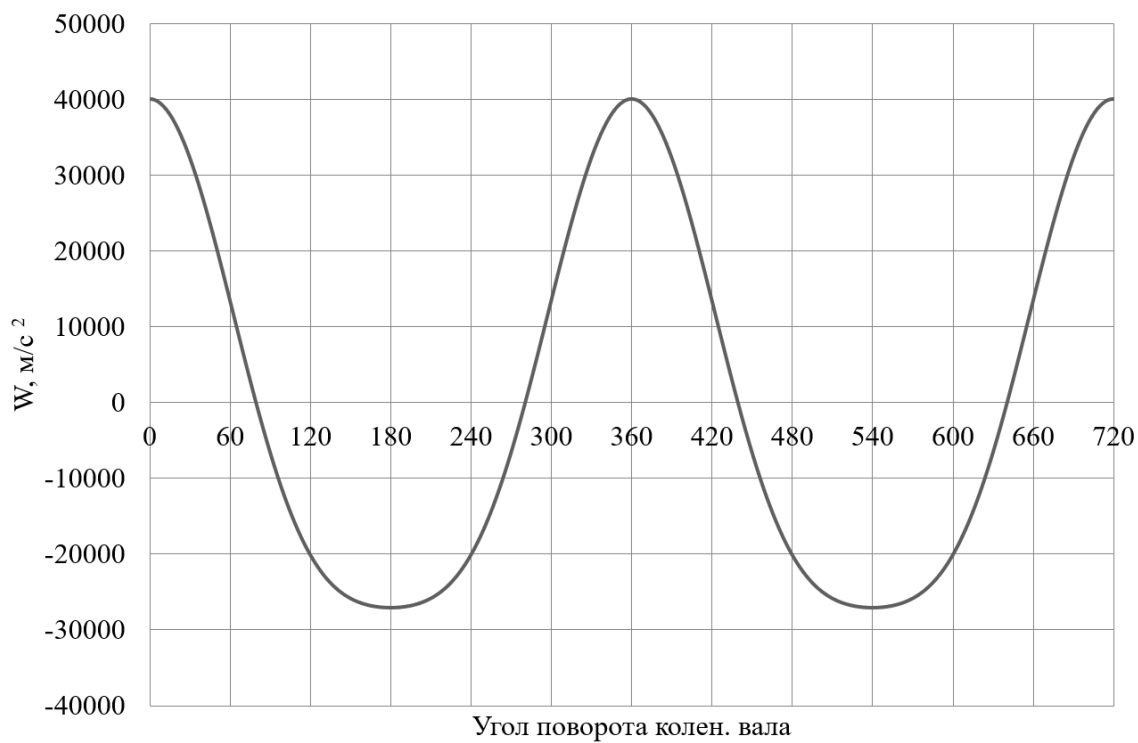


Рисунок 22 – Диаграмма изменения ускорения поршня

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  $12000 \text{ мин}^{-1}$ , при работе на бензине, КПП и КПП с турбонаддувом, результаты приведение масс кривошипно-шатунного механизма по двух массовой схеме показаны в таблице 11.

Таблица 11 – Приведение масс кривошипно-шатунного механизма

Параметр	Величина
Площадь поршня, $\text{м}^2$	0,003526
Удельная масса поршня, $\text{кг}/\text{м}^2$	100
Масса поршневой группы, кг	0,35257
Удельная масса шатуна, $\text{кг}/\text{м}^2$	150
Масса шатуна, кг	0,52885
Масса шатуна, сосредоточенная на оси поршневого пальца, кг	0,145
Масса шатуна, сосредоточенная на оси кривошипа, кг	0,383
Удельная масса одного колена вала, $\text{кг}/\text{м}^2$	140
Масса неуравновешенных частей одного колена вала, кг	0,4936
Массы, совершающие возвратно-поступательное движение	0,498
Массы, совершающие вращательное движение	0,87701
Центробежная сила инерции вращающихся масс шатуна, Н	-12866,1
Центробежная сила инерции вращающихся масс кривошипа, Н	-16563
Центробежная сила инерции вращающихся масс, Н	-29429

Результаты расчета приведены в виде графиков. На рисунке 23 приведены силы инерции возвратно-поступательного движения.

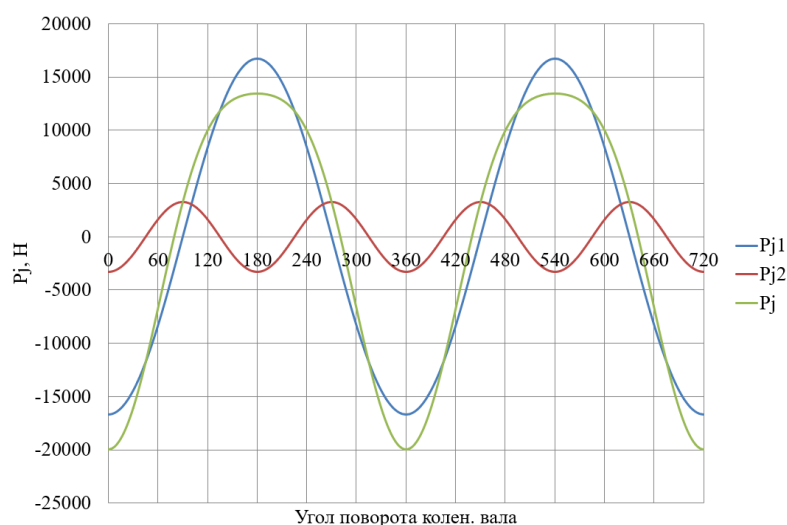


Рисунок 23 – Силы инерции возвратно-поступательного движения поршня и шатуна

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

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

$\varphi_{кв}$	N, Н	K, Н	Z, Н	T, Н	Мкр.цл	$\varphi_{кв}$	N, Н	K, Н	Z, Н	T, Н	Мкр.цл
0	0	-431,92	-431,92	0	0	370	848	25050,2	24508	5182,58	110,13
10	-14,4	-424,04	-414,87	-87,729	-1,864	380	1941	29113,7	26633	11759,5	249,89
20	-26,7	-400,88	-366,72	-161,92	-3,441	390	2668	27366,5	22253	15928,3	338,48
30	-35,5	-363,86	-295,88	-211,78	-4,5	400	2672	21322,1	14487	15644,4	332,44
40	-39,5	-315,28	-214,22	-231,33	-4,916	410	2291	15341,1	7995,4	13092,8	278,22
50	-38,5	-258,11	-134,52	-220,28	-4,681	420	1921	11375,4	3942,8	10670,2	226,74
60	-33,1	-195,79	-67,86	-183,65	-3,903	430	1617	8824,04	1447,9	8704,44	184,97
70	-24,2	-131,93	-21,648	-130,14	-2,766	440	1362	7096,52	-132,41	7095,28	150,77
80	-13,4	-70,022	1,3065	-70,01	-1,488	450	1149	5895,27	-1149,3	5782,15	122,87
90	-2,55	-13,063	2,5467	-12,813	-0,272	460	967,6	5039,54	-1811,7	4702,64	99,931
100	7,043	36,6861	-13,188	34,2336	0,7275	470	809,3	4417,45	-2245,7	3804,01	80,835
110	14,27	77,8842	-39,595	67,0686	1,4252	480	668,3	3958,4	-2529,6	3044,7	64,7
120	18,6	110,145	-70,387	84,7204	1,8003	490	540,2	3617,3	-2712,9	2392,69	50,845
130	20	133,936	-100,45	88,5932	1,8826	500	421,7	3365,17	-2828,6	1822,99	38,739
140	18,84	150,37	-126,39	81,4591	1,731	510	249,5	2559,54	-2330,8	1057,6	22,474
150	15,69	160,914	-146,53	66,4899	1,4129	520	32,5	487,446	-468,15	135,803	2,8858
160	11,14	167,093	-160,48	46,5525	0,9892	530	10,12	299,076	-296,12	41,9334	0,8911
170	5,762	170,215	-168,53	23,8658	0,5071	540	8E-15	109,089	-109,09	4E-14	9E-16
180	4E-15	171,153	-171,15	2,1E-14	4E-16	550	0,219	-6,4616	6,3977	0,90597	0,0193
190	-5,91	174,482	-172,76	-24,464	-0,52	560	0,658	-9,8757	9,4847	2,75138	0,0585
200	-12,3	184,494	-177,19	-51,4	-1,092	570	1,609	-16,506	15,031	6,82033	0,1449
210	-19,6	201,345	-183,35	-83,196	-1,768	580	3,46	-27,608	23,206	14,956	0,3178
220	-28,3	225,583	-189,61	-122,2	-2,597	590	6,667	-44,642	33,48	29,5285	0,6275
230	-38,6	258,601	-193,95	-171,05	-3,635	600	11,65	-69,003	44,095	53,075	1,1278
240	-51,2	303,333	-193,84	-233,32	-4,958	610	18,64	-101,73	51,718	87,6037	1,8616
250	-66,9	365,266	-185,69	-314,54	-6,684	620	27,5	-143,24	51,492	133,661	2,8403
260	-87,2	453,96	-163,2	-423,61	-9,002	630	37,64	-193,09	37,644	189,388	4,0245
270	-114	585,412	-114,13	-574,18	-12,2	640	47,99	-249,94	4,6634	249,901	5,3104
280	-151	785,988	-14,665	-785,85	-16,7	650	57,07	-311,55	-51,119	307,323	6,5306
290	-201	1099,34	180,38	-1084,4	-23,04	660	63,3	-374,93	-129,95	351,691	7,4734
300	-270	1598,92	554,2	-1499,8	-31,87	670	65,22	-436,69	-227,59	372,691	7,9197
310	-360	2410,07	1256,1	-2056,9	-43,71	680	61,81	-493,26	-335,15	361,915	7,6907
320	-469	3743,66	2543,6	-2746,8	-58,37	690	52,76	-541,28	-440,15	315,047	6,6948
330	-577	5915,21	4810	-3442,9	-73,16	700	38,53	-577,85	-528,61	233,401	4,9598
340	-614	9212,39	8427,5	-3721	-79,07	710	20,34	-600,72	-587,72	124,281	2,641
350	-457	13501	13209	-2793,2	-59,36	720	4E-14	-431,92	-431,92	2,1E-13	4E-15
360	-0	18776,5	18776	-5E-12	-1E-13	Мкр.ц.Суммарный Н*м					46,004

В таблице 13 приведены силы, действующие на поршневой палец модернизированного двигателя и крутящий момент двигателя на КПП с турбонаддувом.

