

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования  
«Тольяттинский государственный университет»  
Институт машиностроения  
(наименование института полностью)  
Кафедра «Энергетические машины и системы управления»  
(наименование кафедры)  
13.03.03 «Энергетическое машиностроение»  
\_\_\_\_\_  
(код и наименование направления подготовки, специальности)  
Двигатели внутреннего сгорания  
\_\_\_\_\_  
(направленность (профиль/специализация))

## БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

на тему Применение концепции Downsizing к двигателям семейства ВАЗ

\_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_

Студент	<u>А.Т. Зикиллобеков</u> (И.О. Фамилия)	_____ (личная подпись)
Руководитель	<u>В.А. Шишков</u> (И.О. Фамилия)	_____ (личная подпись)
Консультанты	<u>М.И. Фесина</u> (И.О. Фамилия)	_____ (личная подпись)
	<u>А.Г. Егоров</u> (И.О. Фамилия)	_____ (личная подпись)
	<u>С.А. Гудкова</u> (И.О. Фамилия)	_____ (личная подпись)

Допустить к защите  
Зав. кафедрой к.т.н., доцент Д.А. Павлов  
«ЭМиСУ» \_\_\_\_\_ (ученая степень, звание, И.О. Фамилия) \_\_\_\_\_ (личная подпись)  
« \_\_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2018 г.

Тольятти 2018

## АННОТАЦИЯ

В работе представлен анализ фактических характеристик рабочего цикла бензинового двигателя внутреннего сгорания. Представлена схема работы бензинового двигателя ВАЗ 11194, а также описан способ улучшения мощностных характеристик. Расчетно-пояснительная записка для бакалаврской работы содержит 48 страниц, 6 таблиц, 23 рисунка.

Целью настоящей работы является возможность произвести сравнение двигателей различных видов и рассмотреть их возможные плюсы и минусы. Бакалаврская работа включает в себя пояснительную записку и графическую часть. В пояснительной записке присутствуют главы состояния вопроса данной темы, тепловой расчет, специальную часть которая использует в качестве расчетной системы программный комплекс AST (Advanced Simulation Technologies) AVL Boost.

Задачей данной работы является сравнение характеристик различных типов двигателей при использовании программы AVL Boost.

Графическая часть проекта включает в себя продольные и поперечные сечения двигателя, а также графики кинематических и динамических расчетов, диаграмму ВСХ и специальную часть.

## ABSTRACT

The paper presents an analysis of the actual characteristics of the operating cycle of a gasoline internal combustion engine. The scheme of work of the gasoline engine VAZ 11194 is presented, and also the method of improvement of power characteristics is described. Calculation and explanatory note for bachelor's work contains 48 pages, 6 tables, 23 figures.

The purpose of this work is the ability to compare engines of different types and consider their possible pros and cons. The bachelor's work includes an explanatory note and a graphic part. In the explanatory note there are chapters of the status of the issue of this topic, thermal calculation, a special part that uses the AST (Advanced Simulation Technologies) AVL Boost software package as a calculation system.

The task of this paper is to compare the characteristics of various types of motors when using a program AVL Boost.

The graphical part of the project includes longitudinal and cross sections of the engine, as well as graphs of kinematic and dynamic calculations, the diagram of the External Speed Characteristic and a special part.

Student:

A.T. Zikillobekov

Teacher:

S.A. Gudkova

## СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	6
1 Состояние вопроса.....	7
1.1 Пути повышения мощностных показателей.....	7
1.1.1 Применение природного газа в двигателе с турбонаддувом.....	8
1.1.2 Уменьшение объема ДВС для использования наддува .....	12
1.1.3 Численное моделирование базовых конфигураций двигателя.....	15
1.2 Применение и принцип работы роторных компрессоров....	19
2 Расчет бензинового двигателя.....	23
2.1 Тепловой расчет и тепловой баланс (по методике Гринивецкого-Мазинга).....	24
2.1.1 Топливо.....	24
2.1.2 Параметры окружающей среды.....	25
2.1.3 Процесс впуска.....	26
2.1.4 Процесс сжатия.....	27
2.1.5 Протекание процесса сгорания.....	28
2.1.6 Процессы выпуска и расширения.....	29
2.1.7 Индикаторные параметры рабочего цикла.....	30
2.1.8 Эффективные показатели ДВС.....	30
2.1.9 Основные параметры цилиндра ДВС.....	31
2.1.10 Вывод индикаторной диаграммы.....	32
2.1.11 Тепловой баланс.....	34
2.1.12 Вывод графика теплового баланса.....	36
2.1.13 Вывод графиков ВСХ.....	37
3 Применение концепции Downsizing к двигателю ВАЗ.....	38
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	44
СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ.....	45
ПРИЛОЖЕНИЕ А.....	48

## ВВЕДЕНИЕ

Двигатели внутреннего сгорания (ДВС) распространены по всему миру, их размер и функционал очень разнообразен, поэтому являясь самыми распространёнными силовыми агрегатами, в автомобилестроении, они требуют постоянной модернизации [1]. Инженеры по сей день решают задачи, которые связаны с увеличением мощности, снижением шумности, повышением экологичности и снижением удельного расхода топлива.

К одним из серьёзнейших недостатков в ДВС относится потеря полезной энергии. При воспламенении и сгорании смеси топливо/воздух в цилиндре, большая часть тепловой и кинетической энергии отправляется в выхлопную трубу вместе с выхлопными газами, тем самым полезная работа не совершается [2].

В процессе впуска в цилиндр подается топливовоздушная смесь в определенном количестве, ограничивая двигатель в литровой мощности. Это обусловлено тем, что давление в конце такта впуска всегда меньше чем атмосферное давление. Это явление относится к еще одному серьёзному недостатку двигателя.

Возможно решить указанные недостатки путем применения турбокомпрессора или роторного компрессора [3]. Таким образом, цель работы заключается в создании модели двигателя обеспечивающей высокие нормы экологии и максимально сниженный расход топлива, имеющей объем 1,4 л для применения концепции downsizing в автомобиле класса «В». Расчет произвести в программе AVL Boost, относящейся к огромному комплексу программ по моделированию AVL AST.

# 1 Состояние вопроса

## 1.1 Пути повышения мощностных показателей

### 1.1.1 Применение природного газа в двигателе с турбонаддувом

В настоящее время природный газ является одним из многообещающих альтернативных топлив. Основным компонентом природного газа, метан, характеризуется высокой температурой самовоспламенения, обеспечивает стойкость к детонации и позволяет применить высокий наддув двигателя с искровым зажиганием даже при высокой степени сжатия. Авторы [4], исходя из этого, поставили цель оценить характеристики двигателя, которых можно достигнуть за счет введения турбонаддува серийного двигателя, работающего на природном газе, без изменения основной конструкции двигателя, т. е. без изменения количества впускных клапанов или степени сжатия.

Для достижения поставленной цели в [4] была построена термодинамическая модель двигателя, позволяющая проводить моделирование с достаточной достоверностью без больших вычислительных трудозатрат. Модель была реализована в виде блок-схемы в программе Simulink-MatLab, включающая в себя две основные части: цилиндр двигателя (моделирование термодинамического процесса в цилиндре двигателя) и внешнюю систему (моделирование расхода в системах впуска и выпуска). Внешняя система была реализована посредством методики “компонентов с сосредоточенными параметрами”, т. е. характеристики каждого отдельного компонента учитывали один элемент; таким образом, одному трубопроводу соответствует два различных: один для моделирования эффекта инерции потока жидкости, а другой для расчета массового расхода.

Модель была настроена с помощью экспериментальных данных, полученных на испытательном стенде с установленным четырехцилиндровым восьмиклапанным двухтопливным (с возможностью работы на бензине или на природном газе) двигателем ФИАТ с искровым зажиганием.

После схождения модели для атмосферного двигателя авторами была добавлена модель турбоагнетателя.

Рассматривался турбокомпрессор IHI RHF3, который был смоделирован с использованием карты работы турбокомпрессора. На рисунке 1.1 предоставлена карта работы турбины IHI, взятая из доступных литературных источников [5].

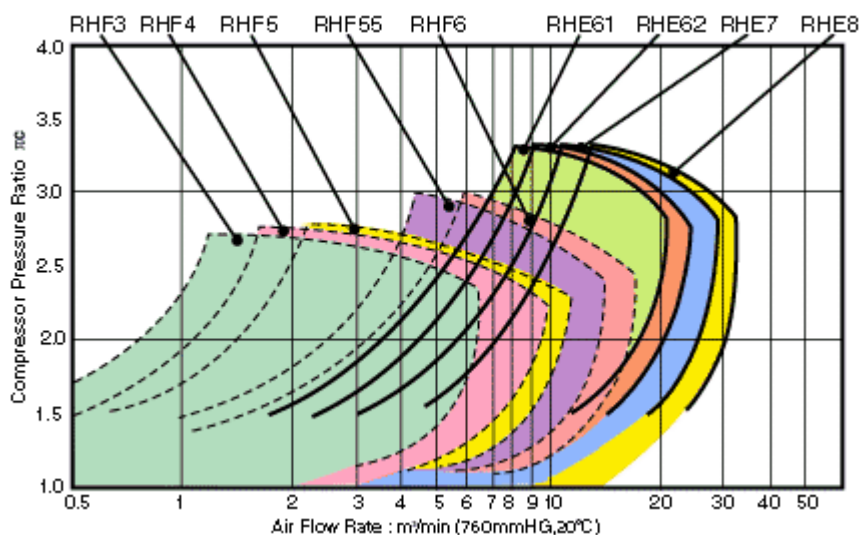


Рисунок 1.1 – Карта работы турбокомпрессоров IHI RHF

Карта компрессора была реализована в SimuLink для оценки его массового расхода и КПД для заданной степени сжатия (известной из граничного условия) и частоты вращения ротора.

Этот же подход был использован для моделирования турбины, массовый расход и КПД которой были взяты из карт, представленных на рисунках 1.2 и 1.3, для заданной степени расширения.

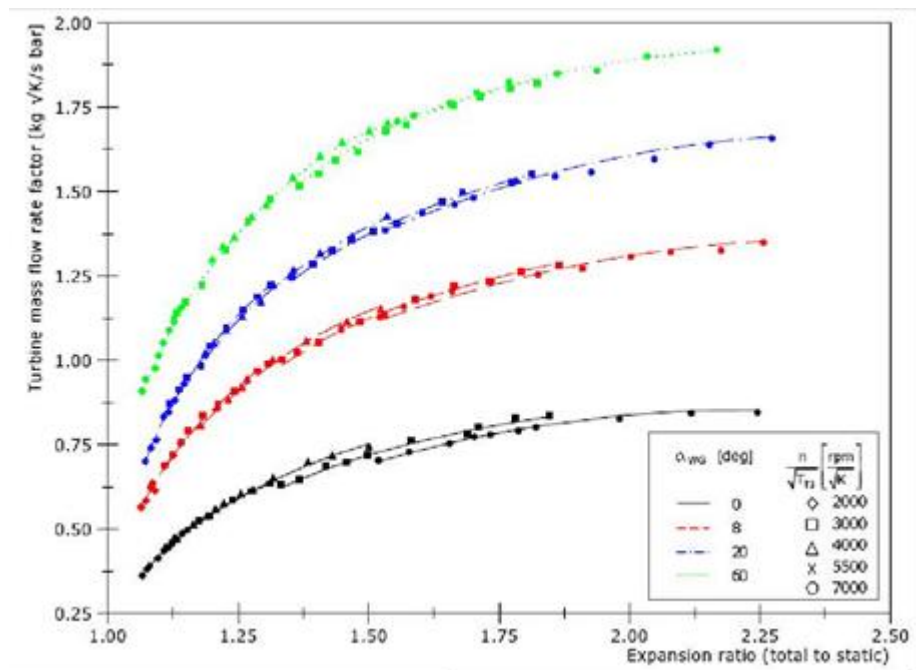


Рисунок 1.2 – Зависимость коэффициента массового расхода турбины от степени расширения газа в турбине (отношения полного давления к статическому)

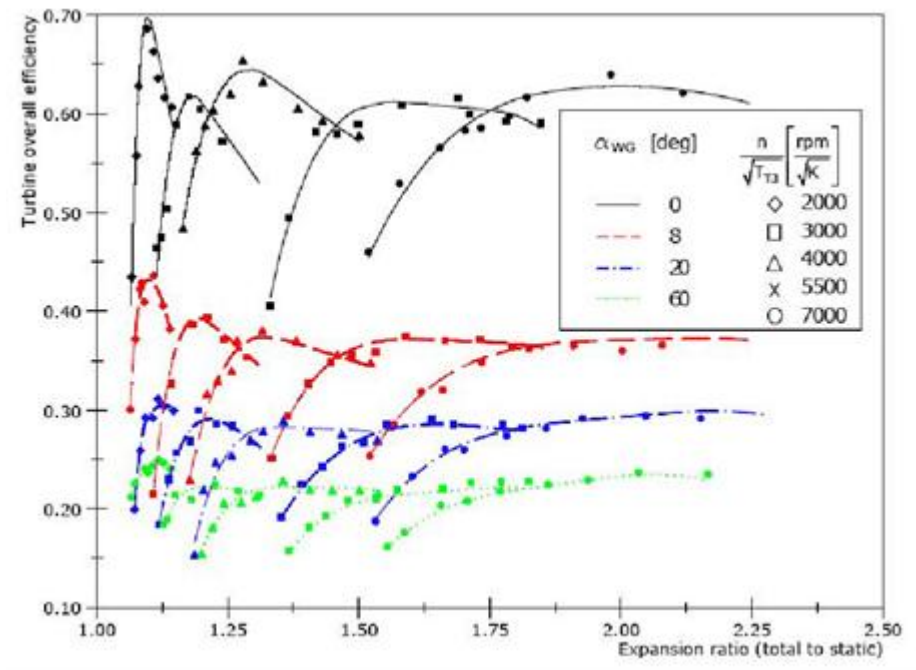


Рисунок 1.3 – Зависимость КПД турбины от степени расширения газа в турбине (отношения полного давления к статическому)



В результате моделирования авторы получили характеристики для атмосферного двигателя и для двигателя с турбонаддувом. При этом клапан перепуска начинал открываться при давлении в выпускном коллекторе 1,9 бар (для поддержания частоты вращения турбокомпрессора ниже максимально допустимой), и полностью открывался при давлении 2,5 бар. На рисунке 1.4 представлены две кривые среднего индикаторного давления от частоты вращения вала двигателя при полной нагрузке. Повышение среднего индикаторного давления превышает 80 % при частоте вращения от 2000 до 5500 мин-1. Также на графике приведено давление в выпускном коллекторе, полученное из моделирования турбонаддува. Как видно турбокомпрессор дает давление наддува 1,9 бар, начиная с 2000 мин-1.

