

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования  
«Тольяттинский государственный университет»  
Институт энергетики и электротехники  
(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 Двигатель 1.6 л 16 кл. с наддувом от приводного нагнетателя

Студент	<u>Р.Э. Илларионов</u> (И.О. Фамилия)	(личная подпись)
Руководитель	<u>Е.Д. Кальней</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>О.Н. Брега</u> (И.О. Фамилия)	(личная подпись)

Допустить к защите  
Заведующий кафедрой к.т.н. Д.А. Павлов  
(ученая степень, звание, И.О. Фамилия) (личная подпись)

«\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2017 г.

Тольятти 2017

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования

«Тольяттинский государственный университет»  
Институт энергетики и электротехники  
(наименование института полностью)  
Кафедра «Энергетические машины и системы управления»  
(наименование кафедры)

УТВЕРЖДАЮ  
Зав. кафедрой ЭМиСУ  
\_\_\_\_\_ Д.А. Павлов  
(подпись) (И.О. Фамилия)  
« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2017г

**ЗАДАНИЕ**  
**на выполнение бакалаврской работы**

Студент Роман Эдуардович Илларионов

1. Тема Двигатель 1,6 л 16 кл с наддувом от приводного нагнетателя

2. Срок сдачи студентом законченной бакалаврской работы 13.06.2017

3. Исходные данные к бакалаврской работе

Рабочий объем  $iV_h=1.6$  л, степень повышения давления  $\pi_k=1,8$ .

4. Содержание выпускной квалификационной работы (перечень подлежащих разработке вопросов, разделов)

Тепловой расчет, динамический расчет, введение, спецчасть, заключение

5. Ориентировочный перечень графического и иллюстративного материала \_\_\_\_\_  
Продольный и поперечный разрез двигателя – А-1 (2 листа), результат динамического и теплового расчетов – А-1 (3листа), спецчасть – А-1 (1 лист)

6. Консультанты по разделам Н. контроль д.т.н. проф. А.Г. Егоров

Контроль аннотаций к.п.н О.Н. Брега

7. Дата выдачи задания « \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 20\_\_ г.

Руководитель бакалаврской работы \_\_\_\_\_ Е.Д. Кальней  
(подпись) (И.О. Фамилия)

Задание принял к исполнению \_\_\_\_\_ Р.Э. Илларионов  
(подпись) (И.О. Фамилия)

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования

«Тольяттинский государственный университет»

Институт энергетики и электротехники

(наименование института полностью)

Кафедра «Энергетические машины и системы управления»

(наименование кафедры)

УТВЕРЖДАЮ

Зав. кафедрой ЭМиСУ

\_\_\_\_\_ Д.А. Павлов

(подпись)

(И.О. Фамилия)

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2017г

**КАЛЕНДАРНЫЙ ПЛАН**  
**выполнения выпускной квалификационной работы**

Студента Роман Эдуардович Илларионов  
по теме Двигатель 1,6 л 16 кл с наддувом от приводного  
нагнетателя

Наименование раздела работы	Плановый срок выполнения раздела	Фактический срок выполнения раздела	Отметка о выполнении	Подпись руководителя
1. Состояние вопроса	17.04.17	17.04.17	100%	
2. Тепловой и динамический расчет	24.04.17	24.04.17	100%	
3. Спецчасть	02.05.17	02.05.17	100%	
4. Заключение	10.05.17	10.05.17	100%	

Руководитель выпускной  
квалификационной работы

Задание принял к исполнению

\_\_\_\_\_ Е.Д. Кальней  
(подпись) (И.О. Фамилия)

\_\_\_\_\_ Р.Э. Илларионов  
(подпись) (И.О. Фамилия)

## АННОТАЦИЯ

В проделанной бакалаврской работе произведен тепловой и динамический расчеты четырехтактного бензинового двигателя и представлены результаты. В данной работе спецчасть выполнена в программном пакете AVLBoost, по данным имитационного моделирования двигателя представлены результаты, показывающие основные характеристики.

## ABSTRACT

The topic of the given bachelor work: « The engine of 1,6 l 16 CL with a boost from the supercharger drive». The graduation work consists of an explanatory note on 63 pages, including 39 figures, 2 tables, the list of 22 reference including 8 foreign sources and 2 appendices, and the graphic part on 6.