Таблица 13 – Суммарные силы, действующие на поршневой палец двигателя на КПП с турбонаддувом и крутящий момент

$\varphi_{кв}$	N, Н	K, Н	Z, Н	T, Н	Мкр.цl	$\varphi_{кв}$	N, Н	K, Н	Z, Н	T, Н	Мкр.цl
0	0	44,9995	44,999	0	0	370	1628	48099,2	47059	9951,14	211,46
10	1,8	53,1562	52,006	10,9974	0,2337	380	3143	47139,6	43123	19040,4	404,61
20	5,142	77,1094	70,539	31,1457	0,6618	390	3798	38965,2	31685	22679,1	481,93
30	11,24	115,34	93,79	67,1322	1,4266	400	3601	28738,7	19527	21086,1	448,08
40	20,73	165,428	112,4	121,377	2,5793	410	3062	20500	10684	17495,7	371,78
50	33,49	224,221	116,86	191,362	4,0664	420	2565	15189,9	5264,9	14248,3	302,78
60	48,64	288,083	99,852	270,225	5,7423	430	2156	11769,8	1931,2	11610,3	246,72
70	64,71	353,202	57,954	348,415	7,4038	440	1816	9456,43	-176,44	9454,79	200,91
80	79,86	415,941	-7,7606	415,868	8,8372	450	1530	7848,31	-1530,1	7697,72	163,58
90	92,25	473,189	-92,25	464,11	9,8623	460	1287	6702,79	-2409,6	6254,7	132,91
100	100,3	522,649	-187,89	487,709	10,364	470	1075	5870,19	-2984,3	5055,01	107,42
110	103,1	563,017	-286,23	484,832	10,303	480	887,4	5256,25	-3358,9	4042,98	85,913
120	100,3	594,013	-379,6	456,9	9,7091	490	717	4800,68	-3600,4	3175,45	67,478
130	92,04	616,268	-462,19	407,635	8,6622	500	559,5	4464,59	-3752,7	2418,58	51,395
140	79,08	631,082	-530,46	341,872	7,2648	510	351,3	3603,75	-3281,7	1489,07	31,643
150	62,4	640,118	-582,92	264,498	5,6206	520	112,5	1687,95	-1621,1	470,266	9,9932
160	43,01	645,079	-619,54	179,72	3,8191	530	56,58	1671,31	-1654,8	234,333	4,9796
170	21,92	647,411	-641,02	90,7731	1,9289	540	1E-13	1671,39	-1671,4	6,1E-13	1E-14
180	2E-14	648,075	-648,08	7,9E-14	2E-15	550	-56,6	1671,31	-1654,8	-234,33	-4,98
190	-22,2	655,521	-649,05	-91,91	-1,953	560	-111	1670,67	-1604,5	-465,45	-9,891
200	-45,2	678,161	-651,31	-188,94	-4,015	570	-163	1668,33	-1519,2	-689,35	-14,65
210	-69,9	717,028	-652,95	-296,28	-6,296	580	-208	1662,52	-1397,4	-900,63	-19,14
220	-97	774,279	-650,82	-419,45	-8,913	590	-247	1651,18	-1238,4	-1092,2	-23,21
230	-128	853,893	-640,4	-564,81	-12	600	-276	1632,23	-1043,1	-1255,5	-26,68
240	-163	962,81	-615,27	-740,57	-15,74	610	-294	1603,94	-815,41	-1381,2	-29,35
250	-204	1112,69	-565,67	-958,17	-20,36	620	-301	1565,36	-562,74	-1460,7	-31,04
260	-254	1322,72	-475,51	-1234,3	-26,23	630	-296	1516,52	-295,65	-1487,4	-31,61
270	-317	1624,19	-316,64	-1593	-33,85	640	-280	1458,65	-27,215	-1458,4	-30,99
280	-397	2068,49	-38,594	-2068,1	-43,95	650	-255	1394,13	228,75	-1375,2	-29,22
290	-502	2741,42	449,82	-2704,3	-57,47	660	-224	1326,3	459,7	-1244,1	-26,44
300	-640	3789,42	1313,4	-3554,5	-75,53	670	-188	1259,14	656,23	-1074,6	-22,84
310	-816	5466,78	2849,1	-4665,6	-99,14	680	-150	1196,87	813,22	-878,16	-18,66
320	-1029	8209	5577,7	-6023,1	-128	690	-111	1143,55	929,89	-665,59	-14,14
330	-1234	12659,5	10294	-7368,3	-156,6	700	-73,5	1102,7	1008,7	-445,4	-9,465
340	-1296	19430,3	17775	-7848,2	-166,8	710	-36,5	1077,05	1053,8	-222,83	-4,735
350	-988	29170,5	28539	-6035	-128,2	720	-0	44,9995	44,999	-2E-14	-5E-16
360	-0	40538	40538	-1E-11	-2E-13	Мкр.ц. Суммарный Н*м					52,33

В таблице 14 приведены силы, действующие на шатунную и коренные шейки коленчатого вала базового двигателя.

Таблица 14 – Силы, действующие на шатунную и коренные шейки коленчатого вала базового двигателя

$\varphi_{кв}$	Рш.ш., Н	Рк.ш1(5) , Н	Рк.ш2(4) , Н	Рк.ш3, Н	$\varphi_{кв}$	Рш.ш., Н	Рк.ш1(5) , Н	Рк.ш2(4) , Н	Рк.ш3, Н
0	664,0803	2E-14	671,148	0	370	24823,11	0,906	614,321	24695,9
10	652,9433	-24,464	614,321	474,736	380	28901,5	2,7514	615,36	26799,7
20	620,3813	-51,4	615,36	439,053	390	27178,05	6,8203	616,372	22374,9
30	568,9254	-83,196	616,372	383,545	400	21165	14,956	616,568	14523,3
40	502,7594	-122,2	616,568	332,206	410	15221,36	29,529	615,342	7889,88
50	427,7592	-171,05	615,342	318,439	420	11297,01	53,075	612,565	3705,66
60	351,7636	-233,32	612,565	357,13	430	8788,929	87,604	608,685	2065,8
70	285,2265	-314,54	608,685	425,807	440	7104,643	133,66	604,52	3834,85
80	241,2335	-423,61	604,52	494,15	450	5944,89	189,39	600,902	6882,37
90	229,968	-574,18	600,902	543,357	460	5127,582	249,9	599,28	10894,3
100	247,7228	-785,85	599,28	565,806	470	4539,875	307,32	607,045	15705
110	279,9063	-1084,4	607,045	562,038	480	4110,637	351,69	656,69	21306,1
120	314,1822	-1499,8	656,69	361,536	490	3794,524	372,69	842,26	27710,1
130	344,2041	-2056,9	842,26	326,425	500	3562,528	361,91	1323,06	31721,9
140	367,6889	-2746,8	1323,06	289,784	510	2772,609	315,05	2276,23	29293,3
150	384,4851	-3442,9	2276,23	259,145	520	713,3496	233,4	3837,49	21642,9
160	395,3853	-3721	3837,49	237,49	530	529,9413	124,28	5931,63	15497,5
170	401,4012	-2793,2	5931,63	222,894	540	341,2465	2E-13	8641,25	11413,6
180	403,3107	-5E-12	8641,25	210,704	550	225,7616	-183,65	11794,1	8822,99
190	405,6547	5182,6	11794,1	199,428	560	222,6899	46,553	13872,3	7096,7
200	412,5614	11759	13872,3	191,735	570	217,2336	-423,61	13073,2	5898,22
210	423,7574	15928	13073,2	186,34	580	209,4859	-5E-12	10150,1	5047,93
220	439,1194	15644	10150,1	179,717	590	200,8595	4702,6	7278,84	4434,56
230	459,1557	13093	7278,84	168,293	600	195,4083	2,7514	5428,64	3986,72
240	485,7068	10670	5428,64	149,728	610	200,5813	351,69	4291,01	3656,25
250	523,0074	8704,4	4291,01	122,944	620	224,7333	233,4	3562,94	3408,56
260	579,4402	7095,3	3562,94	89,3863	630	271,4833	124,28	3088,86	2593,86
270	670,5188	5782,2	3088,86	73,9668	640	337,941	2E-13	2773,64	491,926
280	823,7013	4702,6	2773,64	153,064	650	417,9634	-183,65	2558,82	248,565
290	1085,678	3804	2558,82	349,732	660	504,7881	46,553	2408,51	20,865
300	1533,988	3044,7	2408,51	725,349	670	591,834	-423,61	2300,85	233,99
310	2297,637	2392,7	2300,85	1429,04	680	672,9186	-5E-12	2222,82	344,645
320	3589,959	1823	2222,82	2721,32	690	742,4656	4702,6	1856,81	455,234
330	5728,022	1057,6	1856,81	4994,07	700	795,7668	2,7514	850,242	552,02
340	9000,501	135,8	850,242	8617,94	710	829,243	351,69	764,063	621,901
350	13273,96	41,933	764,063	13403,9	720	664,0803	0	671,148	478,968
360	18544,33	4E-14	671,148	18971,8					

В таблице 15 приведены силы, действующие на шатунную и коренные шейки коленчатого вала двигателя, работающего на КПП с турбонаддувом.