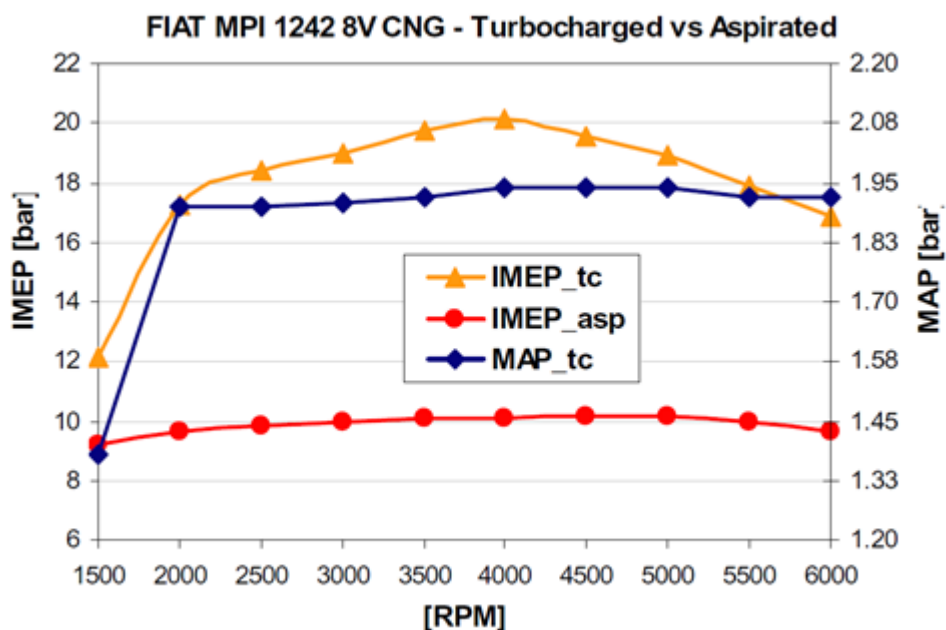


Рисунок 1.4 – Индикаторное давление турбированного и атмосферного двигателей

На рисунке 1.5 представлены кривые крутящего момента и мощности, вычисленные для внешней скоростной характеристики для атмосферного и турбированного двигателей. Как видно, в результате моделирования получено, что максимальный крутящий момент двигателя увеличивается с 88 Н•м при частоте вращения вала двигателя  $n = 3000$  мин-1 до 186 Н•м при  $n = 4000$  мин-1

(что соответствует среднему эффективному давлению 19 бар), а максимальная мощность двигателя увеличивается с 48 кВт при  $n = 6000$  мин<sup>-1</sup> до 93 кВт при  $n = 6000$  мин<sup>-1</sup>.

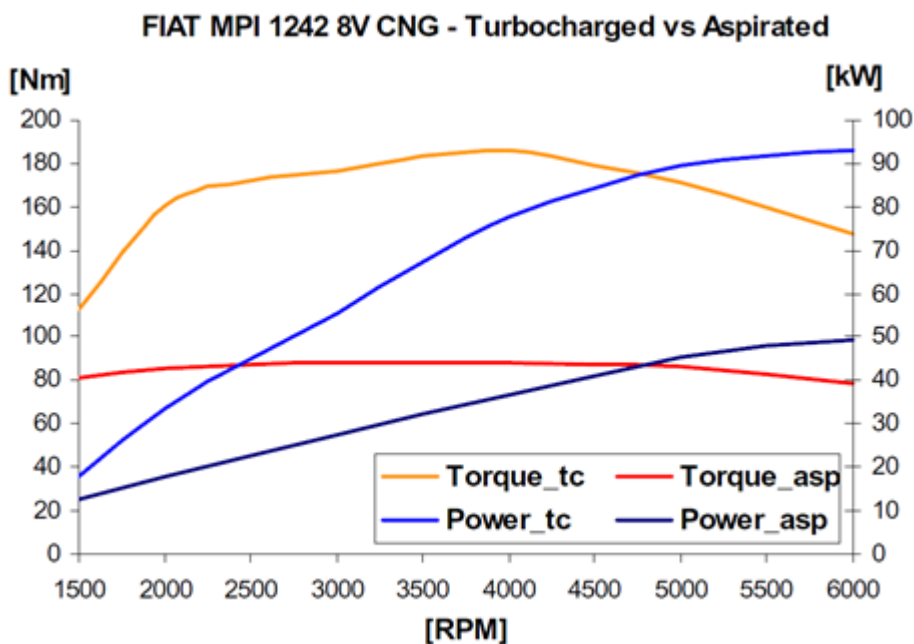


Рисунок 1.5 – Крутящий момент и мощность турбированного и атмосферного двигателей

На рисунке 1.6 представлены кривые удельного эффективного расхода топлива в зависимости от частоты вращения при полной нагрузке. Как видно, удельный расход топлива турбированного двигателя всегда ниже, чем у атмосферного двигателя. При этом у атмосферного двигателя минимальный удельный расход топлива равен 245 г/кВт•ч, а у турбированного двигателя расход поддерживается ниже 220 г/кВт•ч в диапазоне от 2000 до 4500 мин<sup>-1</sup>.

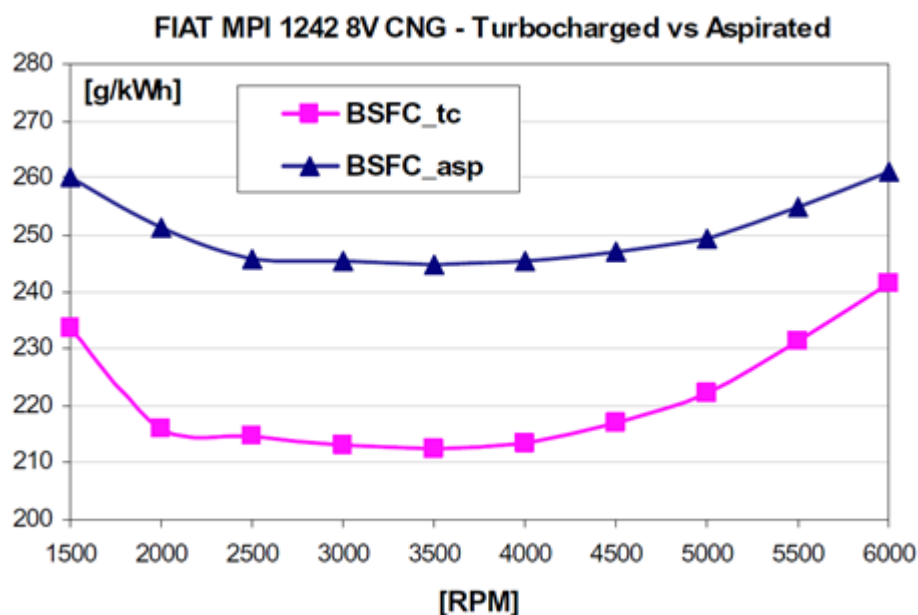


Рисунок 1.6 – Удельный расход топлива турбированного и атмосферного двигателей

Таким образом, проведенное исследование показало возможность увеличения крутящего момента и мощности двигателя около 90 % и снижение расхода топлива примерно на 13 %.

#### 1.1.2 Уменьшение объема ДВС для использования наддува

Развитие будущих двигателей внутреннего сгорания с высокой мощностью в купе со значительным сокращением потребления топлива, а также сокращением эмиссии  $\text{CO}_2$  и токсичных выбросов требует усовершенствования протекающих термодинамических стадий процесса, таких как продувка цилиндра и сгорание в соответствии с современными требованиями двигателестроения.

Одним из наиболее эффективных решений данной проблемы является одновременное понижение объема двигателя с введением наддува посредством турбины и объемного компрессора, связанных в различных комбинациях [6].

Статья представляет результаты сравнения четырех различных конфигураций четырехтактного четырех цилиндрового двигателя с непосредственным впрыском топлива:

Атмосферный двигатель объемом - 1400 куб. см.;

Двигатель объемом - 1400 куб. см. с турбонагнетателем;

Двигатель объемом - 1400 куб. см. с объемным и турбонагнетателем;

Атмосферный двигатель объемом - 1600 куб. см. мощностью равной двигателю объемом 1400 куб. см. с турбонаддувом.

Экспериментально полученные основные характеристики этих четырех двигателей, используются в компьютерном моделировании для анализа термодинамических циклов и, предоставляя результат средне эффективного давления, удельного расхода топлива, выделения двуокиси углерода и токсичных выбросов, во всем диапазоне оборотов при изменении перекрытия клапанов и прямой модуляции впрыска топлива по времени.

Данный анализ позволяет спроектировать компактный двигатель с двумя стадиями наддува для эффективного увеличения мощности при минимальном уровне загрязнения окружающей среды. Данная конфигурация компоновки двигателя представляется, как выгодная альтернатива некоторым гибридным схемам, в которых сочетаются механическая с электрическая составляющие.

Передовой концепцией автомобильного движения является сочетание механической и электрической составляющих в различных схемах гибридных установок. Основными целями являются повышение крутящего момента, и улучшение переходной характеристики крутящего момента в условиях требований значительного снижения удельного расхода топлива и выбросов токсических веществ.

С другой стороны, данная цель может быть достигнута при понижении объема двигателя и введением наддува с турбонаддувом. Что характерно для данной конфигурации - это возможность привода механического наддува электрическим двигателем. Последние разработки в области двигателей с комбинированной системой наддува демонстрируют эффективность данного подхода в достижении указанных целей [7].

Сравнение гибридной схемы привода, со схемой, включающей в себя уменьшение объема двигателя с нагнетателем, приводимым в движение электродвигателем, становится все более и более актуальным для улучшения указанных характеристик с приемлемыми затратами. Приведенный ниже анализ ориентирован на потенциал уменьшения объема двигателя в сочетании с механическим наддувом и турбонаддувом на конкретном примере. Уменьшение объема двигателя позволяет увеличить средний тепловой КПД двигателя внутреннего сгорания во время всего ездового цикла, работающего в области высокого средне эффективного давления [8].

На рисунке 1.7, вне указанного ездового цикла, который в целом соответствует городским условиям, при высокой нагрузке и оборотах, требуемое увеличение высокого среднего эффективного давления (ВМЕР) может быть обеспечено за счет наддува.

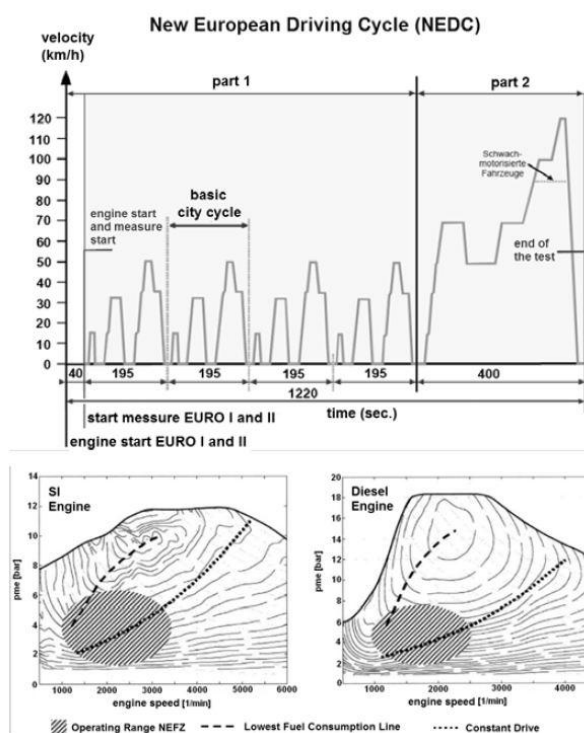


Рисунок 1.7 – Уменьшение объема двигателя соответствующее Новому Европейскому Ездовому Циклу (NEDC)

### 1.1.3 Численное моделирование базовых конфигураций двигателя.

Моделирование основных показателей двигателя были проведены с помощью одномерного инструмента для четырех различных конфигураций.

На рисунке 1.8 показана принципиальная схема двигателя GDI с интегрированным механическим наддувом и турбонаддувом. Основными компонентами, которого являются непрерывно регулируемый объемный нагнетатель, который соединен с коленчатым валом, турбокомпрессор, впускной и выпускной коллекторы, интеркулер и система прямого впрыска. Для модели были рассмотрены входные данные, показанные в таблице 1.1.

Таблица 1.1 – Входные данные.

Наименование параметра	Двигатель 1,4 литра	Двигатель 1,6 литра
Диаметр цилиндра/Ход поршня, мм	76,5/75,6	76,5/86,9
Степень сжатия	10(12)	12
Диаметр впускного клапана, мм	29	29
Диаметр выпускного клапана, мм	26	26

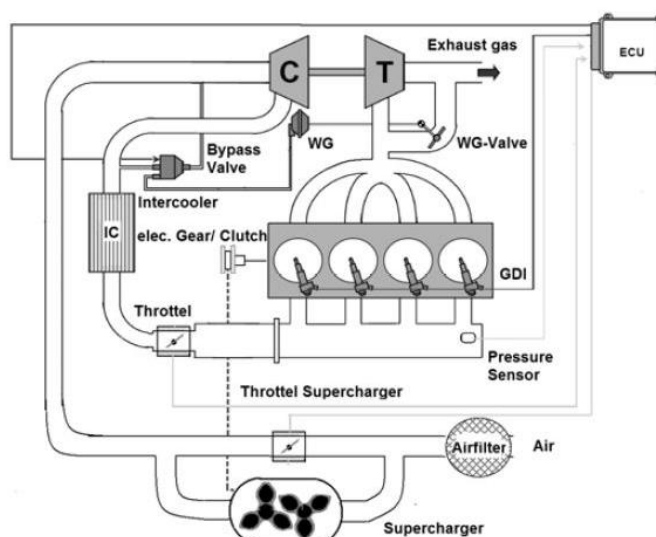


Рисунок 1.8 – Схема взаимодействия объемного компрессора с турбокомпрессором

Сравнение результатов показателей двигателей различных конфигураций, полученных в результате численного моделирования.