In the bachelor work performed thermal and dynamic calculations of the four-stroke gasoline engine and presented the results. The special part of this work is carried out using the software package AVL Boost, according simulation results are presented of the engine, showing the main characteristics.

## УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ И СОКРАЩЕНИЯ

ВМТ – верхняя мёртвая точка.

ГБЦ – головка блока цилиндров.

ДВС - двигатель внутреннего сгорания.

ДУРВ – дополнительное устройство регулирования вихреобразования.

КС – камера сгорания.

ОГ – отработанные газы.

Угол ПКВ - угол поворота коленчатого вала.

ТВС – топливно-воздушная смесь.

ЦПГ – цилиндро-поршневая группа.

КПД – коэффициент полезного действия.

КВ – коленчатый вал.

## СОДЕРЖАНИЕ

	Введение.....	4
1	Состояние вопроса.....	5
2	Расчет бензинового двигателя.....	15
3	Спецчасть.....	49
4	Данные расчета на имитационной модели.....	52
	Заключение.....	55
	Список использованных источников.....	56
	Приложение А – Таблица «CASE».....	59
	Приложение Б – Безопасность проекта.....	60

## ВВЕДЕНИЕ

Силовой агрегат, самый распространенный, применяемый в машиностроении это поршневой двигатель внутреннего сгорания (ДВС). Улучшение таких показателей, как стремление к повышению литровой мощности, снижение расхода топлива удельного, снижение шумности и улучшение экологических показателей ДВС, является главной задачей специалистов при изобретении, разработке и становление на готовый автомобиль силового агрегата[1].

Для лучшего поступления в цилиндры ДВС свежего заряда, применяют сжатие в компрессоре/нагнетателе, посредством приведения ременным, цепным, либо другим приводом непосредственно коленчатого вала ДВС. Топливо-воздушная смесь (ТВС), на такте впуска, под чрезмерным давлением поступает в цилиндры, что позволяет в значительной мере увеличить свежий поступающий заряд, а следовательно, мощность двигателя представляемую как литровую. Основной недостаток использования приводного нагнетателя это то, что приводным нагнетателем расходуется эффективная выходная мощность ДВС. При этом мощность из отработавших газов ДВС не возможно использовать в полезную сторону [2]. С началом появления газовых турбин, в прошлом веке в районе пятидесятых годов, представилась возможность отбора мощности отработавших газов при использовании турбины. Развитие данного направления позволило создать ДВС, которые оснащаются турбонаддувом.

## 1 Состояние вопроса

Основная проблема современного производства двигателей в отрасли автомобилестроения—это повышение литровой мощности. Динамика автомобилей в нынешнее время становится все более востребованной, экологичность ДВС является важным фактором, поэтому перед автопроизводителями ставятся такие задачи как, большой запас мощности при малых размерах и как можно меньший удельный вес. Конструкция деталей требует постоянного совершенствования, для того, чтобы более эффективно использовать рабочий объем. Существует несколько путей совершенствования, это число оборотов коленчатого вала двигателя движется в сторону увеличения, камеры сгорания имеющие правильные для сгорания камеры и степень сжатия всё время возрастающая. Использование наддува в двигателях имеет преимущества перед вышеописанными факторами.

Использование наддува в двигателях увеличивает коэффициент наполнения цилиндра существенно, в итоге значит повышение мощности двигателя от 50 до 100 % [3]. Для автопроизводителей это является толчком для создания двигателей с широким диапазоном мощности внутри одной производственной линейки, с использованием основных деталей и узлов базового двигателя.

При применении наддува увеличивается плотность свежего заряда, поступающего в цилиндры, повышается температура и давление в конце такта сжатия, следовательно, среднее эффективное давление повышается. Повышение этих показателей влияет на механическую и тепловую напряженность деталей используемых в цилиндро-поршневой группе (ЦПГ) и головке блока цилиндров [4]. Завышение давления увеличивает стремление к детонации двигателя. Для того чтобы избежать факторов указанных выше, при применении наддува, применяют дополнительные конструктивные мероприятия и коррекцию параметров рабочего процесса

[5]. Избыточное давление (степень повышения давления) при использовании наддува, разделяют на три группы:

- 1) группа с низким давлением до  $1,5 \text{ кг/см}^2$ ;
- 2) средним, до  $2,0 \text{ кг/см}^2$ ;
- 3) высоким, когда давление выше  $2,0 \text{ кг/см}^2$ .