Таблица 15 – Силы, действующие на шатунную и коренные шейки коленчатого вала двигателя, работающего на КПП с турбонаддувом

$\varphi_{кв}$	Rш.ш., Н	Rк.ш1(5), Н	Rк.ш2(4), Н	Rк.ш3, Н	$\varphi_{кв}$	Rш.ш., Н	Rк.ш1(5), Н	Rк.ш2(4), Н	Rк.ш3, Н
0	187,1581	243,014	858,2	511,7	370	47872,12	23789,9	24377	507,9
10	180,4867	239,574	862,2	507,9	380	46927,34	23327,2	23906	496,3
20	164,5919	230,77	873,6	496,3	390	38776,61	19267,3	19834	475,6
30	153,7928	221,18	890,8	475,6	400	28581,51	14190,3	14745	444,1
40	170,5113	217,934	911,6	444,1	410	20379,97	10114,2	10659	398,6
50	223,4124	228,12	933,3	398,6	420	15111,02	7507,06	8051	334,7
60	300,8762	254,428	953,1	334,7	430	11733,97	5847,22	6407	245,6
70	389,5375	293,765	968,8	245,6	440	9463,612	4740,61	5347	121,3
80	480,1117	340,308	978,5	121,3	450	7896,85	3984,44	4685	53,84
90	566,2491	388,546	981,1	53,84	460	6789,71	3455,74	4327	304,9
100	643,6604	434,367	976,4	304,9	470	5991,553	3078,58	4243	673,6
110	709,7777	475,123	965	673,6	480	5407,556	2805,24	4460	1232
120	763,5451	509,41	948,4	1232	490	4977,165	2605,4	5076	2104
130	805,1614	536,807	928,4	2104	500	4661,43	2459,68	6291	3506
140	835,7402	557,591	907,5	3506	510	3816,363	2046,6	8105	5758
150	856,9166	572,458	887,9	5758	520	1912,011	1101,46	10552	9164
160	870,4514	582,259	872,1	9164	530	1901,451	1099,18	15419	14047
170	877,8787	587,776	861,8	14047	540	1903,543	1101,21	21105	20247
180	880,233	589,551	346,5	20247	550	1901,451	1099,18	24883	24023
190	885,9833	591,823	354,3	24023	560	1894,742	1092,84	24398	23531
200	903,4444	598,669	377,3	23531	570	1882,183	1081,53	20302	19425
210	933,3828	610,244	415,2	19425	580	1861,917	1064,21	15176	14287
220	977,544	627,038	467,7	14287	590	1831,747	1039,66	11041	10138
230	1039,413	650,244	535,1	10138	600	1789,517	1006,72	8369	7451
240	1125,424	682,357	619,1	7451	610	1733,534	964,448	6639	5708
250	1246,848	728,156	723,9	5708	620	1662,988	912,413	5461	4520
260	1422,766	796,333	857,6	4520	630	1578,29	850,855	4634	3688
270	1684,906	902,257	1035	3688	640	1481,28	780,793	4036	3090
280	2085,781	1072,57	1280	3090	650	1375,237	704,031	3594	2654
290	2713,008	1352,74	1636	2654	660	1264,72	623,062	3261	2331
300	3715,339	1819,8	2177	2331	670	1155,261	540,94	3008	2092
310	5349,452	2604,88	3029	2092	680	1052,997	461,195	2816	1917
320	8053,064	3928,93	4411	1917	690	964,2796	387,974	2365	1482
330	12471,41	6115,78	6644	1482	700	895,2499	326,572	1392	521,4
340	19218,1	9472,84	10035	521,4	710	851,2747	284,118	1373	511,9
350	28943,41	14325,6	14908	511,9	720	187,1581	243,014	858,2	511,7
360	40305,88	20003,5	20593	511,7					

На рисунке 24 приведено сравнение суммарной силы, действующую на шатунную шейку в полярных координатах. А на рисунке 25 приведено сравнение суммарных сил, действующих на 1-ю коренную шейку в полярных координатах.

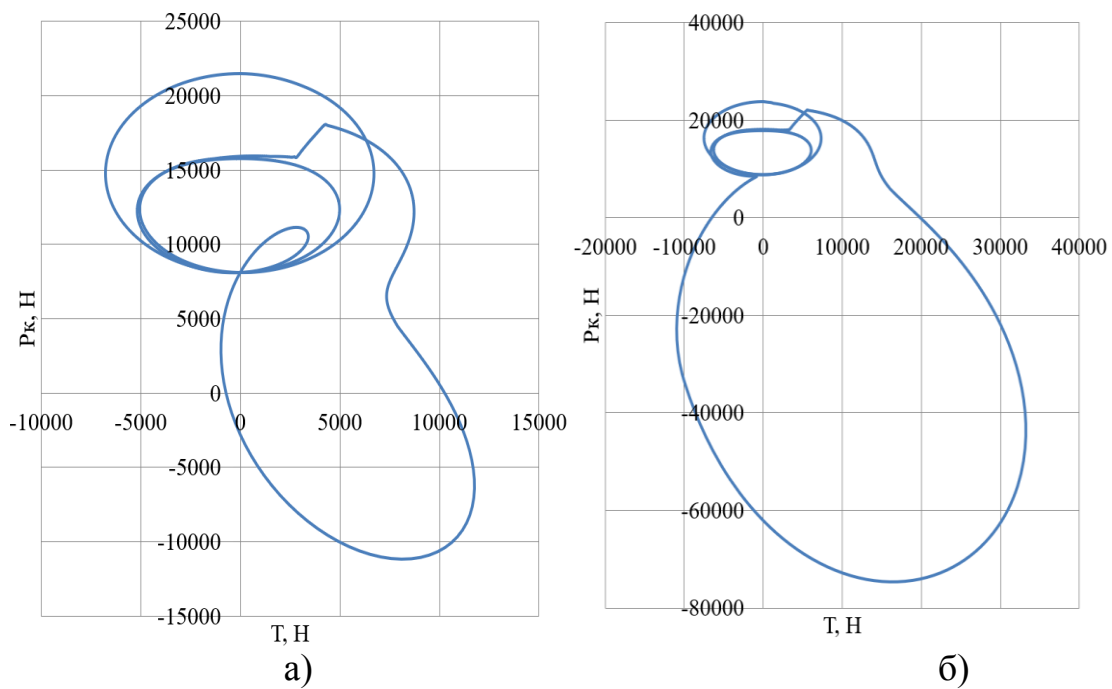


Рисунок 24 – Суммарная сила, действующая на шатунную шейку в полярных координатах: (а) базовый двигатель; (б) модернизированный двигатель

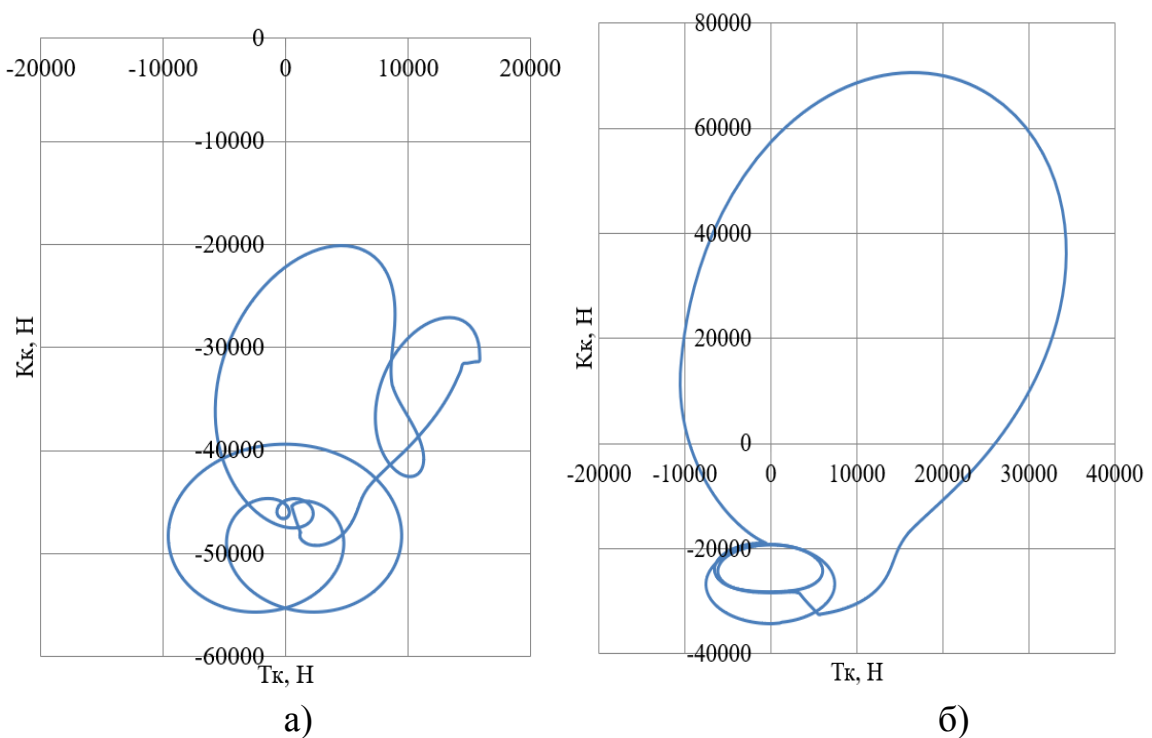


Рисунок 25 – Суммарные силы, действующие на 1-ю коренную шейку в полярных координатах: (а) базовый двигатель; (б) модернизированный двигатель

### **Выводы по 3-му разделу**

Как мы видим применение наддува повышает нагрузки на детали кривошипно-шатунного механизма почти в 2 раза, что приводит к необходимости повышения прочностных свойств деталей КШМ, перечислим основные мероприятия, способствующие повышению работоспособности элементов подвергаемым повышенным нагрузкам вследствие применения наддува:

1. Необходимо повысить интенсивность масляного охлаждения поршня.
2. Необходимо применять шатуны из высоколегированной стали.
3. Необходимо применять коленчатый вал из высоколегированной стали.