На рисунке 1.9 представлено влияние наддува на показатели двигателя выбранных для сравнения компоновок.

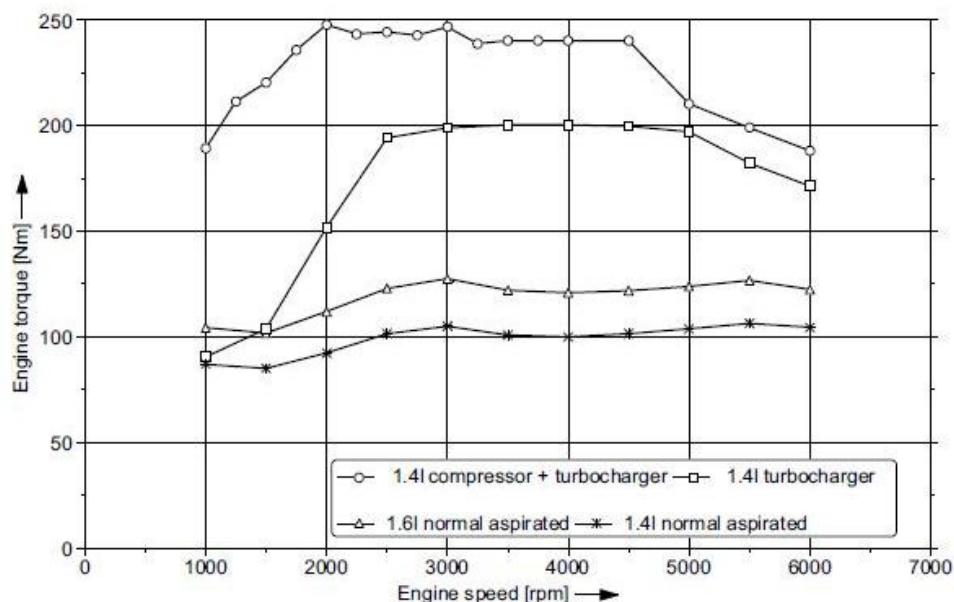


Рисунок 1.9 – Крутящий момент

В то время как атмосферный 1400 кубовый двигатель достигает максимального крутящего момента 100 [Нм] в выбранном диапазоне оборотов двигателя, двигатель с комбинированным наддувом позволяет получить уровень крутящего момента в 240 [Нм], как показано на рис. 3. Применяя только турбонаддув, максимальный крутящий момент составляет только 200 [Нм], но при более высоких оборотах двигателя, начиная с 2500 оборотов в минуту, по сравнению с 2000 оборотов в минуту при применении комбинированного наддува, что отрицательно влияет на динамические качества. Атмосферный двигатель 1600 куб.см достигает максимального уровня крутящего момента 120 [Нм], который составляет половину значения от крутящего момента двигателя с комбинированным наддувом [9].

На рисунке 1.10 представлен график сравнения удельного расхода топлива.

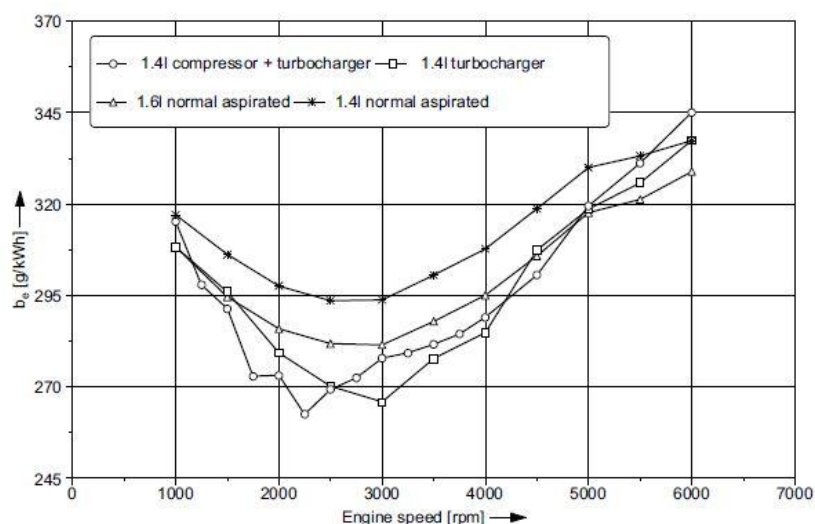


Рисунок 1.10 – Удельный расход топлива.

Сравнивая удельный расход топлива в выбранном диапазоне частоты вращения коленчатого вала двигателя для выбранных компоновок, преимущества двойного наддува появятся снова. Сравнивая двигатель с турбонаддувом и двигатель с двойным наддувом, второй позволяет переместиться в область более низких оборотов с минимальным потреблением топлива. Это вызвано более быстрой реакцией объемного нагнетателя. В то время как 1600 куб. атмосферный двигатель невыгодно отличается в диапазоне низких оборотов [10].

Уменьшение объема бензинового двигателя внутреннего сгорания в сочетании с двойным наддувом - это эффективный способ улучшить как характеристику крутящего момента, так и удельного расхода топлива. Сравнивая результаты наддува, представленные на рисунке 1.9 с увеличением крутящего момента, при использовании двигателя внутреннего сгорания в гибридных установках, так же наиболее предпочтительным является выбор сочетания уменьшения объема бензинового двигателя с двойным наддувом.

На рисунке 1.11 представлена характеристика крутящего момента гибридной установки.



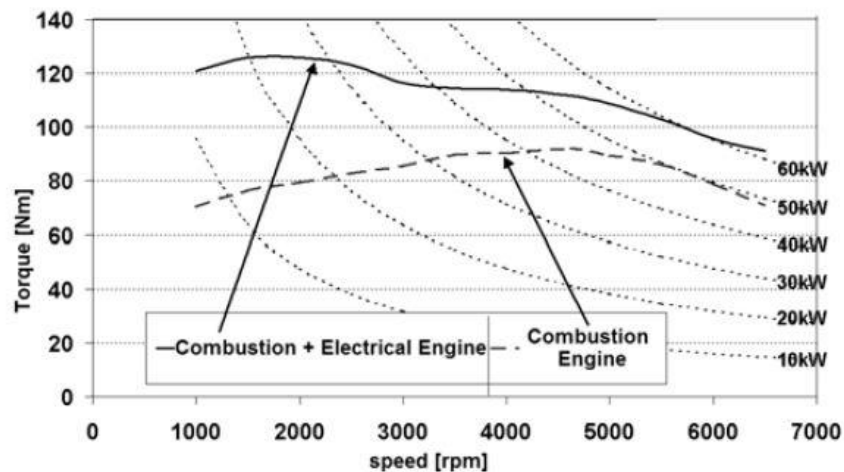


Рисунок 1.11 – Характеристика крутящего момента гибридной установки

С другой стороны, различные комбинации наддува требуют тонкой настройки регулирующего клапана и системы непосредственного впрыска [11]. Кроме того, условия по охране окружающей среды требуют каждый раз настраивать систему очистки цилиндра и смесеобразования для каждой схемы наддува.

## 1.2 Применение и принцип работы роторных компрессоров

Винтовые компрессоры являются объемными роторными машинами, которые по существу состоят из пары винтовых зубчатых зацепляющихся роторов, находящихся в корпусе. Вместе с тем эта форма последовательности рабочих камер, как показано на рисунке 1.12, посредством видов с различных направлений и сторон этой машины. Затемненные порции показывают замкнутый объем, где роторы окружены корпусом и происходит сжатие, тогда как, светлые области показывают объемы роторов открытые к внешнему давлению. Большая светлая область (на рисунке 1.12 а) соответствует окну низкого давления. Маленькая светлая область между концами валов (В и D на рис.1.12 б) относится к окну высокого давления. Впуск газа для сжатия происходит через окно низкого давления, которое образовано путем открытия корпуса со стороны верхних торцевых поверхностей роторов. Распахивание объема между зубьями роторов со стороны окна впуска в то время как их торцы пересекают это окно, позволяет газу заполнить проходы образованные между ними и корпусом. Дальнейшее вращение, когда винты отсекают это окно и постепенно уменьшают замкнутый объем в каждом проходе, до тех пор, пока задние концы проходов между роторами не открываются на окно высокого давления. Затем этот газ вытекает через него при приблизительно постоянном давлении [12].

Важным свойством винтовых машин, является то, что направление вращения роторов сохраняется, когда газ втечет через окно высокого давления машины и вытечет через окно низкого давления. И машина будет действовать в качестве экспандера. Такая машина также будет работать в качестве экспандера, при вращении в том же направлении что и компрессор, но при условии, что окна впуска и выпуска расположены по противоположные стороны корпуса, к первоначальным окнам, поскольку это имеет тот же самый эффект, что и смена направления вращения по отношению к окнам. Когда машина работает как компрессор, механическая энергия должна подаваться на вал А для ее вращения, когда она работает как экспандер вращение происходит

автоматически и вырабатываемая мощность внутри нее будет отдаваться через вал А.

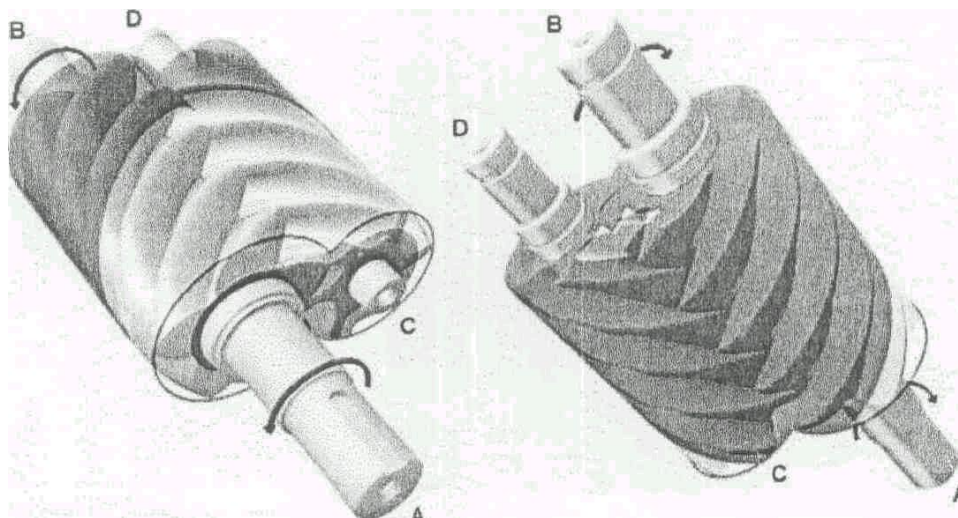


Рисунок 1.12 – Форма рабочих камер винтового компрессора

При объединении мощность компрессора понизит или даже превысит мощность привода компрессора. При этом компрессор будет полностью приводится экспандером. Объединенная мощность компрессора-экспандера в таком случае будет зависеть от потока среды и параметров обеих машин [13].

На рисунке 1.13 показано устройство винтовой машины, в которой происходит и сжатие и расширение рабочей среды, которое предлагается использовать в топливных элементах. В этом случае валы роторов компрессора продолжены до включения роторов экспандера на них, так что каждый набор роторов размещается в отдельной камере одного корпуса, чтобы образовать машину с объединенным компрессором-экспандером. Эта схема, при которой поток входит и покидает объединенный компрессор экспандер, является критической, поскольку по средством этого нагрузки на подшипники в машине являются минимальными [14].

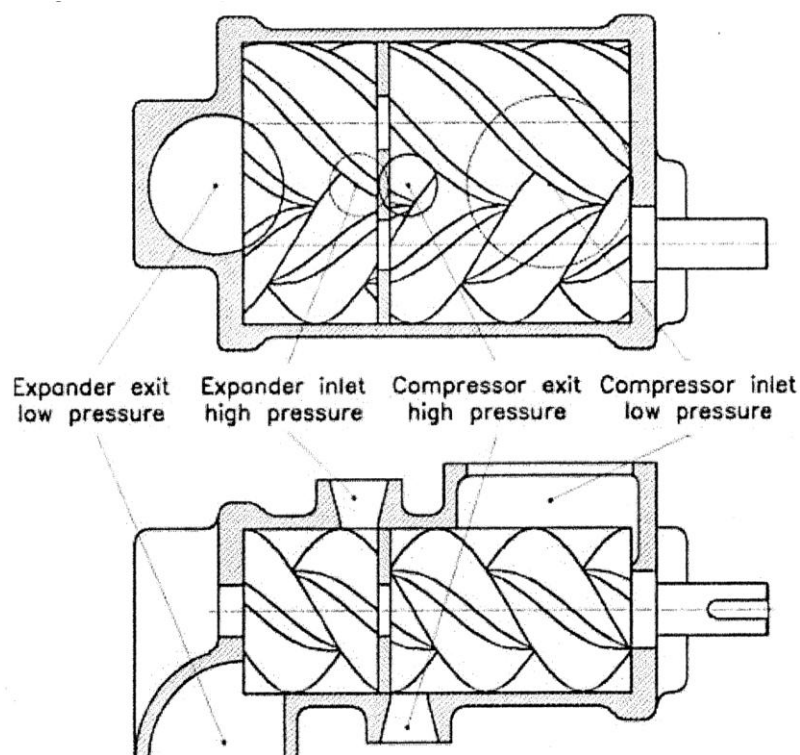


Рисунок 1.13 – Схема объединенного винтового компрессора-экспандера

Как это показано, продукты реакции высокого давления входят в окно экспандера с верхней стороны корпуса вблизи центра и покидают через окно низкого давления снизу корпуса на одном конце, как смесь воды и газа. Процесс расширения вызывает падение температуры, однако здесь падение давления используется для возвращения энергии и заставляет роторы вращаться. Воздух входит через окно низкого давления компрессора сверху на противоположном конце корпуса, сжимается в нем и выходит через окно выпуска высокого давления снизу корпуса вблизи его центра для подачи в топливные элементы. В идеальном отсутствует внутренние перетечки в машине между расширительной и компрессионной секцией каждая из которых расположена в отдельных камерах. бифункциональности нейтрализатора» в котором происходит оптимальное преобразование токсичных компонентов отработавших газов.