#### 4 Анализ токсичности отработавших газов при работе на компримированном природном газе и наддуве

Анализ токсичности отработавших газов при работе на компримированном природном газе и наддуве проводился по модели, представленной на рисунке 26, выполненной с использованием ведущего на рынке программного обеспечения для моделирования двигателей WAVE Ricardo 17.1. Реализована прогнозирующая модель горения, использующая квазиразмерный процесс распространения пламени. Трехмерная модель формы камеры сгорания используется для расчета площади распространения пламени. Особое внимание при проверке модели уделялось давлению в цилиндре во время газообмена и сгорания для оценки производительности впускной и выпускной систем, а также прогнозирующей модели сгорания.

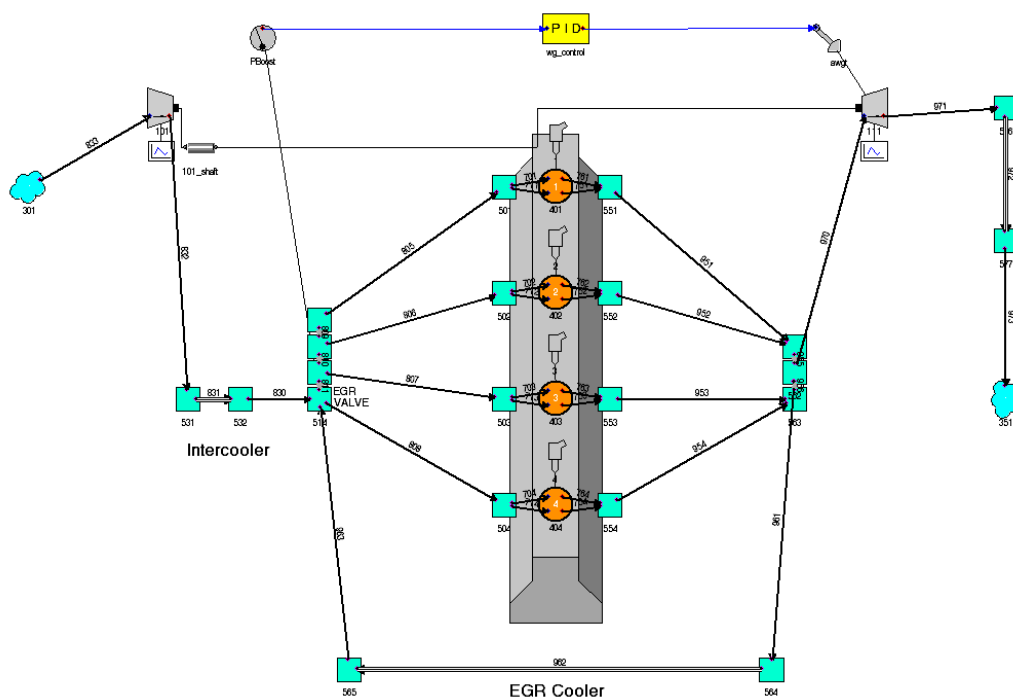


Рисунок 26 – Структура модели виртуального двигателя при использовании системы наддува eBooster

Также проведен расчет скоростных характеристики двигателя при работе на компримированном природном газе и наддуве, представленный в таблице 16.

Таблица 16 – Скоростные характеристики двигателя при работе на компримированном природном газе и наддуве

Скорость двигателя	rpm	12000	11000	8000	6000	5000	3800	2500	1499
Массовый расход воздуха	kg/hr	112.79	115.812	76.0085	47.1944	35.5586	21.9636	10.0124	6.22396
Обратный поток (закрытие)	%	0.0063611	1.33345	0.57656	5.16371	6.82351	4.0765	12.0089	8.27791
Обратный поток (перекрытие)	%	1.66856	1.64621	0.00260389	1.78229	0.0472168	2.81813	3.93208	1.1842
Начало горения	deg	0.105991	1.49699	2.74508	1.41876	2.76788	-0.087528	-1.08232	-4.57096
Максимальная скорость повышения давления	bar/deg	8.0237	6.44525	5.91719	8.47139	8.2253	9.26708	12.0413	14.5201
Массовый расход топлива	kg/hr	5.11283	5.30854	3.56219	2.10814	1.50531	1.04373	0.468656	0.273052
GMEP	bar	16.7151	18.7386	17.5071	14.2682	12.2961	10.8794	6.52901	5.05559
Скорость теплопередачи	W	10301.3	10090.8	6911.8	4943.5	3786.96	3310.01	2193.75	1757.21
IMEP	bar	15.3619	17.5305	16.8856	14.1084	12.2302	10.8684	6.4655	5.02831
Перекрытие клапана	deg	20	20	20	20	20	20	20	20
Максимальное давление	bar	166.009	170.289	142.78	130.255	112.593	110.603	83.7665	82.4063
PMEP	bar	-1.51804	-1.3376	-0.65482	-0.164584	-0.0666163	-0.011024	-0.0626736	-0.028443
Объемный коэффициент наполнения	-	1.03624	1.03256	1.03887	0.945698	0.968678	0.85245	0.816373	0.882473
Объемный коэффициент наполнения (только воздух)	-	1.03624	1.03256	1.03887	0.945698	0.968673	0.852529	0.816325	0.882494
Остаточная газовая фракция	%	3.53397	3.57005	1.25764	4.0267	2.50588	5.60878	7.06512	3.89636
Продолжительность от 0% до 10% сжигания массы топлива	deg	2.31639	2.5577	2.28681	1.85387	1.65903	1.48025	1.03166	0.945934
Продолжительность между от 0% до 2% сжигания массы топлива	deg	0.921082	0.89896	0.789758	0.716122	0.597838	0.542751	0.373791	0.374215
Продолжительность между от 0% до 5% сжигания массы топлива	deg	1.47621	1.64203	1.44139	1.19279	1.07182	0.99067	0.711482	0.628401
Продолжительность от 0% до 90% сжигания массы топлива	deg	60.2841	60.3497	56.0783	48.275	43.2076	40.8284	35.6525	29.5329
Время сжигания 1% массы топлива	deg	0.587408	2.12624	3.17553	1.8629	3.10613	0.302079	-0.821096	-4.34342
Продолжительность сжигания от 10% до 90% массы топлива	deg	57.9677	57.792	53.7915	46.4212	41.5486	39.3481	34.6208	28.5869
Время сжигания 10% массы топлива	deg	2.42238	4.05468	5.03189	3.27263	4.42691	1.39272	-0.0506611	-3.62503
Время сжигания 50% массы топлива	deg	23.0179	25.5429	24.7741	19.7192	18.8197	14.6639	7.83973	4.13603
Время сжигания 90% массы топлива	deg	60.3901	61.8466	58.8233	49.6938	45.9755	40.7409	34.5702	24.9619
Время сжигания 99% массы топлива	deg	96.5506	97.0344	91.495	78.7742	72.4145	65.9569	58.9632	44.5167
Время максимального давления	deg	5.59824	6.6197	7.5446	6.13399	7.14789	4.35345	3.16092	2.09036
Объемный КПД	-	1.79571	2.01145	1.81518	1.50275	1.3587	1.10425	0.76515	0.792726

На рисунке 27 представлено среднее индикаторное давление при работе на сжатом природном газе и наддуве.