Основной новизной этой схемы является расположение окон. Поскольку порты высокого давления расположены в центре устройства и размещены

таким образом, что они находятся с противоположных сторон корпуса, то силы, вызванные высоким давлением, при сжатии и расширении противодействуют одни другим, и, что более важно, только смещаются в осевом направлении один относительно другого на относительно короткое расстояние. Радиальные усилия на подшипники, таким образом, значительно уменьшаются. Кроме того, поскольку с обоих концов роторов имеем более или менее равные давления осевые усилия фактически уравниваются. Таким образом, нагрузки на подшипники значительно снижаются, а следствием этого будет улучшение общего к.п.д. машины за счет снижения механических потерь на трение, на которые затрачивается до 10% энергии привода в винтовых компрессорах [15].

## 2 Расчет бензинового двигателя

Задаем данные:

$N_{eN}=95.5$  (kW) – производим подбор мощности

$n = \begin{matrix} 1000 \\ 3400 \\ 5800 \\ 6200 \end{matrix}$  (rpm) – частота вращения коленчатого вала двигателя

$n_N = n_3$

$i = 4$  – количество цилиндров

$\tau = 4$  – количество тактов двигателя

$\alpha = \begin{matrix} 0,97 \\ 1 \\ 1 \end{matrix}$  – коэффициент избытка воздуха

$\varepsilon = 10,5$  – степень сжатия двигателя

$S = 75,6$  – степень сжатия (СЖ)

$\lambda' = 0,29$  – радиус кривошипа/длина шатуна

$\varphi_{оч} =$  коэффициент очистки

$\varphi_{доз} = \begin{matrix} 0,95 \\ 1,03 \\ 1,10 \\ 1,11 \end{matrix}$

Коэффициент полезного тепловыделения в т. б  $\chi_b=(0.85-0.95)$  и в т. z  $\chi_z=(0.8-0.95)$  при работе двигателя с полной нагрузкой:

$\varepsilon_z = \begin{matrix} 0,82 \\ 0,92 \\ 0,91 \\ 0,89 \end{matrix}$	$\varepsilon_b = \begin{matrix} 0,84 \\ 0,95 \\ 0,93 \\ 0,9 \end{matrix}$
--	---

$\varphi_{\Pi} = 0,96$  – коэф. полноты диаграммы индикаторной

$\varphi_p = 0,85$  – коэф. max давления  $P_z$

$A_{pM} = 0,039$  – коэф. вычисления давления механических потерь

$B_{pM} = 0,0113$   $S/D < 1$  --  $A=0.039$ ;  $B=0.0113$   $S/D > 1$  --  $A=0.049$ ;  $B=0.0152$

## 2.1 Тепловой расчет и тепловой баланс (по методике Гринивецкого-Мазинга)

### 2.1.1 Топливо

АИ-95

$$C = 0.855 \quad H = 0.145 \quad m_r = 115 \text{ (kg/mol)}$$

Теплота сгорания низшая

$$H_u = (33.9 \cdot C + 125.6 \cdot H - 2.51 \cdot 9 \cdot H) \cdot 1000 \quad H_u = 43929.5 \text{ (kJ/kg)}$$

Воздух, который необходим, чтобы сгорел 1 кг топлива

$$L_0 = \frac{1}{0.208} \cdot \frac{C}{12} + \frac{H}{4} \quad L_0 = 0.517 \text{ (kmol f.mix/kg fuel)}$$

$$l_0 = \frac{1}{0.23} \cdot \frac{8C}{3} + 8H \quad l_0 = 14.957 \text{ (kg air/kg fuel)}$$

Количество горючей смеси

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 + \frac{1}{m_r} \quad M_1 = \begin{matrix} 0,51 \\ 0,526 \\ 0,526 \\ 0,526 \end{matrix} \text{ (kmol f.mix/kg fuel)}$$

Количество отдельных компонентов продуктов сгорания при  $K = 0.5$

$$M_{CO_2_j} := \begin{cases} \frac{C}{12} - 2 \cdot \frac{1 - \alpha_j}{1 + K} \cdot 0.208 \cdot L_0 & \text{if } \alpha_j < 1 \\ \frac{C}{12} & \text{otherwise} \end{cases} \quad M_{H_2_j} := \begin{cases} 2 \cdot K \cdot \frac{1 - \alpha_j}{1 + K} \cdot 0.208 \cdot L_0 & \text{if } \alpha_j < 1 \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$M_{CO_j} := \begin{cases} 2 \cdot \frac{1 - \alpha_j}{1 + K} \cdot 0.208 \cdot L_0 & \text{if } \alpha_j < 1 \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases} \quad M_{N_2_j} := 0.792 \cdot \alpha_j \cdot L_0$$

$$M_{H_2O_j} := \begin{cases} \frac{H}{2} - 2 \cdot K \cdot \frac{1 - \alpha_j}{1 + K} \cdot 0.208 \cdot L_0 & \text{if } \alpha_j < 1 \\ \frac{H}{2} & \text{otherwise} \end{cases} \quad M_{O_2_j} := \begin{cases} 0 & \text{if } \alpha_j < 1 \\ 0.208 \cdot (\alpha_j - 1) \cdot L_0 & \text{otherwise} \end{cases}$$

Таблица 2.1 – Количество компонентов

n	M <sub>CO2</sub>	M <sub>CO</sub>	M <sub>H2O</sub>	M <sub>H2</sub>	M <sub>N2</sub>	M <sub>O2</sub>
1000	0.067	0.0043	0.07	0.0022	0.397	0
3400	0.071	0	0.073	0	0.409	0
5800	0.071	0	0.073	0	0.409	0
6200	0.071	0	0.073	0	0.409	0

Общее количество продуктов сгорания

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{CO} + M_{H_2O} + M_{H_2} + M_{N_2} + M_{O_2}$$

$$M_2 = \begin{matrix} 0,541 \\ 0,553 \\ 0,553 \\ 0,553 \end{matrix} \text{ (kmol comb.pr./kg fuel)}$$

2.1.2 Параметры окружающей среды

$$p_0 = 0.1 \text{ (MPa)} \quad p_k = \pi_k \cdot p_0 \quad p_k = \begin{matrix} 0,11 \\ 0,16 \\ 0,16 \\ 0,16 \end{matrix} \text{ (MPa)}$$

$$t_0 = 20 \text{ (C)} \quad T_0 = t_0 + 273 \quad T_0 = 293 \text{ (K)}$$

$$\rho_0 = (p_0 \cdot 10^6) / (287 \cdot T_0) \quad \rho_0 = 1.189 \text{ (kg/m}^3\text{)}$$

$$T'_r = 273 + t''_r - \text{задаемса температурой остаточных газов } t''_r = \begin{matrix} 684.9 \\ 809.8 \\ 853.3 \\ 850.2 \end{matrix}$$

Давление остаточных газов

$$P_{rN} = 1.18 \cdot p_{k3} \quad P_{rN} = 0.189 \text{ (Mpa)}$$

$$A_p := \frac{(p_{rN} - p_k \cdot 1.035) \cdot 10^8}{n_N^2 \cdot p_k} \quad p_{r_j} := p_{k_j} \cdot \left[ 1.035 + A_{p_j} \cdot 10^{-8} \cdot (n_j)^2 \right] \text{ (Mpa)}$$

n	A <sub>p</sub>	p <sub>r</sub>
1000	2.0255	0.1161
3400	0.431	0.1736
5800	0.431	0.1888
6200	0.431	0.1921



### 2.1.3 Процесс впуска

$\Delta T_N = 8$  (C) – изменение температуры на впуске

$$A_T := \frac{\Delta T_N}{110 - 0.0125 \cdot n_N} \quad A_T = 0.213$$

$$\Delta T_j = A_T \cdot (110 - 0.0125 \cdot n_j) \quad \Delta T = \frac{20.8}{8} \text{ (C)}$$

6.933

Плотность заряда на впуске

$$\rho_k = (p_k \cdot 10^6) / (287 \cdot T_k) \quad \rho_k = \frac{1.256}{1.731} \text{ (kg/m}^3\text{)}$$

$\frac{\rho_k}{\rho_0} = \frac{1.056}{1.455}$

Если скорость на впуске  $\omega_{вп} = 105$  m/s и  $(\xi + \beta^2) = 2.5$ , то потери давления на впуске равны

$$A_n = \omega_{вп} / n_N \quad A_n = 0.018103$$

$$\Delta p_{a_j} := \frac{(\xi + \beta^2) \cdot A_n^2 \cdot (n_j)^2 \cdot \rho_{k_j} \cdot 10^{-6}}{2} \quad \Delta p_a = \frac{0.0005}{0.0238} \text{ (MPa)}$$

0.0273

Давление в конце впуска

$$p_{aj} = p_{kj} - \Delta p_{aj} \quad p_a = \frac{0.109}{0.136} \text{ (MPa)}$$

0.133

$$\Phi_{доз} = \frac{0.95}{1.03} \quad \gamma_{r_j} := \frac{T_{k_j} + \Delta T_j}{T_{r_j}} \cdot \frac{p_{r_j}}{\varepsilon \cdot \Phi_{доз_j} \cdot p_{a_j} - \Phi_{оч} \cdot p_{r_j}} \quad \gamma_r = \frac{0.0482}{0.0448}$$

0.0477

0.0496

Температура в конце такта впуска

$$T_{a_j} := \frac{T_{k_j} + \Delta T_j + \gamma_{r_j} \cdot T_{r_j}}{1 + \gamma_{r_j}} \quad t_a = T_a - 273 \quad t_a = \frac{81.7}{93.43} \text{ (C)}$$

93.64

Коэффициент наполнения

$$\eta_{v_j} := \frac{T_{k_j}}{T_{k_j} + \Delta T_j} \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{1}{p_{k_j}} \cdot (\Phi_{доз_j} \cdot \varepsilon \cdot p_{a_j} - \Phi_{оч} \cdot p_{r_j}) \quad \eta_v = \frac{0.872}{0.925}$$

0.884

0.867

### 2.1.4 Процесс сжатия

$$k_1 = \begin{matrix} 1.375 \\ 1.373 \\ 1.374 \\ 1.374 \end{matrix} \quad n_1 = \begin{matrix} 1.374 \\ 1.371 \\ 1.373 \\ 1.373 \end{matrix}$$

Давление в конце такта сжатия

$$P_{cj} = p_{aj} * \xi^{n_{1j}} \quad p_c = \begin{matrix} 2.424 \\ 3.093 \\ 2.778 \\ 2.709 \end{matrix} \text{ (MPa)}$$

Температура в конце такта сжатия

$$T_{c_j} := T_{a_j} \cdot \varepsilon^{n_{1j}-1} \quad T_c = \begin{matrix} 807.571 \\ 852.808 \\ 830.838 \\ 831.249 \end{matrix} \text{ (K)} \quad t_c = T_c - 273 \quad t_c = \begin{matrix} 534.571 \\ 579.808 \\ 557.838 \\ 558.249 \end{matrix} \text{ (C)}$$

Ср. мольная теплоемкость в конце такта сжатия:

а) Воздух. Свежая смесь

$$mc_{vcj} = mc_v(t_{c_j}) \quad mc_{vC} = \begin{matrix} 22.01 \\ 22.13 \\ 22.072 \\ 22.073 \end{matrix} \text{ (kJ/kmol deg)}$$

б) Остаточные газы

$$mc''_{vC} := \begin{pmatrix} mc'''_v | 1, t_{c_1} \\ mc'''_v | 2, t_{c_2} \\ mc'''_v | 3, t_{c_3} \\ mc'''_v | 4, t_{c_4} \end{pmatrix} \quad mc''_{vC} = \begin{matrix} 24.357 \\ 24.628 \\ 24.536 \\ 24.538 \end{matrix} \text{ (kJ/kmol deg)}$$

в) Рабочая смесь

$$mc''_{vC} := \begin{pmatrix} mc'''_v | 1, t_{c_1} \\ mc'''_v | 2, t_{c_2} \\ mc'''_v | 3, t_{c_3} \\ mc'''_v | 4, t_{c_4} \end{pmatrix} \quad mc'_{vC} = \begin{matrix} 22.118 \\ 22.237 \\ 22.184 \\ 22.189 \end{matrix} \text{ (kJ/kmol deg)}$$

## 2.1.5 Протекание процесса сгорания

Коэффициент молекулярного изменения рабочей и горючей смеси

$$\mu_{0j} = M_{2j} / M_{1j} \qquad \mu_j = (\mu_{0j} + \gamma_{rj}) / (1 + \gamma_{rj})$$

1.06	1.058
1.052	1.05
$\mu_0 = 1.052$	$\mu = 1.05$
1.052	1.05

Количество теплоты, которое было потеряно в результате неполноты хим. реакции.

$$\Delta H_u = 119600 \cdot (1 - \alpha) \cdot L_0 \qquad \Delta H_u = \begin{matrix} 1854.4 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{matrix} \text{ (kJ/kg)}$$

Теплота сгорания рабочей смеси

$$H_{\text{раб.см.}j} := \frac{H_u - \Delta H_u j}{M_{1j} \cdot (1 + \gamma_{rj})} \qquad \Delta H_{\text{раб.см}} = \begin{matrix} 78706.5 \\ 80004.5 \\ 79782.7 \\ 79639.3 \end{matrix} \text{ (kJ/kmol)}$$

$$T_z = t_z + 273$$

2743.9	29.825	2470.9
3025.5	30.539	2752.5
$T_z = 2964.7 \text{ (K)}$	$mc''_{vz} = 30.412 \text{ (kJ/kmol deg)}$	$t_z = 2691.7 \text{ (C)}$
2898.6	30.273	2625.6

Давление сгорания макс. теоретическое

$$p_{zj} := \frac{p_{c_j} \cdot \mu_j \cdot T_{zj}}{T_{c_j}} \qquad p_z = \begin{matrix} 8.055 \\ 11.522 \\ 10.41 \\ 9.917 \end{matrix} \text{ (MPa)} \qquad \begin{matrix} \varphi_p = 0.85 \\ p_{z \max} = \varphi_p p_{z3} \end{matrix}$$

Давление сгорания макс. действительное

$$P_{zдж} = \varphi_p \cdot p_{zj} \qquad P_{зд} = \begin{matrix} 6.847 \\ 9.794 \\ 8.849 \\ 8.43 \end{matrix} \text{ (MPa)}$$

Степень повышения давления

$$\lambda_j = p_{zj} / p_{c_j} \qquad \lambda = \begin{matrix} 3.593 \\ 3.726 \\ 3.747 \\ 3.661 \end{matrix}$$

## 2.1.6 Процессы выпуска и расширения

Теоретический коэффициент молекулярного изменения

$$\beta_{0j} = M_{2j} / M_{1j} \quad \beta = \begin{matrix} 1.058 \\ 1.05 \\ 1.05 \\ 1.05 \end{matrix}$$

Коэффициент молекулярного изменения в точке z

$$\beta_{z_j} := 1 + \frac{\beta_{0j} - 1}{1 + \gamma_{r_j}} \cdot \frac{\xi_{z_j}}{\xi_{b_j}} \quad \beta_z = \begin{matrix} 1.056 \\ 1.049 \\ 1.049 \\ 1.049 \end{matrix}$$

Ср. показатели политропы расширения и адиабаты [k<sub>2</sub>]

$$K_2 = \begin{matrix} 1.234 \\ 1.223 \\ 1.229 \\ 1.236 \end{matrix} \quad n_2 = \begin{matrix} 1.254 \\ 1.247 \\ 1.248 \\ 1.249 \end{matrix}$$

Температура и давление в конце расширения

$$p_{b_j} := \frac{p_{z_j}}{\varepsilon_{n_{2_j}}} \text{ (MPa)} \quad T_{b_j} := \frac{T_{z_j}}{\varepsilon_{n_{2_j}-1}} \text{ (K)} \quad t_b := T_b - 273 \text{ (C)}$$

n	P <sub>b</sub>	T <sub>b</sub>	t <sub>b</sub>
1000	0.513	1571.49	1.2985*10 <sup>3</sup>
3400	0.745	1759.63	1.4866*10 <sup>3</sup>
5800	0.671	1719.47	1.4465*10 <sup>3</sup>
6200	0.637	1676.04	1.403*10 <sup>3</sup>

Проверка принятой ранее температуры остаточных газов и погрешности

$$T_{r_j} := \frac{T_{b_j}}{\sqrt[3]{\frac{p_{b_j}}{p_{r_j}}}} \text{ (K)} \quad \Delta T_{r_j} := \frac{100 \cdot |T_{r_j} - T'_{r_j}|}{T_{r_j}} \text{ (%)}$$

$$t_r = T_r - 173 \text{ (C)}$$

n	T <sub>r</sub>	ΔT <sub>r</sub>	t <sub>r</sub>
1000	957.86	-4.673*10 <sup>-3</sup>	684.8552
3400	1082.96	0.014	809.9557
5800	1126.82	0.046	853.8176
6200	1123.88	0.06	850.8758

Ошибка при указании температуры остаточных газов равна max(ΔT<sub>r</sub>) = 0.06%

### 2.1.7 Индикаторные параметры рабочего цикла

Теор. среднее индикаторное давление

$$p'_{i_j} := \frac{p_{c_j}}{\varepsilon - 1} \cdot \left[ \frac{\lambda_j}{n_{2_j} - 1} \cdot \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_{2_j} - 1}} \right) - \frac{1}{n_{1_j} - 1} \cdot \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_{1_j} - 1}} \right) \right] \quad p'_{j} = \begin{matrix} 1.276 \\ 1.862 \\ 1.683 \\ 1.589 \end{matrix} \text{ (MPa)}$$

Коэфф. полноты диаграммы равен  $\phi_{\Pi} = 0.96$ , соответственно среднее индикаторное давление равно

$$p_{i_j} := \phi_{\Pi} \cdot p'_{i_j} \quad p_j = \begin{matrix} 1.225 \\ 1.788 \\ 1.616 \\ 1.526 \end{matrix} \text{ (MPa)}$$

Удельный расход топлива и индикаторный КПД

$$\eta_{i_j} := \frac{p_{i_j} \cdot l_0 \cdot \alpha_j}{H_u \cdot \rho_{K_j} \cdot \eta_{v_j}} \cdot 1000 \quad \eta_i = \begin{matrix} 0.369 \\ 0.391 \\ 0.36 \\ 0.346 \end{matrix}$$

$$g_{i_j} := \frac{3600}{H_u \cdot \eta_{i_j}} \cdot 1000 \quad g_i = \begin{matrix} 221.93 \\ 209.62 \\ 227.74 \\ 236.79 \end{matrix} \text{ (g/kW*h)}$$

### 2.1.8 Эффективные показатели ДВС

Ср. скорость поршня

$$v_{\Pi, \text{ср}_j} := \frac{S \cdot n_j}{3 \cdot 10^4} \quad v_{\Pi, \text{ср}} = \begin{matrix} 2.52 \\ 8.568 \\ 14.616 \\ 15.624 \end{matrix} \text{ (m/s)}$$

Ср. давление мех. потерь

$$p_{M_j} := A p_M + B p_M \cdot v_{\Pi, \text{ср}_j} \quad p_M = \begin{matrix} 0.067 \\ 0.136 \\ 0.204 \\ 0.216 \end{matrix} \text{ (MPa)}$$

Ср. эфф. давление и мех. КПД

$$p_{e_j} = p_{i_j} - p_{M_j} \quad p_e = \begin{matrix} 1.158 \\ 1.652 \\ 1.412 \\ 1.31 \end{matrix} \text{ (MPa)}$$

$$\eta_{Mj} = P_{ej} / P_{ij} \quad \eta_M = \begin{matrix} 0.945 \\ 0.924 \\ 0.874 \\ 0.859 \end{matrix}$$

Эффективный КПД и эффективный расход топлива

$$\eta_{ej} = \eta_{ij} * \eta_{Mj} \quad \eta_e = \begin{matrix} 0.349 \\ 0.361 \\ 0.314 \\ 0.297 \end{matrix} \quad g_e := \frac{3600}{Hu \cdot \eta_e} \cdot 1000 \quad g_e = \begin{matrix} 234.862 \\ 226.859 \\ 260.666 \\ 275.75 \end{matrix} \text{ (g/kW*h)}$$

### 2.1.9 Основные параметры цилиндра ДВС

Литраж ДВС

$$V_L := 30 \cdot \tau \cdot \frac{N_e N}{P_{e3} \cdot n_N} \quad (1) \quad V_1 = 1.399 \quad (1)$$

Рабочий объем 1-го цилиндра

$$V_h = V_1 / i \quad V_h = 0.35 \quad (1)$$

Диаметр цилиндра

$$D = 2 \cdot 10^3 \sqrt{\frac{V_h}{\pi \cdot S}} \quad D = 76.76 \text{ (mm)}$$

Задаем  $x_D = 0.2$  (mm) – является точностью округления диаметра.

Переводим в доли миллиметра  $x_D = \max(1, \min(10, \frac{1}{x_D}))$  и делаем

округление

$$D = \frac{\text{floor}[x_D \cdot D + 0.5]}{x_D}$$

(floor – выделяет целую часть с округлением в меньшую сторону)

Окончательный диаметр:  $D = 77.2$  (mm);  $S = 75.6$  (mm)

Уточнение основных показателей и параметров ДВС

Литровый объем

$$V_L := \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S \cdot i}{4 \cdot 10^6} \quad V_1 = 1.415 \quad (1)$$

Раб. объем цилиндра

$$V_h = \frac{v_l}{i}$$

$$V_h = 0.3539 \text{ (l)}$$

Таблица 2.2 – Параметры ДВС

n	Эфф. кр. момент (Nm)	Индикаторная мощность (kW)	Индик. кр. момент (Nm)	Эфф. мощность (kW)
	$M_{e_j} := \frac{3 \cdot 10^4}{\pi} \cdot \frac{N_{e_j}}{n_j}$	$N_{i_j} := \frac{p_{i_j} \cdot V_L \cdot n_j}{30 \cdot \tau}$	$M_{i_j} := \frac{3 \cdot 10^4}{\pi} \cdot \frac{N_{i_j}}{n_j}$	$N_{e_j} := \frac{p_{e_j} \cdot V_L \cdot n_j}{30 \cdot \tau}$
1000	130.41	14.45	138.01	13.66
3400	186.08	71.7	201.38	66.25
5800	159.04	110.57	182.04	96.6
6200	147.57	111.58	171.85	95.81

Площадь поршня

$$F_{\Pi} := \frac{\pi \cdot (D \cdot 10^{-3})^2}{4}$$

$$F_{\Pi} = 0.00468 \text{ (m}^2\text{)}$$

Литровая мощность двигателя

$$N_l = \frac{N_e}{v_l} \quad N_l = \frac{9.65}{68.24} \text{ (kW/l)}$$

Расход топлива

$$G_{T_j} := N_{e_j} \cdot g_{e_j} \cdot 10^{-3} \quad G_t = \frac{3.207}{25.18} \text{ (kg/h)}$$

2.1.10 Вывод индикаторной диаграммы

$$\text{Step} = \frac{\pi}{180} \quad k = 1 \dots 720 \quad OA = \frac{S}{\xi - 1} - \text{высота камеры сгорания}$$

$$S_{x_k} := \frac{S}{2} \cdot \left[ \left( 1 - \cos\left(\frac{k \cdot \pi}{180}\right) \right) + \frac{\lambda'}{4} \cdot \left( 1 - \cos\left(\frac{k \cdot \pi}{180} \cdot 2\right) \right) \right] + OA \quad V_{x_k} := \frac{\pi \cdot S_{x_k} \cdot D^2}{4 \cdot 10^6}$$

$$k = 1 \dots 180 \quad p_{xk} = p_{a3} - \text{впуск}$$

$$k = 181 \dots 360 - 1 \quad p_{xk} := p_{b3} \cdot \left( \frac{V_{x_{540}}}{V_{x_k}} \right)^{n_{23}} - \text{сжатие}$$

$$k = 360 \dots 540 \quad p_{x_k} := p_{b_3} \cdot \left( \frac{V_{x_{540}}}{V_{x_k}} \right)^{n_{2_3}} \quad \text{- расширение}$$

$$k = 541 \dots 720 \quad p_{x_k} = p_{r_3} \text{ - выпуск}$$

На рисунке 2.1 изображена индикаторная диаграмма в PV координатах.

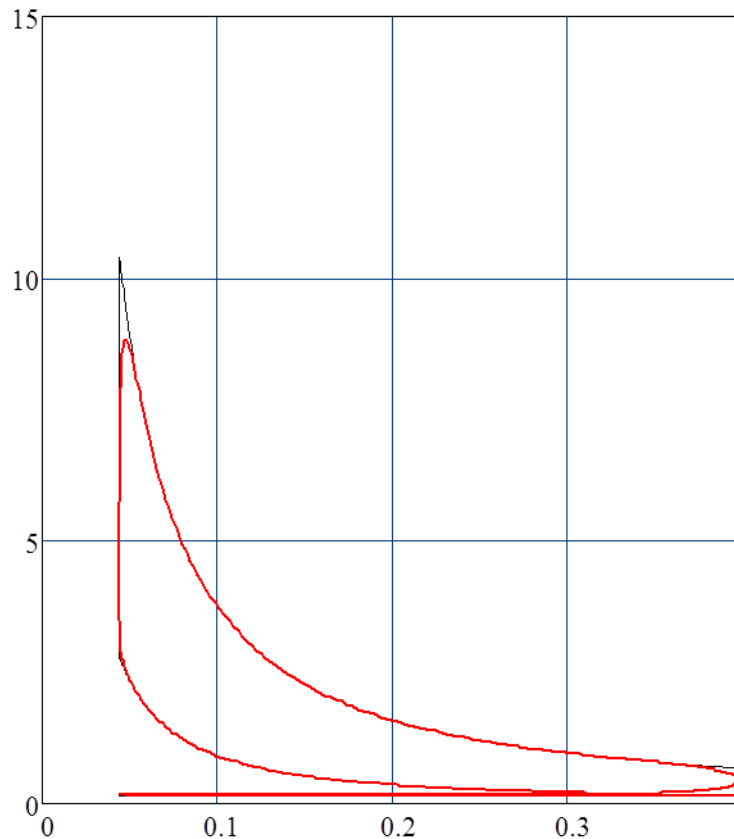


Рисунок 2.1 - Индикаторная диаграмма двигателя

На рисунке 2.2 представлена индикаторная диаграмма развернутая по углу поворота коленчатого вала.