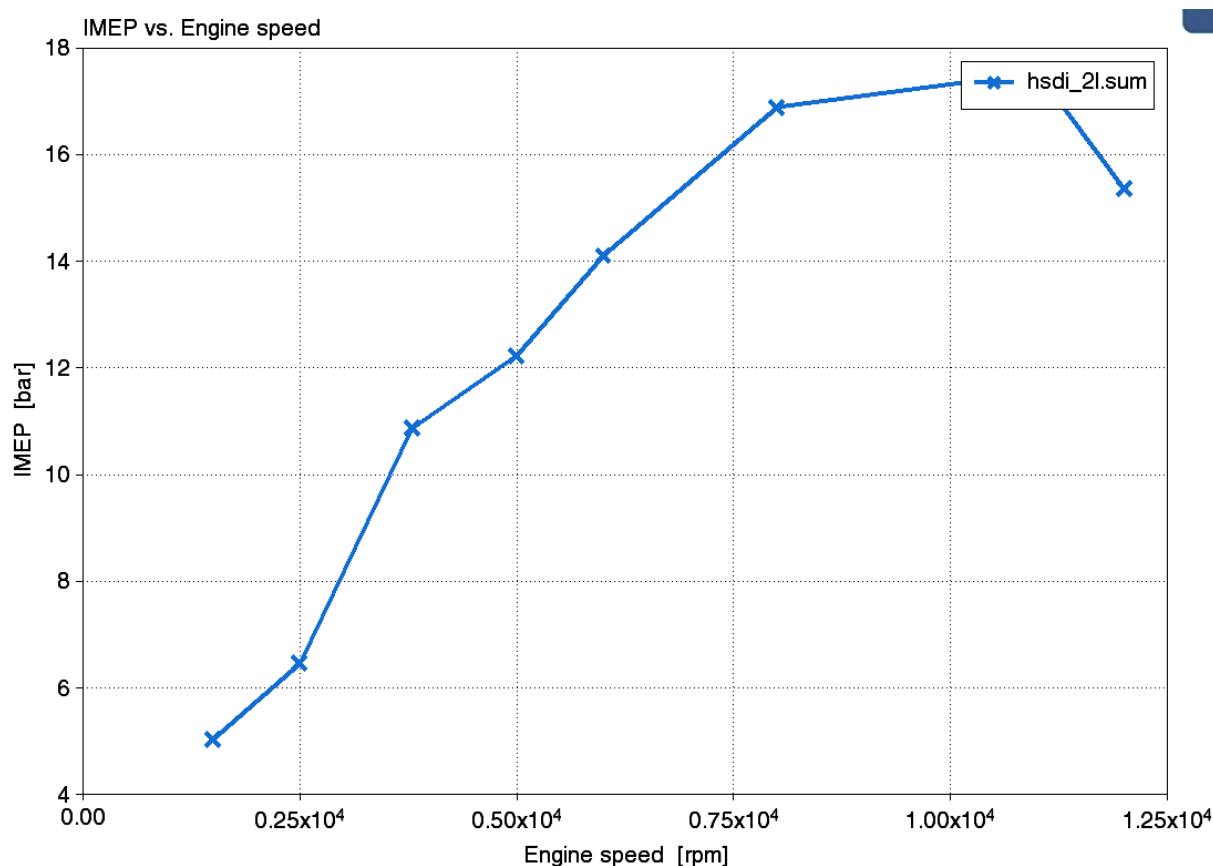


Рисунок 27 – Среднее индикаторное давление при использовании системы наддува eBooster

На рисунке 28 представлена зависимость удельных выбросов по CO в г/кВт ч от частоты вращения при работе на сжатом природном газе и наддуве.

На рисунке 29 представлена зависимость удельных выбросов по NO<sub>2</sub> в г/кВт ч от частоты вращения при работе на сжатом природном газе и наддуве.

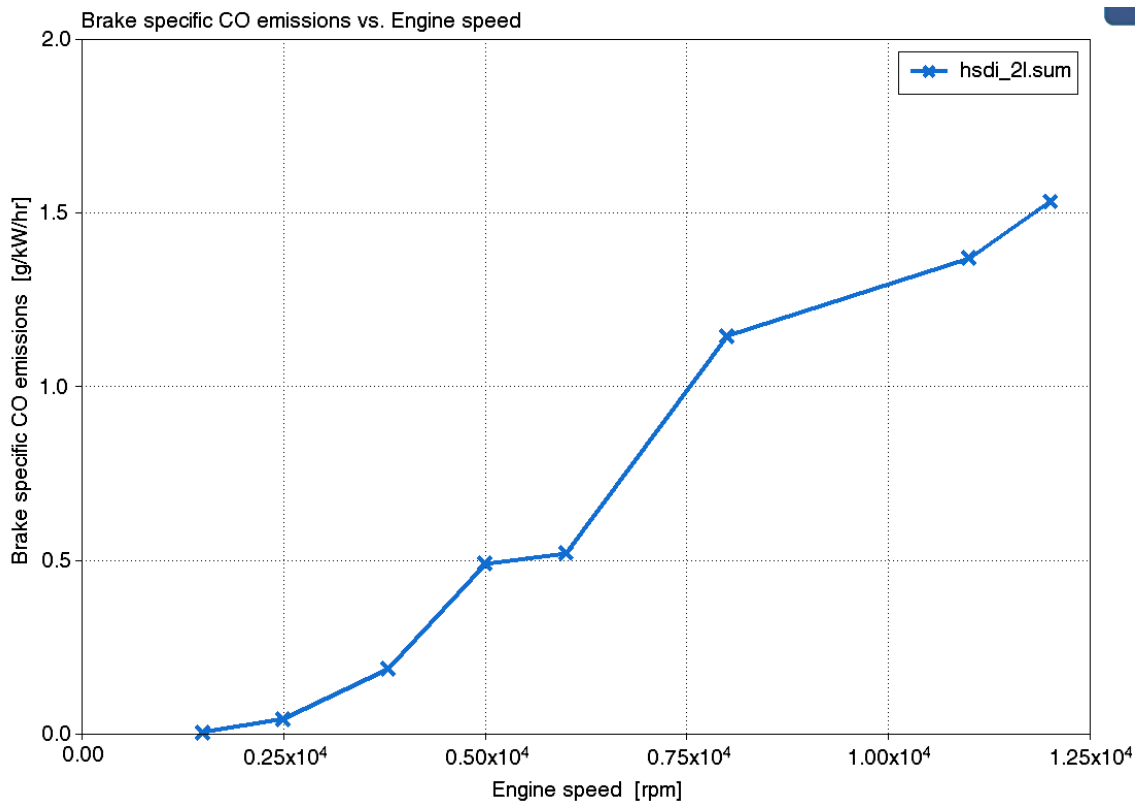


Рисунок 28 – Зависимость удельных выбросов по СО в г/кВт ч от частоты вращения при работе на компримированном природном газе и наддуве.

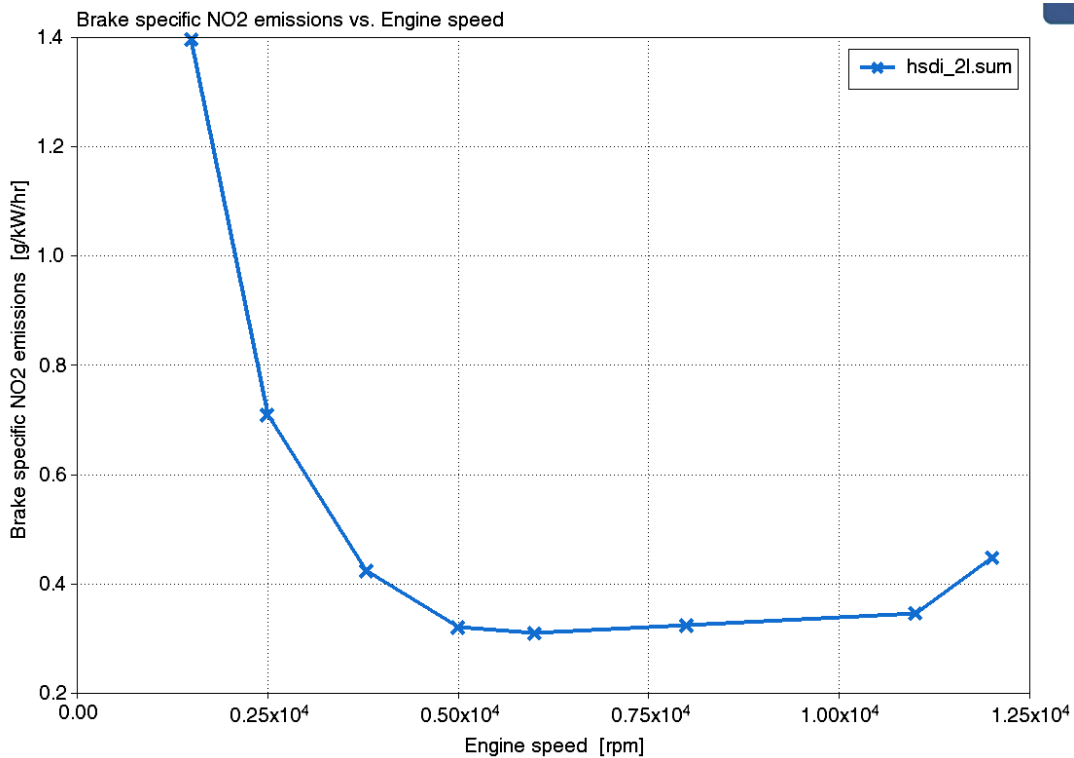


Рисунок 29 – Зависимость удельных выбросов по NO<sub>2</sub> в г/кВт ч от частоты вращения при использовании системы наддува eBooster.

На рисунке 30 представлена зависимость концентрации CO в мил<sup>-1</sup> (ppm) от частоты вращения при работе на сжатом природном газе и наддуве.