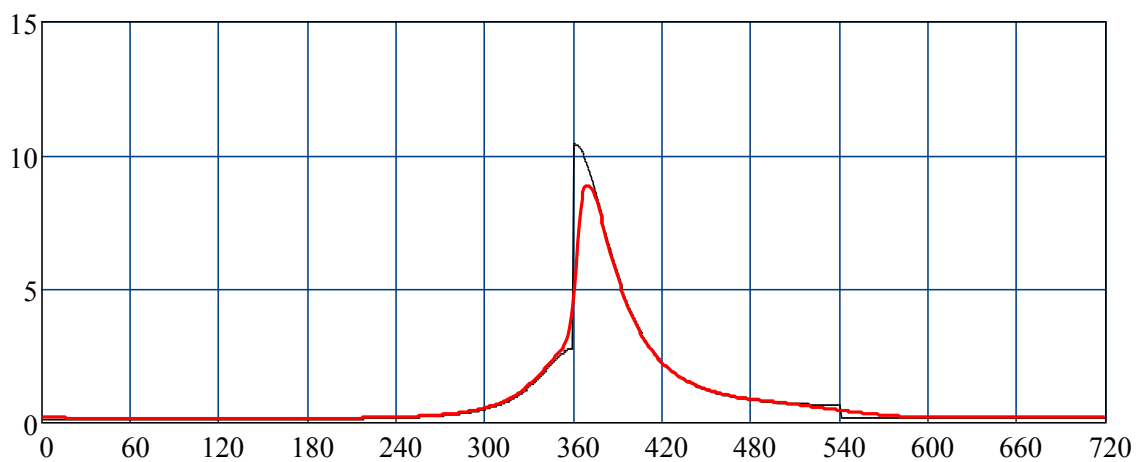


Рисунок 2.2 - Развернутая индикаторная диаграмма



### 2.1.11 Тепловой баланс

Таблица 2.3 – Данные теплового баланса

n	Общее кол-во теплоты		Теплота за 1 с. эфф. работы	
	$Q_{0j} := \frac{Hu \cdot G_{Tj}}{3.6}$ (J/s)	$q_0$ (%)	$Q_{ej} := 1000 \cdot N_{ej}$ (J/s)	$q_e$ (%)
1000	39138.6	100	13656.5	34.893
3400	183405.2	100	66252.4	36.124
5800	307263.9	100	96599	31.438
6200	322397.2	100	95812.3	29.719

Теплота, унесенная вместе с обратными газами

$$Q_{rj} := \frac{G_{Tj}}{3.6} \cdot [M_{2j} \cdot (mc''_{vrj} + 8.315) \cdot t_{rj} - M_{1j} \cdot (mc_{v20} + 8.315) \cdot t_0] \quad q_{rj} := \frac{Q_{rj} \cdot 100}{Q_{0j}}$$

$$q_r = \begin{matrix} 27.39 \\ 33.844 \\ 35.894 \\ 35.756 \end{matrix} \% \quad Q_r = \begin{matrix} 10720 \\ 62071.2 \\ 1.1 \cdot 10^5 \\ 1.2 \cdot 10^5 \end{matrix} \text{ (J/s)}$$

Потерянная теплота из-за неполноты сгорания топлива в ходе химической реакции

$$Q_{H.c.j} := \frac{\Delta Hu_j \cdot G_{Tj}}{3.6} \quad Q_{H.c.} = \begin{matrix} 1652.1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{matrix} \text{ (J/s)}$$

$$q_{H.c.j} := \frac{Q_{H.c.j} \cdot 100}{Q_{0j}} \quad q_{H.c.} = \begin{matrix} 4.221 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{matrix} \text{ (%)}$$

Если  $m = \begin{matrix} 0.6 \\ 0.65 \\ 0.65 \\ 0.65 \end{matrix}$ , то

$$Q_{Bj} := 0.5 \cdot i \cdot (D \cdot 0.1)^{1+2 \cdot m_j} \cdot (n_j)^{m_j} \cdot \frac{Hu - \Delta Hu_j}{\alpha_j \cdot Hu} \quad q_{Bj} := \frac{Q_{Bj} \cdot 100}{Q_{0j}}$$

$$Q_B = \begin{array}{r} 11176 \\ 43452.1 \\ 61486.2 \text{ (J/s)} \\ 64210.3 \end{array}$$

$$q_B = \begin{array}{r} 28.555 \\ 23.692 \\ 20.011 \text{ (\%)} \\ 19.917 \end{array}$$

Потери тепла, которые не были учтены

$$Q_{\text{ост}} := Q_0 - (Q_e + Q_B + Q_T + Q_{\text{н.с}})$$

$$q_{\text{ост}_j} := \frac{Q_{\text{ост}_j} \cdot 100}{Q_{0_j}}$$

$$Q_{\text{ост}} = \begin{array}{r} 1934 \\ 11629.5 \\ 38888.2 \text{ (J/s)} \\ 47097.2 \end{array}$$

$$q_{\text{ост}} = \begin{array}{r} 4.941 \\ 6.341 \\ 12.656 \text{ (\%)} \\ 14.608 \end{array}$$

### 2.1.12 Вывод графика теплового баланса

Рисунок 2.3 показывает зависимости данных теплового баланса от частоты вращения коленчатого вала ДВС.

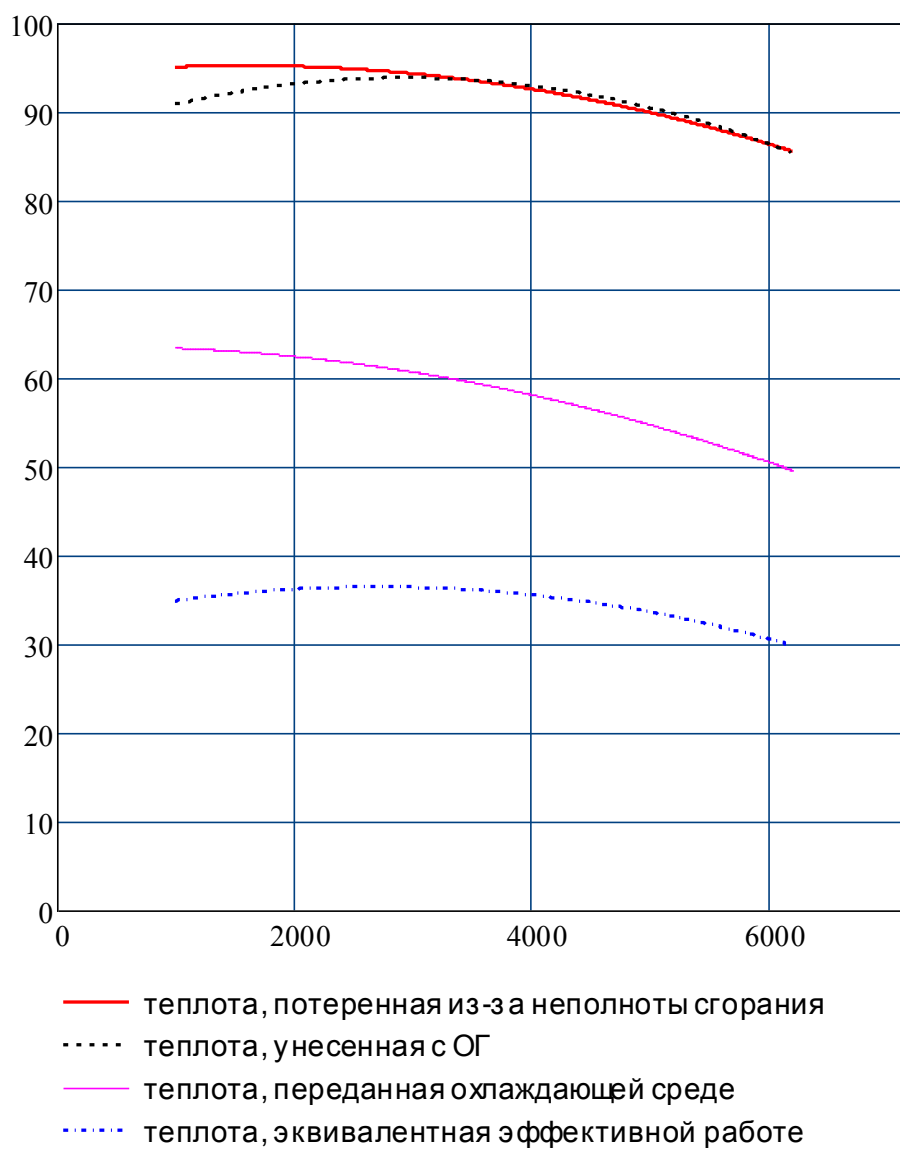


Рисунок 2.3 - Зависимости данных теплового баланса двигателя от частоты вращения коленчатого вала ДВС

### 2.1.13 Вывод графиков ВСХ

Рисунок 2.4 представляет внешнюю скоростную характеристику ДВС полученную в результате данного расчета.

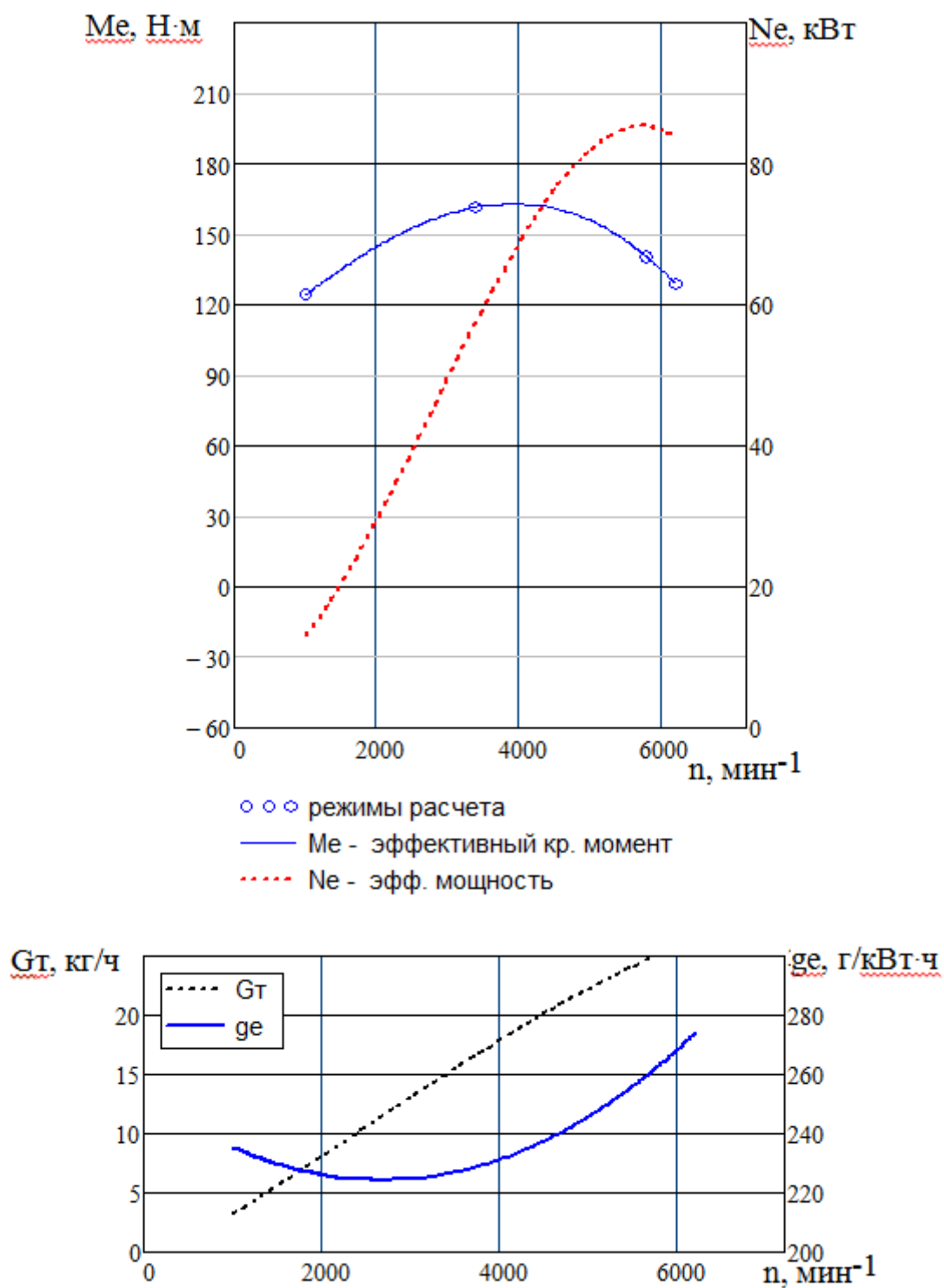


Рисунок 2.4 - Внешняя скоростная характеристика двигателя

### 3 Применение концепции Downsizing к двигателю ВАЗ

Для разработки концепции Downsizing и применения её к двигателям, которые выпускаются на ПАО «АВТОВАЗ», был использован программный комплекс AVL Boost, позволяющий произвести расчет модели двигателя в 1D формате на стационарном и переходном режиме работы.

Целью применения данного программного комплекса являлось создание модели атмосферного двигателя ВАЗ-11194, производства ПАО «АВТОВАЗ», для последующей модернизации (добавление турбокомпрессора, изменения вида топлива) и сравнение показателей получившихся моделей. На рисунке 3.1 представлена модель атмосферного двигателя ВАЗ-11194.

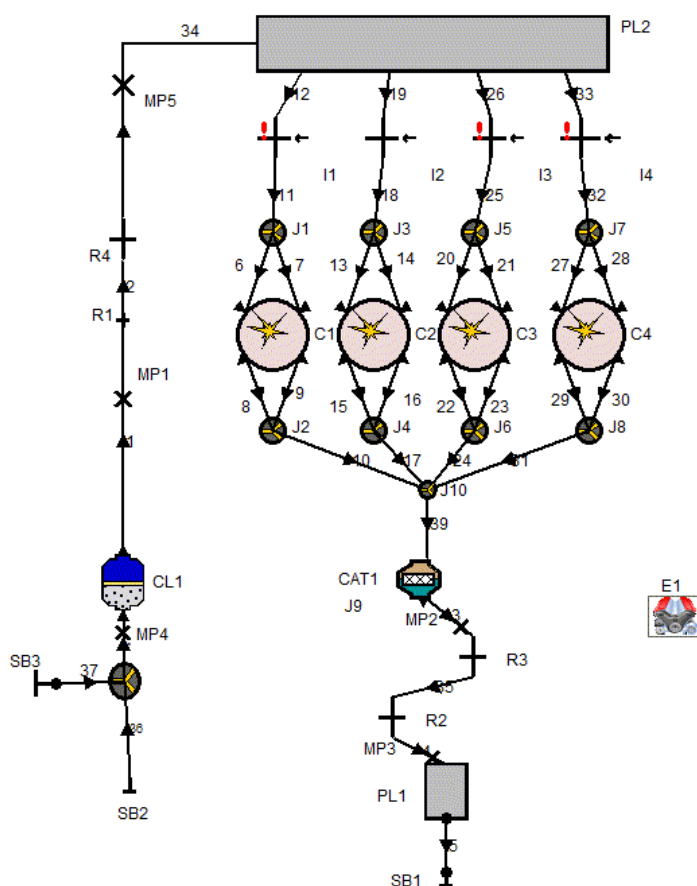


Рисунок 3.1 – Модель атмосферного (базового) двигателя

Все данные двигателя, требующиеся для использования в модели AVL были найдены в просторах «Интернет». Данные представлены в таблице 3.1.