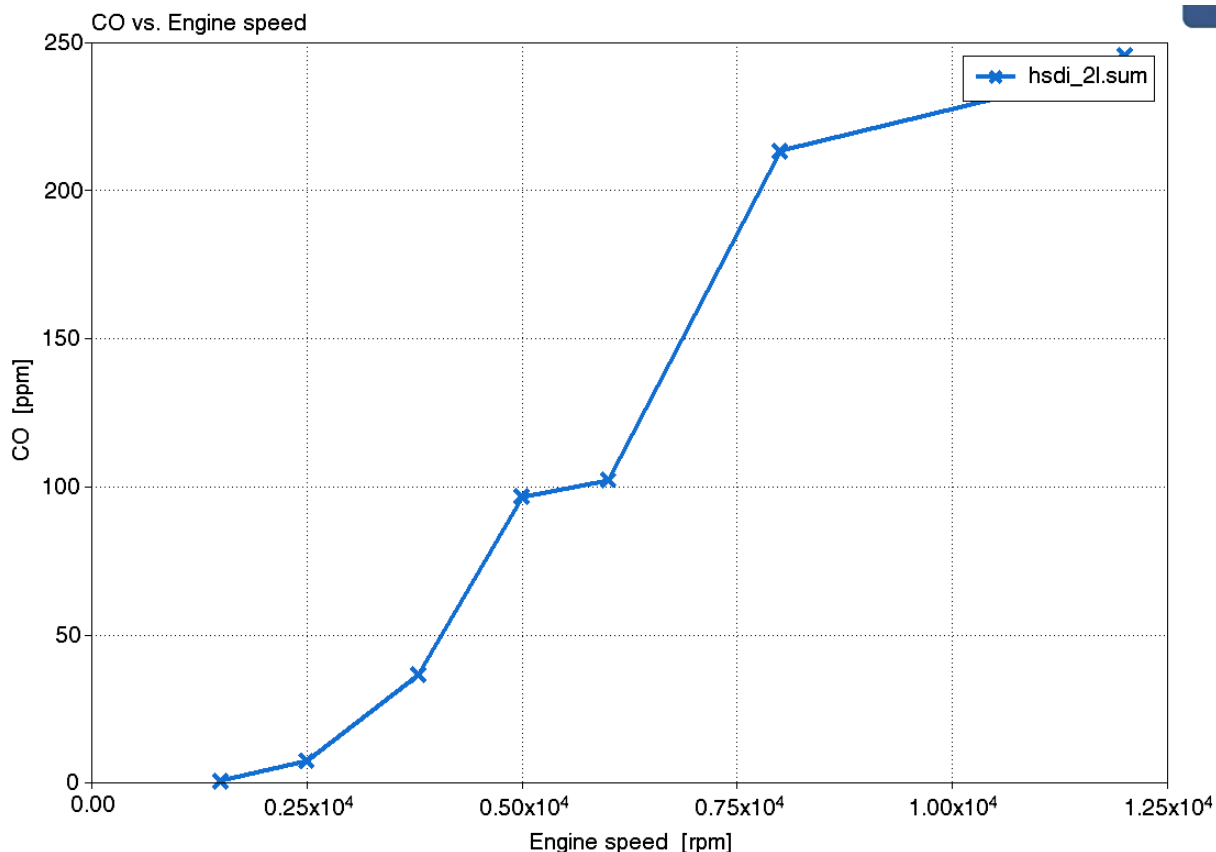


Рисунок 30 – Зависимость концентрации CO в мил<sup>-1</sup> (ppm) от частоты вращения при работе на сжатом природном газе и наддуве.

На рисунке 31 представлена зависимость концентрации CH в мил<sup>-1</sup> (ppm) от частоты вращения при работе на сжатом природном газе и наддуве.

На рисунке 32 представлена зависимость концентрации NO в мил<sup>-1</sup> (ppm) от частоты вращения при работе на сжатом природном газе и наддуве.



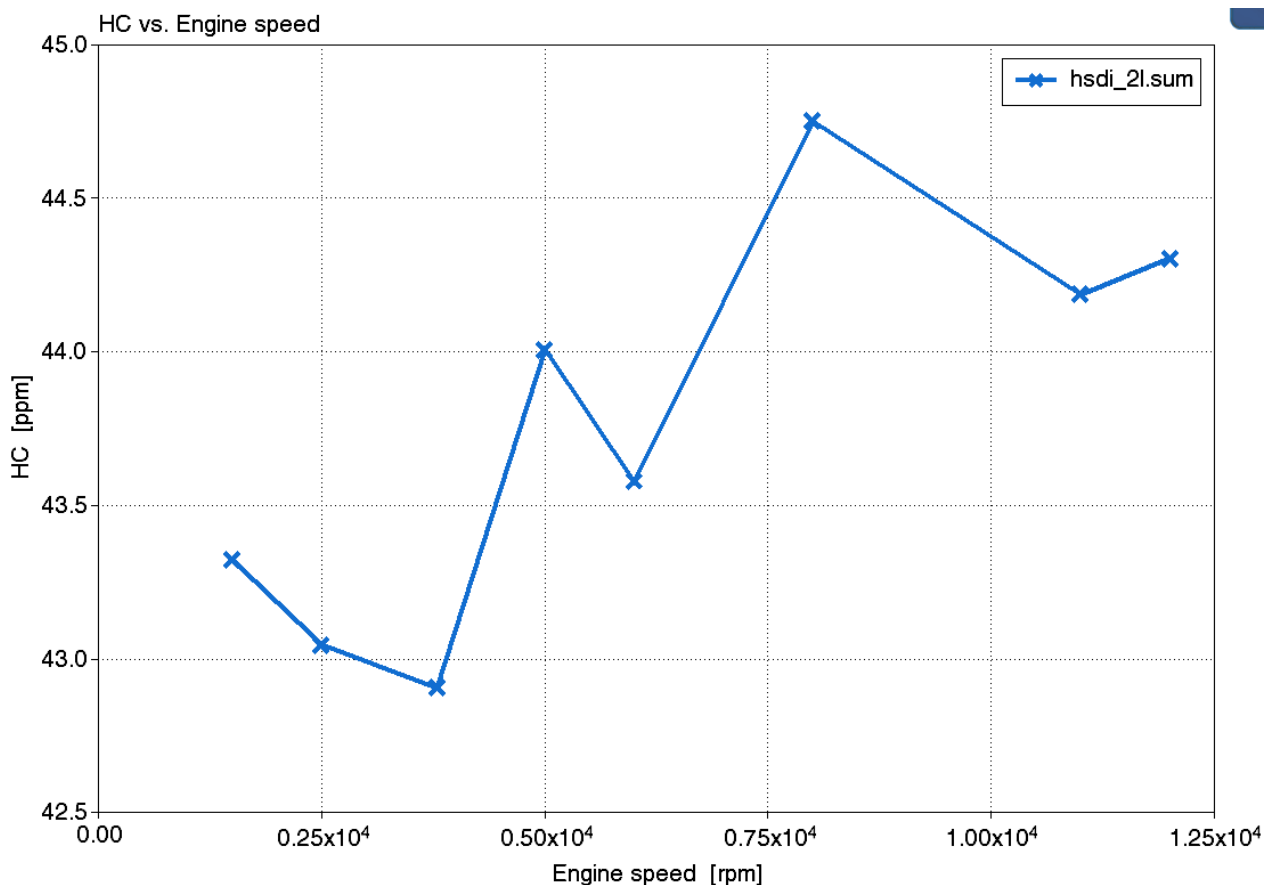


Рисунок 31 – Зависимость концентрации СН в мил<sup>-1</sup> (ppm) от частоты вращения при работе на сжатом природном газе и наддуве.

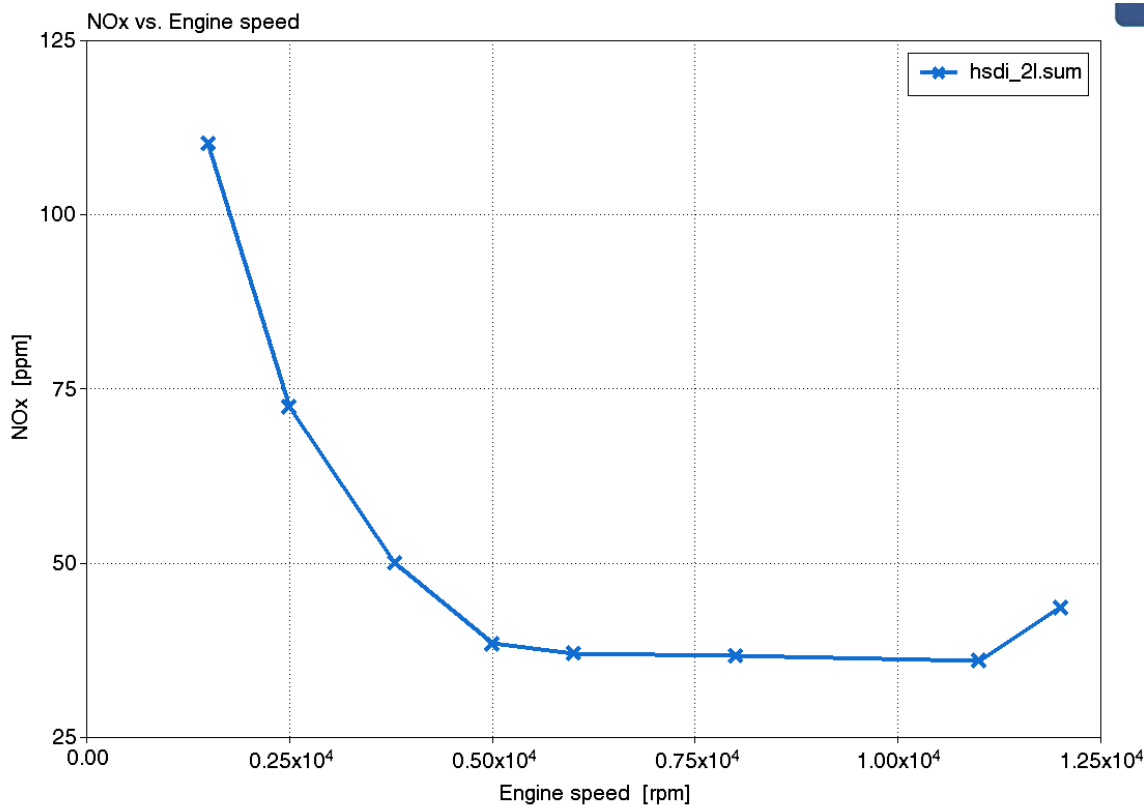


Рисунок 32 – Зависимость концентрации NO в мил<sup>-1</sup> (ppm) от частоты вращения при работе на сжатом природном газе и наддуве.

На рисунке 33 представлена эффективная мощность в кВт при работе на компримированном природном газе и наддуве.

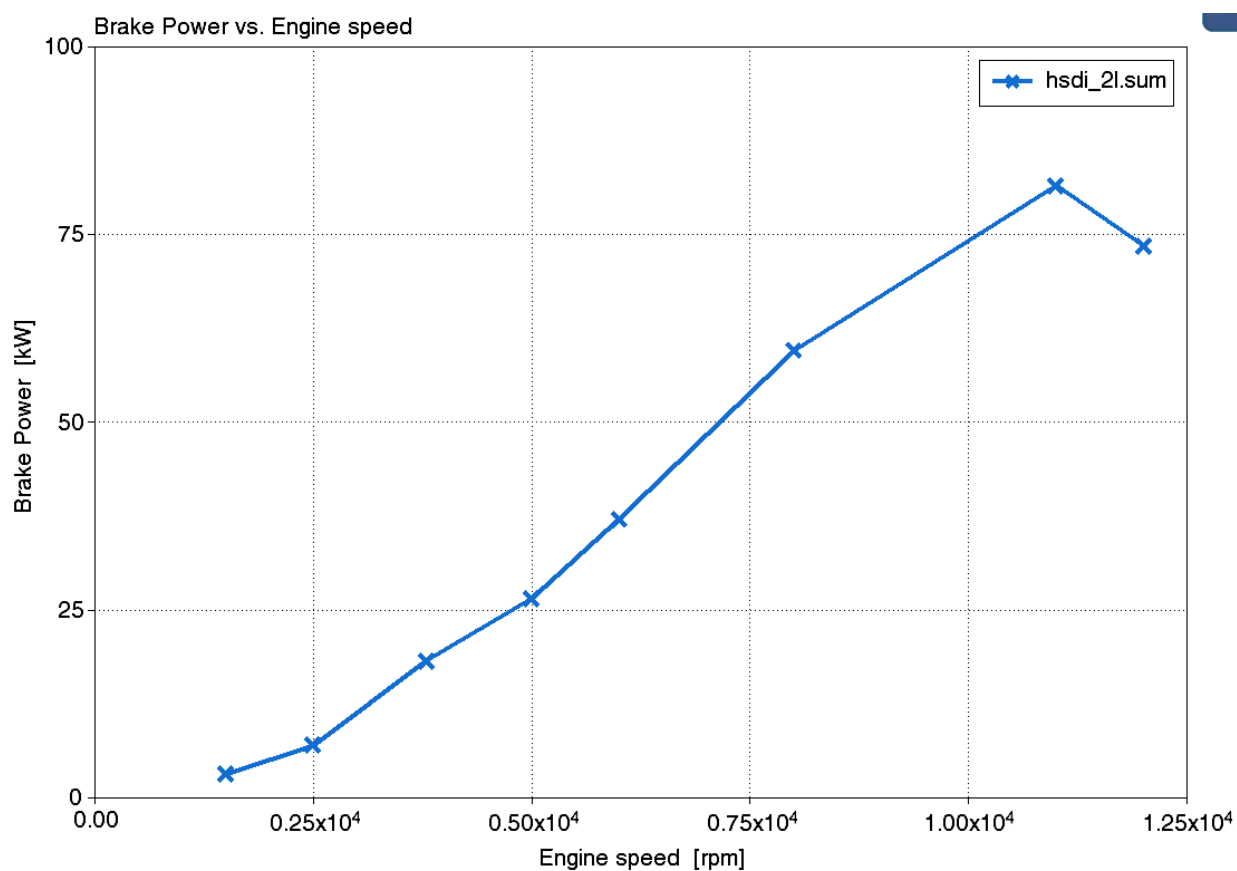


Рисунок 33 – Средняя эффективная мощность в кВт при работе на компримированном природном газе и наддуве

На рисунке 34 представлен средний эффективный крутящий момент двигателя в (Н м) при работе на компримированном природном газе и наддуве.

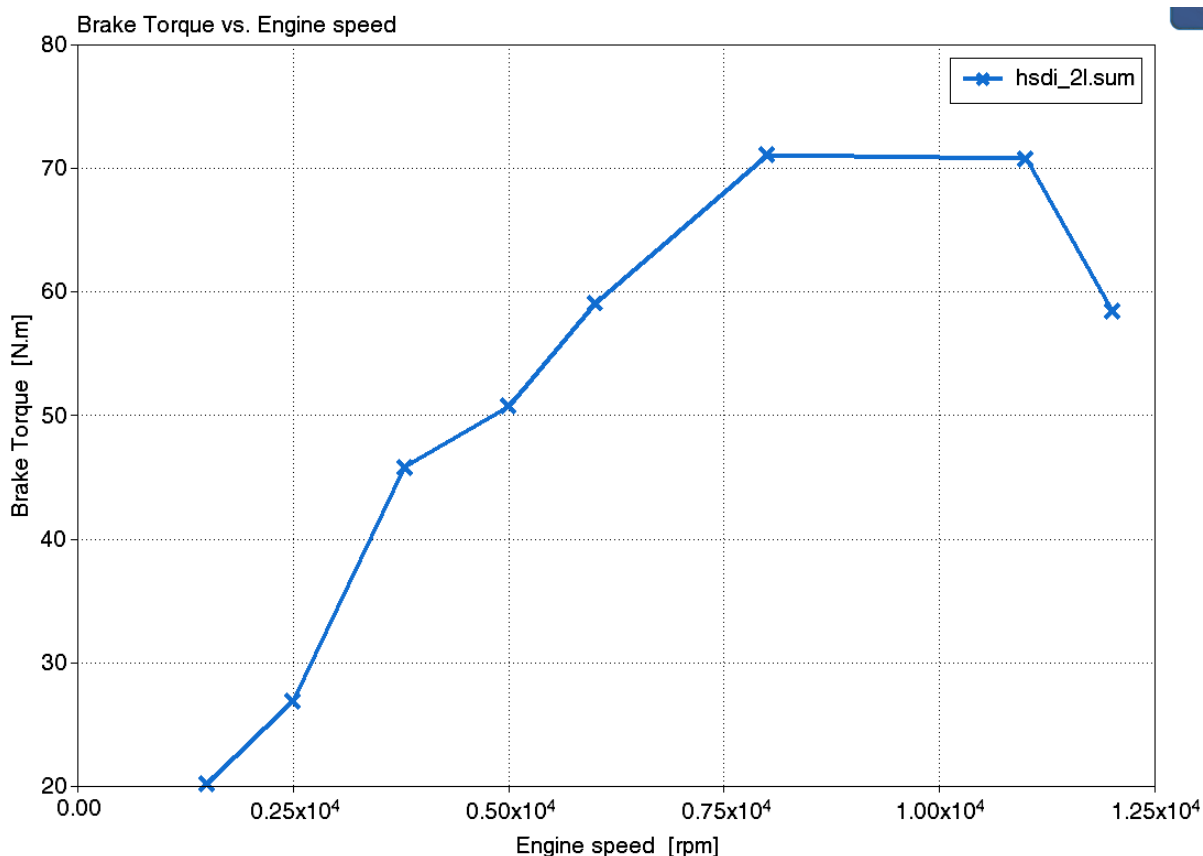


Рисунок 34 – Средний эффективный крутящий момент двигателя в (Н м) при работе на компримированном природном газе и наддуве

### Выводы по 4-му разделу

В ходе стационарного моделирования концепция была оптимизирована для достижения наилучших характеристик и эффективности с учетом реальных ограничений, таких как температура и давление в камере сгорания, и т. д. В результате была получена полная скоростная характеристика двигателя.

Представленные результаты наглядно показывают, что применение наддува для двигателя на природном газе позволяет снизить токсичность двигателя примерно на 40% по сравнению с двигателем на бензине без наддува.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В бакалаврской работе проведен анализ влияния на рабочий процесс ДВС перехода с бензина без наддува на компримированный природный газ с турбо наддувом. Получены основные выводы по работе:

1. Применение природного газа осложнено падением мощности из-за вытеснения части топлива при подаче газа во впускной коллектор, применение наддува позволяет не просто компенсировать это падение, а еще в полной мере реализовать все преимущества высокого октанового числа, что согласно расчетам позволило поднять мощность двигателя на 20%.
2. В ходе стационарного моделирования в программном пакете WAVE Ricardo 17.1 была оптимизирована концепция наддува без использования промежуточного охладителя воздуха, для достижения наилучших характеристик и эффективности с учетом реальных ограничений, таких как, детонация, температура и давление в камере сгорания и т. д. На основе этих моделирования была получена полная скоростная характеристика двигателя.
3. Представленные результаты наглядно показывают, что применение наддува для двигателя на природном газе позволяет снизить токсичность двигателя примерно на 40% по сравнению с двигателем на бензине без наддува.

Выводы по первому разделу

Проведённый анализ известных источников показал, перспективность применения наддува в двигателях, питаемых сжатым природным газом. Наддув позволяет лучше использовать высокие октановые числа природного газа и убрать эффект снижения наполнения при подаче природного газа во впускной коллектор, из-за замещения газом части поступающего воздуха. Среди вариантов наддува рекомендуется использовать малоразмерный

турбокомпрессор. Предлагается устанавливать наддув на малолитражный газовый двигатель.

#### Выводы по 2-му разделу

Проведенные расчеты показали значительное улучшение эффективных показателей работы двигателя при переходе с бензина на сжатый природный газ с турбонаддувом. Проведенные расчеты также показали, что сжатый природный газ с турбонаддувом обладает большим потенциалом для максимизации выходной мощности, например, для приложений, ориентированных на автоспорт или грузовой транспорт.

#### Выводы по 3-му разделу

Как мы видим применение наддува повышает нагрузки на детали кривошипно-шатунного механизма почти в 2 раза, что приводит к необходимости повышения прочностных свойств деталей КШМ, перечислим основные мероприятия, способствующие повышению работоспособности элементов подвергаемым повышенным нагрузкам вследствие применения наддува:

- Необходимо повысить интенсивность масляного охлаждения поршня.
- Необходимо применять шатуны из высоколегированной стали.
- Необходимо применять коленчатый вал из высоколегированной стали.