Таблица 3.1 - Данные двигателя.

Диаметр цилиндра	76,5 мм
Длина шатуна	128 мм
Ход поршня	75,6 мм
Общий рабочий объем	1,4 л
Количество цилиндров	4
Порядок произведения зажигания	1-3-4-2
Степень сжатия	11
Внутренний диаметр седла клапана	21,9 мм
Подъем выпускных клапанов	7,1 мм
Внутренний диаметр седла клапана	25,8 мм
Подъем впускных клапанов	8,8 мм

В модели двигателя все элементы связаны между собой «пайпингами» (англ. pipe - трубы), они представляю собой всю проточную часть двигателя: начиная от воздушного фильтра и заканчивая последней банкой выхлопной системы. Замеры длин и диаметров проточной части произведены на автомобиле и внесены в модель. На модели базового двигателя были произведены расчеты на бензине и метане [16].

Следующий этап – внесение в базовую модель элемента турбокомпрессор, для проведения последующих сравнений характеристик [17]. На рисунке 3.1 представлена модель двигателя с турбокомпрессором. Для детальной задачи длин труб, применяемой для обвязки турбокомпрессора, были использованы данные турбо-КИТ комплекта, применяемых на автомобилях семейства ВАЗ [18]. Также установка турбокомпрессора требует использования интеркулера, для охлаждения наддуваемого воздуха [19]. На модели двигателя с турбокомпрессором были произведены расчеты на бензине и метане.

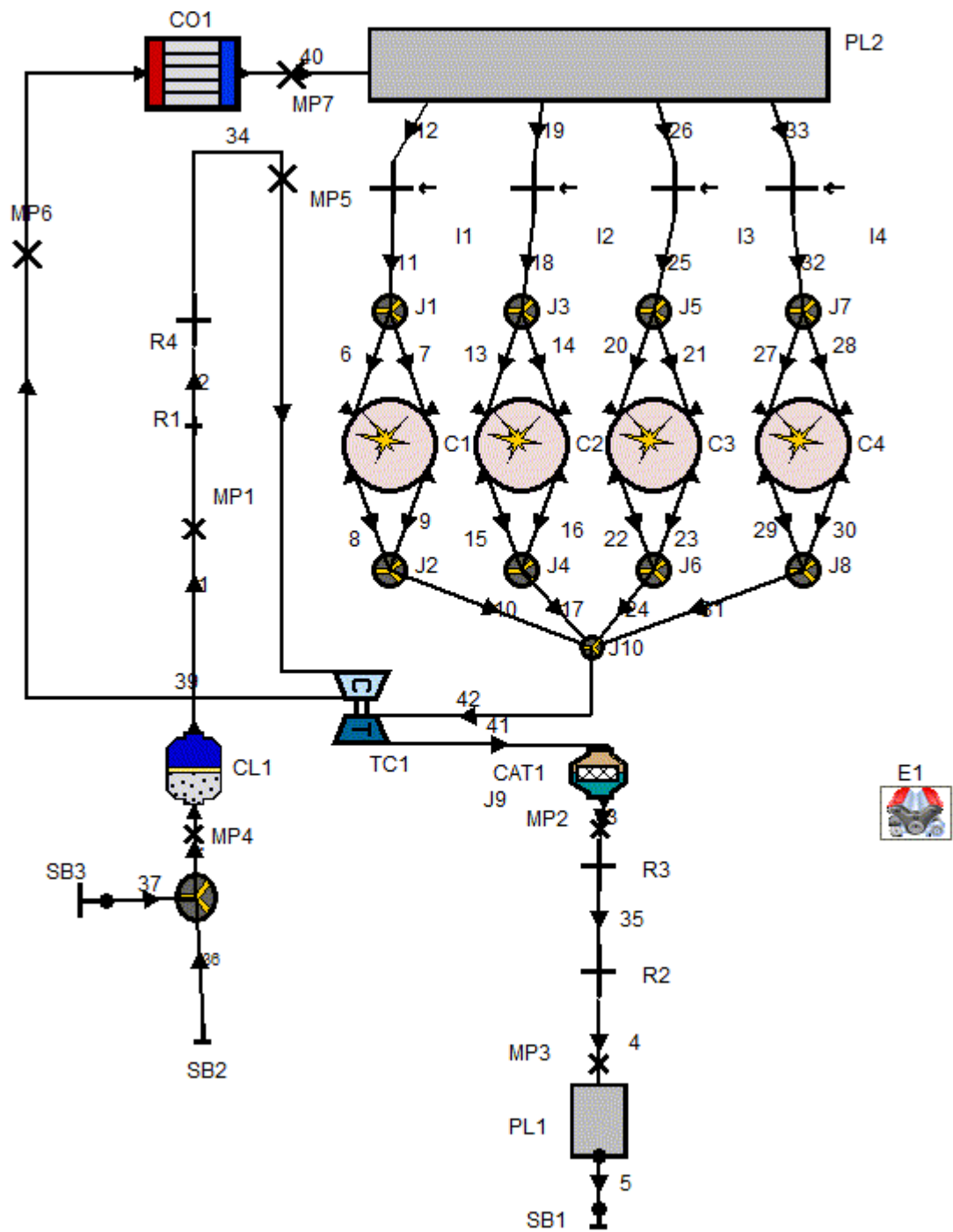


Рисунок 3.2 – Модель двигателя с турбокомпрессором

На рисунке 3.3 и 3.4 представлены график сравнения ВСХ 4-х различных моделей двигателя:

- Атмосферный двигатель на бензине;
- Атмосферный двигатель на метане;
- Двигатель с турбокомпрессором на бензине;
- Двигатель с турбокомпрессором на метане.

В таблице 2 представлены основные элементы, которые использовались при создании моделей двигателя в AVL Boost.

Таблица 3.2 – Элементы модели.

1	E1	Engine - двигатель	В данном элементе системы задаются параметры работы двигателя: порядок работы цилиндров, потери на трение, обороты двигателя
2	I1,2....n	Injector/nozzle – форсунка	Массовый расход форсунки, указание точки снятия показаний воздуха, поступающего в двигатель
3	C1,2....n	Cylinder – Цилиндр	Основные параметры ДВС: диаметр поршня, ход поршня, степень сжатия, диаметр, график подъема впускных/выпускных клапанов, по какому принципу считается сгорание, площадь ГБЦ, вихреобразование в цилиндре
4	TC1	Turboshardger – Турбокомпрессор	Задаются отдельные данные для компрессора и турбины: давление, температура, эффективность
5	CI1	Air Cleaner – Воздушный фильтр	Указываются объемы до и после фильтрующего элемента, также потери на трение, расход, давление
6	CO1	Cooler – Интеркулер	Указывается принцип охладителя, температура на входе, температура на выходе, объем интеркулера
7	CAT1	Catalyst – Катколлектор	Температура ОГ, объем и длина каталитического нейтрализатора, потери на трение
8	J1,2....n	Junction – Узел, стык, тройник	Угол присоединения патрубков
9	SB1,2,3	System Bounadary – граничные точки	Устанавливаются на входе воздуха в двигатель и на выходе отработавших газов
10	PL1,2	Plenum – Объем	Используется для указания дополнительных объемов, для выравнивания течения воздуха в системе: например впускной ресивер
11	R1,2....n	Restriction – Рестрикторов	Служит для соединения труб различных диаметров и переходов



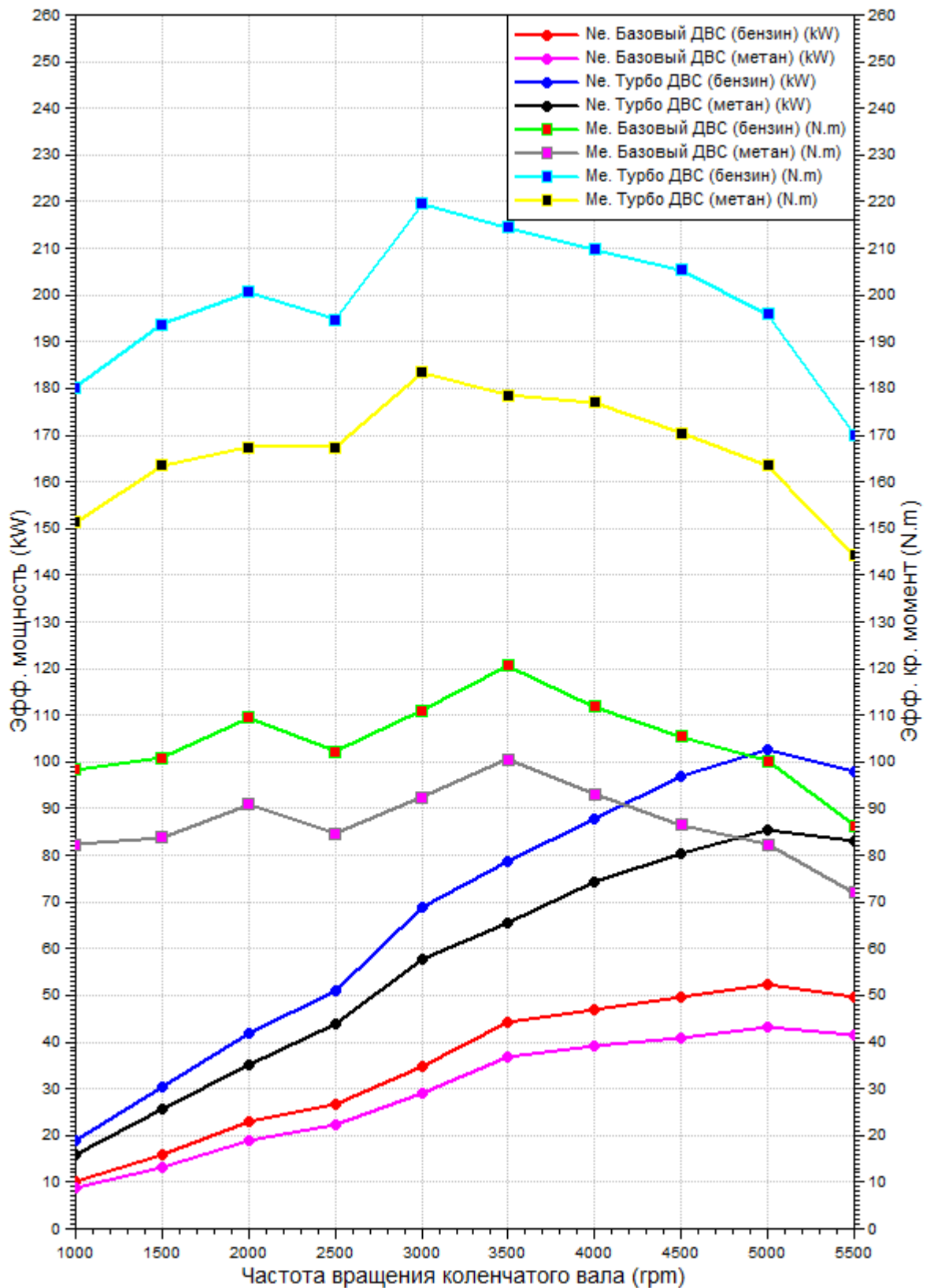


Рисунок 3.3 – Графики сравнения эффективной мощности и эффективного крутящего момента