#### Выводы по 4-му разделу

В ходе стационарного моделирования концепция была оптимизирована для достижения наилучших характеристик и эффективности с учетом реальных ограничений, таких как температура и давление в камере сгорания, и т. д. В результате была получена полная скоростная характеристика двигателя.

Представленные результаты наглядно показывают, что применение наддува для двигателя на природном газе позволяет снизить токсичность двигателя примерно на 40% по сравнению с двигателем на бензине без наддува.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ

- 1 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.
- 2 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.
- 3 Петров, А. И. Техническая термодинамика и теплопередача : учебник / А. И. Петров. - Изд. 2-е, стер. - Санкт-Петербург : Лань, 2023. - 428 с.
- 4 Баширов, Р. М. Автотракторные двигатели : конструкция, основы теории и расчета : учебник / Р. М. Баширов. - Изд. 4-е, стер. - Санкт-Петербург : Лань, 2022. - 336 с.
- 5 Вальехо М. П. Расчет кинематики и динамики рядных поршневых двигателей : учебное пособие / М. П. Вальехо, Н. Д. Чайнов. - Москва : ИНФРА-М, 2022. - 259 с.
- 6 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.
- 7 Крюков, К. С. Теория и конструкция силовых установок : учеб. пособие / К. С. Крюков. - Москва : ИНФРА-М, 2021. - 211 с.
- 8 Курасов, В. С. Теория двигателей внутреннего сгорания : учеб. пособие / В. С. Курасов, В. В. Драгуленко. - Москва : ИНФРА-М, 2021. - 86 с.
- 9 Гоц А. Н. Динамика двигателей : курсовое проектирование : учеб. пособие / А. Н. Гоц. - 3-е изд., испр. и доп. - Москва : ИНФРА-М, 2020. - 175 с.
- 10 Вибе, И.И. Уточненный тепловой расчет двигателя [Текст] / И.И. Вибе// М. Машиностроение, 1971. - с.282

- 11 Aeristech, 2016. Full electric Turbocharger [Online]. Available from: <http://www.aeristech.co.uk/full-electric-turbocharger-technology/> [Accessed 10/10 2019].
- 12 Amann, M., Alger, T. & Mehta, D., 2011. The effect of EGR on low-speed pre-ignition in boosted SI engines. *SAE International Journal of Engines*, 4(1), pp. 235-245.
- 13 Arnold, S., 2009. Single sequential turbocharger: a new boosting concept for ultra-low emission diesel engines. *SAE International Journal of Engines*, 1(1), pp. 232-239.
- 14 Arsie, I., Cricchio, A., Pianese, C., De Cesare, M. & Nesci, W., 2014. A comprehensive powertrain model to evaluate the benefits of electric turbo compound (ETC) in reducing CO<sub>2</sub> emissions from small diesel passenger cars. (0148-7191). SAE Technical Paper.
- 15 Assanis, D., Ekchian, J., Frank, R. & Heywood, J., 1985. A computer simulation of the turbocharged turbo compounded diesel engine system: A description of the thermodynamic and heat transfer models.
- 16 Attard, W., 2007. Small engine performance limits-turbocharging, combustion or design. SAE Technical Paper Series.
- 17 Atzler, F., Wegerer, M., Mehne, F., Rohrer, S., Rathgeber, C. & Fischer, S., 2015. Fuel Consumption and Emissions Effects in Passenger Car Diesel Engines through the Use of a Belt Starter Generator. (0148-7191). SAE Technical Paper.
- 18 Avola, C., Copeland, C., Burke, R. & Brace, C., Numerical investigation of two-stage turbocharging systems performance. In: *ASME 2016 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference*, 2016. American Society of Mechanical Engineers Digital Collection.
- 19 Avola, C., Copeland, C., Duda, T., Burke, R., Akehurst, S. & Brace, C., 2015. Review of Turbocharger Mapping and 1D Modelling Inaccuracies with Specific Focus on Two-Stage Systems. (0148-7191). SAE Technical Paper.

- 20 Baar, R., Biet, C., Boxberger, V., Mai, H. & Zimmermann, R., 2014. New evaluation of turbocharger components based on turbine outlet temperature measurements in adiabatic conditions. ISROMAC-15, Honolulu, HI, Feb, pp. 24-28.
- 21 Backlund, O., Keen, P., Rydquist, J., Giselman, K. & Sundin, L., 1991. *Volvo's MEP and PCP Engines: Combining Environmental Benefit with High Performance*. (0148-7191). SAE Technical Paper.
- 22 Bahadori, A., 2014. Chapter 5 - Gas Compressors. Natural Gas Processing, 1st Edition. Gulf Professional Publishing. pp. 223-273.
- 23 Baines, N., Wygant, K.D. & Dris, A., 2010. The analysis of heat transfer in automotive turbochargers. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 132(4), p. 042301.
- 24 Baines, N.C., 2005. Fundamentals of turbocharging. Concepts NREC White River Junction, Vermont.
- 25 Balis, C., Middlemass, C. & Shahed, S., 2003. Design & development of e-turbo for SUV and light truck applications. (No. CONF-200308-109). Garrett Engine Boosting Systems (US).
- 26 Bell, C., Zimmerle, D., Bradley, T., Olsen, D. & Young, P., 2016. Scalable turbocharger performance maps for dynamic state-based engine models. *International Journal of Engine Research*, 17(7), pp. 705-712.
- 27 Benson, R.S. & Svetnicka, F., 1974. Two-stage turbocharging of diesel engines: a matching procedure and an experimental investigation. *SAE Transactions*, pp. 2749-2766.
- 28 Bhinder, F., 1984. Supercharging compressors-problems and potential of the various alternatives. (0148-7191). SAE Technical Paper.
- 29 Bielaczyc, P., Woodburn, J. & Szczotka, A., 2016. Exhaust emissions of gaseous and solid pollutants measured over the NEDC, FTP-75 and WLTC chassis dynamometer driving cycles. (0148-7191). SAE Technical Paper.



- 30 Bohn, D., Heuer, T. & Kusterer, K., 2005. Conjugate flow and heat transfer investigation of a turbo charger. *J. Eng. Gas Turbines Power*, 127(3), pp. 663-669.
- 31 BorgWarner, 2017. Design and Function of a Turbocharger-Turbine\BorgWarner Turbo Systems. [Online]. Available from: <http://www.turbos.bwauto.com/products/turbochargerTurbine.aspx> [Accessed 15/10 2019].
- 32 BorgWarnerTurboSystems, 2018. BorgWarner Turbo Systems compressor maps [Online]. Available from: <https://www.quora.com/What-is-the-power-loss-for-diesel-engine-at-altitude> [Accessed 09/12 2019].
- 33 BOSCH, 2019. 48V battery-Compact energy storage for low-voltage hybrid system [Online]. Available from: <https://www.bosch-mobility-solutions.com/en/products-and-services/passenger-cars-and-light-commercial-vehicles/powertrain-systems/electric-drive/48v-battery/> [Accessed 10/23 2019].
- 34 Breitbach, H., Metz, D., Weiske, S. & Spinner, G., 2015. Application and Design of the Electrically Driven Compressor from BorgWarner. *MTZ worldwide*, 76(10), pp. 16-21.
- 35 Stephenson, Mark; MAHLE Powertrain , "Engine Downsizing - An Analysis Perspective," in *SIMULIA Customer Conference* , London, 2009. [3] C. Reulein, "Charging of Internal Combustion Engines," in *Combustion Engines Development*, 2012.
- 36 ACEA, "ACEA.BE," 2017. [Online]. Available: <https://www.acea.be/news/article/message-from-the-secretary-general-april-2017>. [Accessed 17 08 2020].
- 37 J. B. Heywood, *Internal combustion engine fundamentals*, New York: McGraw-Hill, Inc., 1988.
- 38 T. K. Colin R. Ferguson, *Internal Combustion Engines: Applied Thermosciences*, Chichester: John Wiley & Sons, Ltd, 2016.

- 39 N. Terdich, PhD Thesis - IMPACT OF ELECTRICALLY ASSISTED TURBOCHARGING ON THE TRANSIENT RESPONSE OF AN OFF-HIGHWAY DIESEL ENGINE, Imperial College London, 2015.
- 40 BorgWarner, "Application and Design of the eBooster," BorgWarner company paper, 2015.
- 41 G. Pasini, G. Lutzemberger, S. Frigo, S. Marelli, M. Ceraolo, R. Gentili and M. Capobianco, "Evaluation of an electric turbo compound system for SI engines: A," Applied Energy, 11 November 2015.
- 42 R. D. Burke, "A Numerical Study of the," ASME - Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, September 2016.
- 43 H. Dr. Breitbach, D. Metz, S. Dr. Weiske and G. Spinner, "Application and Design of the Electrically Driven Compressor from BorgWarner," MTZ, October 2015.
- 44 Audi AG, "Audi EPC," 2016. [Online]. Available: <https://www.audi-technology-portal.de/en/drivetrain/engine-efficiency-technologies/audi-sq7-tdi-v8-tdi-with-electric-powered-compressor-and-48-volt-electrical>. [Accessed 20 04 2020].
- 45 W. Wei, W. Zhuge, Y. Zhang and Y. He, "COMPARATIVE STUDY ON ELECTRIC TURBO-COMPOUNDING SYSTEMS FOR GASOLINE ENGINE EXHAUST ENERGY RECOVERY,"
- 46 Proceedings of ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea and Air GT2010, 14-18 June 2010.