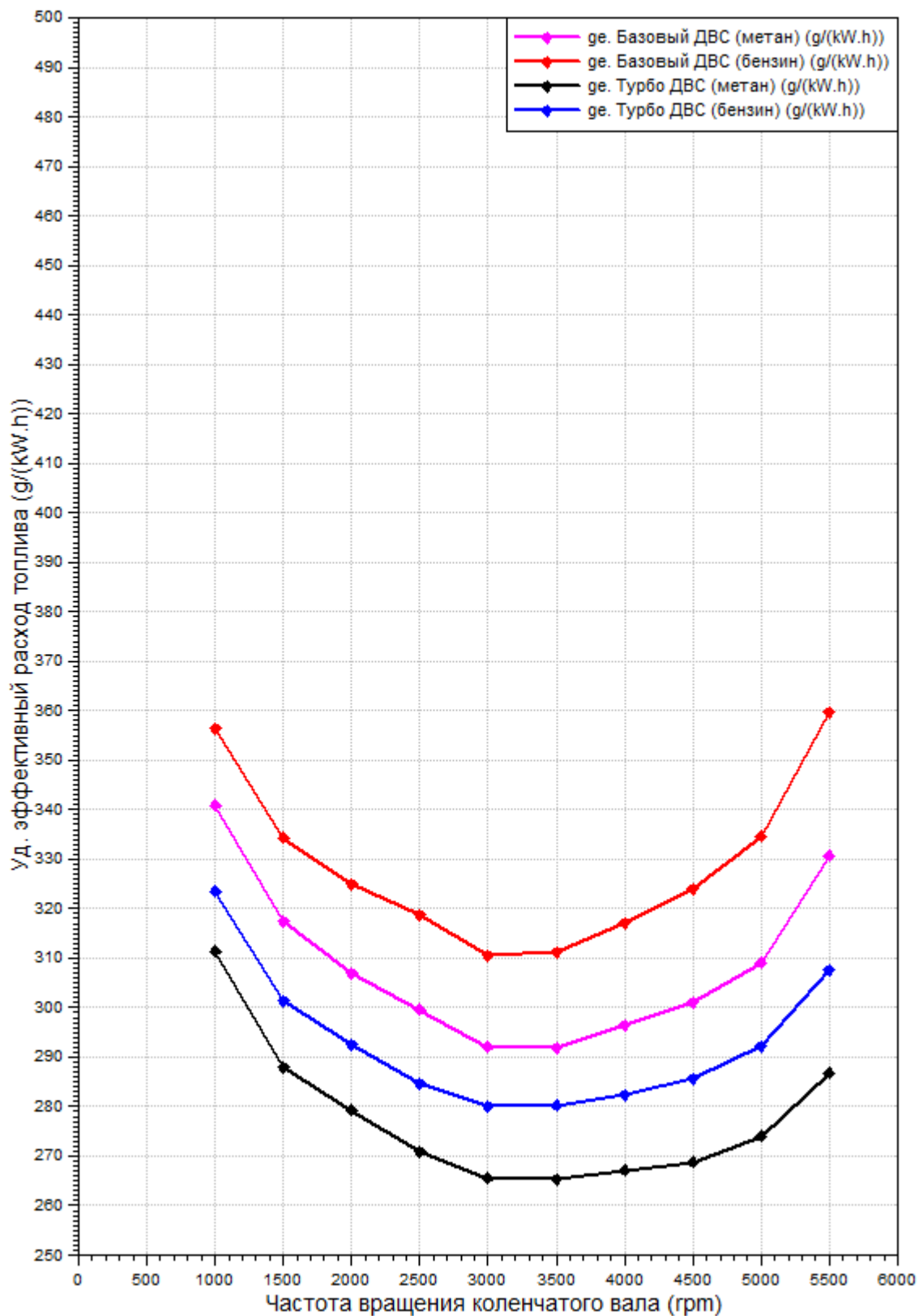


Рисунок 3.3 – Графики сравнения удельного эффективного расхода топлива

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данной работе спроектирован бензиновый 4-х тактный двигатель с номинальной мощностью  $N_e=96$  кВт при  $n=5800$  мин<sup>-1</sup>, с максимальным крутящим моментом  $M_{max}=186$  Нм при  $n=3400$  мин<sup>-1</sup>. Удельные показатели  $N_d=46,8$  кВт/л и  $g_e=226,9$  г/кВтч, могут быть применимы к автопроизводителям Российского и зарубежного рынка [20].

Расчет специальной части проводился в программном пакете AVL Boost с учетом данных характеристик базового двигателя и агрегата наддува. Сравнение ВСХ двигателей относительно базового, показало, что:

- Выигрыш по мощности виден у двигателя с турбонаддувом при использовании в качестве топлива – бензин,  $N_e=103$  кВт при  $n=5000$  мин<sup>-1</sup>,  $M_{max}=219$  Нм при  $n=3000$  мин<sup>-1</sup>,  $g_e=280$  г/кВтч;
- Выигрыш по расходу топлива виден у двигателя с турбокомпрессором при использовании топлива – метан,  $g_e=267$  г/кВтч, при  $n=3000$  мин<sup>-1</sup>,  $N_e=87$  кВт при  $n=5000$  мин<sup>-1</sup>,  $M_{max}=183$  Нм при  $n=3000$  мин<sup>-1</sup>

## СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Степанов, В.Н. Тюнинг автомобильных двигателей / В.Н. Степанов - СПб, 2000.
2. Kolmanovsky, I., Stefanopoulou, A.G., and Powell, B.K.. Improving turbocharged diesel engine operation with turbo power assist system. In Proceedings of the IEEE Int. Conf on Control Application, 1999
3. Орлин, А.С., Круглов, М.Г. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей / А.С. Орлин, М.Г. Круглов – М.: «Машиностроение», 1983.
4. E. Pipitone, F. Cagnes, A. Beccari "Performance Prevision of a Turbocharged Natural Gas Fuelled S.I. Engine," SAE Technical Paper 2008-36-0058.
5. M. Capobianco, S. Marelli, "Waste-Gate Turbocharging Control in Automotive SI Engines: Effect on Steady and Unsteady Turbine Performance," SAE Technical Paper 2007-01-3543.
6. Fraser, N., Blaxill, H., Lumsden, G., and Bassett, M., «Challenges for Increased Efficiency through Gasoline Engine Downsizing» SAE Int. J. Engines 2(1):991-1008, 2009, doi:10.4271/2009-01-1053
7. Grebe, U. et al.: Comparison of Charging Systems for Spark Ignition Engines, 28th International Vienna Motor Symposium, VDI Verlag 2007, ISBN 978-3-18-363912-0
8. Szengel, R. et al: The TSI with 88kW – the enlargement of the low fuel consumption sparkignition engines series of Volkswagen, 28th International Vienna Motor Symposium, VDI Verlag 2007, ISBN 978-3-18-363912-0
9. Stan, C.: Thermodynamics of the Automobile (Thermodynamik des Kraftfahrzeugs), in German, Springer Verlag Berlin-Heidelberg-New York, 2004, ISBN 3-540-40611-5, Chapter 5 and 710
10. Katrasnik, T., Rodman, S., Trenc, F., Hribernik, A., and Medica, V..

Improvement of the dynamic characteristic of an automotive engine by a turbocharger assisted by an electric motor. ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 125, April 2003

11. Hindi, G., Zabeu, C., and Langeani, M., "Turbocharged vs. Turbo-Compounded Ethanol Engine: Fuel-Air Equivalence Ratio Impact," SAE Technical Paper 2009-36-0050. 2009, doi: 10.4271/2009-36-0050.

12. Stan, C., Guibert, Ph.: Combustion by Controlled Autoignition – Thermodynamical Fundamentals, MTZ 1/2004, ISSN 0024-8525

13. Kauder K and Lemming J, 2002: Steady Operating Behaviour of a Screw Type Supercharger-Expander Module for an Automotive Fuel Cell System L.L.Hegedus and J.J.Gumbleton, "Computer-Controlled Catalytic Converters" (PC-126), GM Research Laboratories, July 18, 1979.

14. Smith I K and Stosic N, 1995: The Expressor: An efficiency boost to vapour compression systems by power recovery from the throttling process.

15. Stosic N, 1996: Plural Screw Positive Displacement Machines /Heinz, C. Mittermayer, F., Sattelmayer, T.: Investigation of a Novel Pre-Chamber-Concept for Lean Premixed Combustion in Large Bore Gas Motors. Projektplakat. Technische Universität München. 2005

16. Ameri M., Kiaahmadi F., Khanaki M. Comparative analysis of the performance of a dual-fuel internal combustion engine for CNG and gasoline fuels. - [Текст] Journal of Power Technologies, year 2012, pp. 214–226.

17. Roslia.b. Computational simulation of fuel nozzle multi holes geometries effect on direct injection diesel engine performance using gt-power. - [Текст] American journal of applied sciences, year 2008, pp.110-116.

18. Bakowski h. Diagnosing of car engine fuel injectors damage using dwt analysis and pnn neural networks. - silesian university of technology, year 2013, pp. 86-90.

19. Zurbriggen f. Diesel-minimal combustion control of a natural gas-diesel engine. [Текст] - institute for dynamic systems and control, year 2016, pp. 302–311.

20. Колчин, А.И., Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей / А.И. Колчин, В.П. Демидов – М.: «Высшая школа», 1980. стр. 496.

## ПРИЛОЖЕНИЕ А

### Безопасность и экологичность проекта

#### 1. Токсичность и шум ДВС с технологией DownSizing

Применение способа уменьшение объема ДВС с добавлением системы турбонаддува позволяет снизить потребление топлива до 10-12% соответственно выбросы CO<sub>2</sub> снижаются до 10-12%.

Для борьбы с шумом в составе автомобиля используют различные средства защиты.

Применяя пористый металлизированный шумо-теплоотводный материалы для шумоизоляции подкапотного пространства, представляется возможность снизить уровень шума. В таблице А1 представлены результаты испытаний при применении материала, который используется в подкапотном пространстве.

Таблица А1 – Результаты испытаний

Скорость автомобиля км/ч	Без шумоизоляции Уровень шума, дБ	С шумоизоляцией Уровень шума, дБ
40	67,1	66,7
60	72,7	72,0
80	78,8	76,1
120	81,1	78,8
80	74,0	71,3
120	78,4	76,5

В таблице А2 показаны выбросы вредных веществ в сравнении базового и проектируемого двигателей

Таблица А2 – Выбросы вредных веществ

Базовый двигатель	Проектируемый двигатель
N <sub>co</sub> = 2.24 гр/км	N <sub>co</sub> = 2.16 гр/км

$N_{ch} = 0.24$ гр/км	$N_{ch} = 0.22$ гр/км
$N_{nox} = 0.32$ гр/км	$N_{nox} = 0.36$ гр/км

## 2. Глушитель - устройство снижения шума двигателя

Современный двигатель легкового автомобиля оснащается устройствами, которые позволяют поглощать шум.

На рисунке А1 представлен резонатор Гельмгольца. Это некий резервуар, в котором газ играет роль пружины, соединенный с каналом узким горлом, газ в котором, в свою очередь, играет роль рабочего тела. Геометрические параметры резонатора задают его акустические свойства. Можно и нужно подобрать такой объем резервуара, такую длину и ширину горла резонатора, чтобы звуковые волны заданной частоты, проходя вдоль среза горла – глушились.

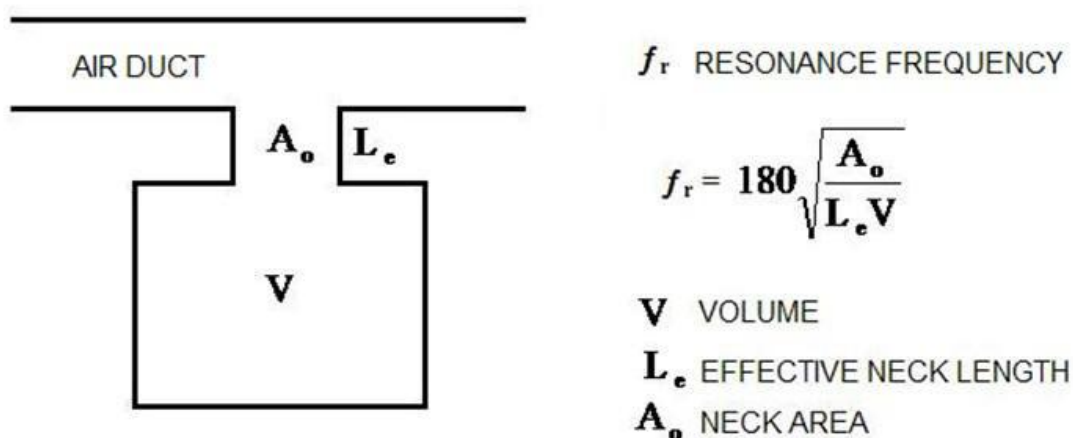


Рисунок А1 – Резонатор Гельмгольца

Помимо резонатора Гельмгольца еще используют трубчатые отростки имеющие вид четвертьволнового резонатора. На рисунке А2 изображен глушитель легкового автомобиля применяемы в современном двигателестроении.





Рисунок А2 – Глушитель легкового автомобиля

Шум из двигателя без применения глушителя достигает отметки 160дБ. Скорость при выходе из цилиндров двигателя отработавших газов достигает отметки в 600 м/с. Задача глушителя снижать эти показания до отметки по шуму в 120дБ и скорости от 60 до100 м/с.

Автомобильные выхлопные системы являются неотъемлемой частью автомобиля. Значимость выхлопных систем развивалась для функциональные процессы в автомобиле. Благодаря этому революция, выбор материала до изготовления автомобильные выхлопные системы были очень важны. Типичная автомобильная выхлопная система включает систему трубопроводов, которая направляет горячие отработавшие газы от камеры сгорания. Выхлопные трубы соединяют выпускной коллектор, резонатор, глушитель и каталитический нейтрализатор вместе. Эффективный поток отработавших газов, минимальный уровень шума и уровень выбросов. Выхлопные системы работают при относительно высокой температуре и такое рабочее состояние обычно требует использования материалов с высокой устойчивостью к воздействию тепла, чтобы предотвращать термическую коррозию.

### 3. Экологичность

Токсичные вещества из выбрасываемые в воздушный бассейн населенных пунктов и городов имеют в своем составе компоненты отработавших газов.

Основа токсичных компонентов в отработавших газов (ОГ) двигателей состоит из: окиси углерода (СО) и окислов азота NOx. Также в зависимости от

различного топлива в отработавших газах возможно обнаружить окислы свинца, серы и других соединений вредных для окружающей среды и человека.

Из двигателей всевозможных видов в атмосферу, происходят выбросы в атмосферу картерные и отработавшие газы. Также вместе с ними происходит выброс непредельных и предельных углеводородов (СН). Продукты промежуточного окисления, определяющие токсичность, запах и окраску газов, относящиеся к группе альдегидов, канцерогенные вещества, сажа и другие компоненты.

Состав отработавших газов бензиновых двигателей и дизелей указан в таблице А3. В таблице не учтено применение каких-либо средств препятствующих токсичности, а также специальных устройств и конструктивных решений.

Таблица А3 – состав ОГ

Компоненты отработавших газов	Предельное содержание, по объему (для газов), %		Примечание.
	бензиновые двиг.	дизели	
Азот	78-79	73-80	Нетоксичен
Кислород	0,5-8,9	2-18	Нетоксичен
Пары воды	3,1-5,9	0,5-4,0	Нетоксичны
Двуокись углерода	5,3-12,7	1,0-10,0	Нетоксична
Окись углерода	5,1-9,8	0,01-0,5	Токсична
Окислы азота	0-0,9	0,0002-0,5	Токсична
Углеводороды	0,15-3,2	0,009-0,5	Токсична
Альдегиды	0-0,25	0,001-0,01	Токсична
Бензапирен	До 12-25	До 10	Канцерогенен

Следует вывод, что автомобили, по численности, приравненные к численности населения, в современных городах, являются основными источниками загрязнения городской атмосферы продуктами при неполном сгорании топлива: окисями углерода и углеводородами, а также двуокисью углерода, оксидами азота.