### 1.1 Варианты с применением в ДВС наддува

Существуют различные варианты способов ДВС реализовать наддув. Способ наддува, который будет использоваться на том или ином двигателе определяется нюансами конструкции двигателя и предполагаемого нагнетателя.

На рисунке 1.1 представлены системы наддува по разделам. Данную систему можно рассматривать как частный случай, потому как в эту классификацию не вписывается импульсный наддув как система, основу которого составляет эффект колебания во впускном коллекторе воздушного столба, и комбинированные системы наддува [6].

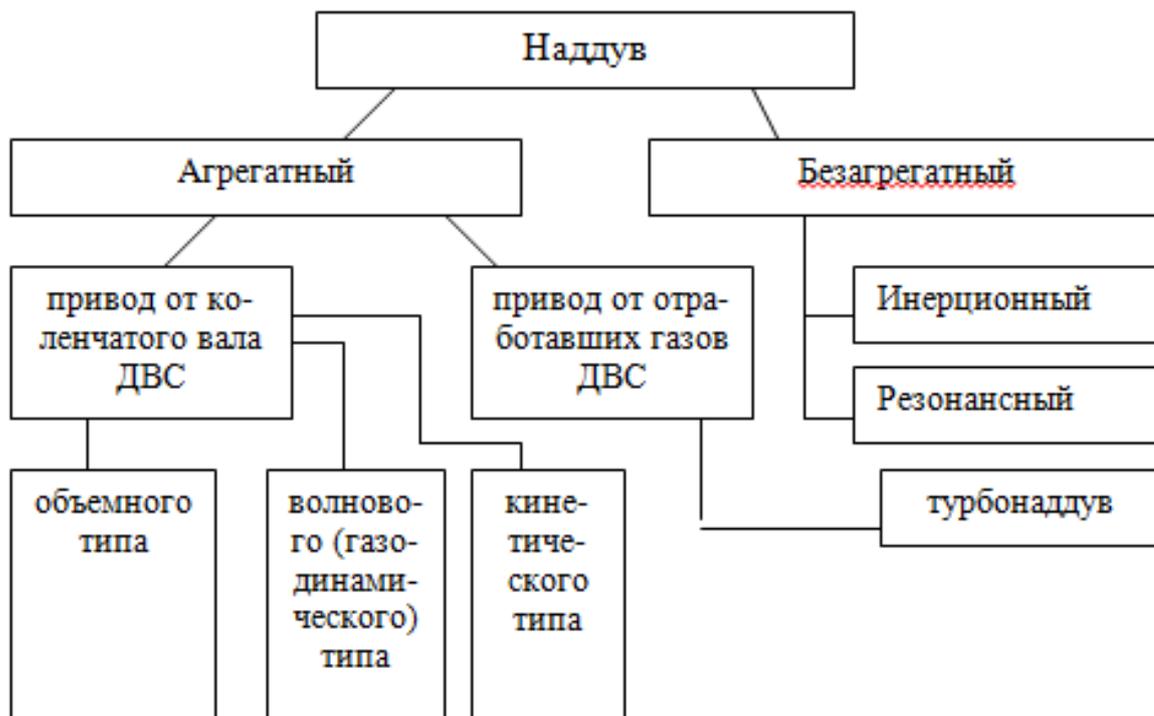


Рисунок 1.1 - Системы наддува по разделам

## 1.2 Наддув с использованием привода от коленчатого вала

Увеличение мощности ДВС при использовании нагнетателя приводимого в работу коленчатым валом довольно простой способ. Данный способ нагнетания, уже при минимальных оборотах коленчатого вала ДВС, позволяет увеличить давление наддува без задержки, имея привязку лишь к оборотам ДВС [7]. Но, у агрегатного наддува имеются серьезные недостатки. Снижается коэффициент полезного действия (КПД) ДВС, так как силовой агрегат расходует часть полезной мощности на их привод [8]. Кроме этого компоновка нагнетателя в подкапотное пространство ДВС и требует использования специального привода. Так же, отдельным типам агрегатного наддува характерен повышенный шум [9].

Существуют разные типы наддува агрегатного: объемные, центробежные (кинетического типа) и волновые. На рисунке 1.2 показаны нагнетатели различных видов для систем наддува ДВС.

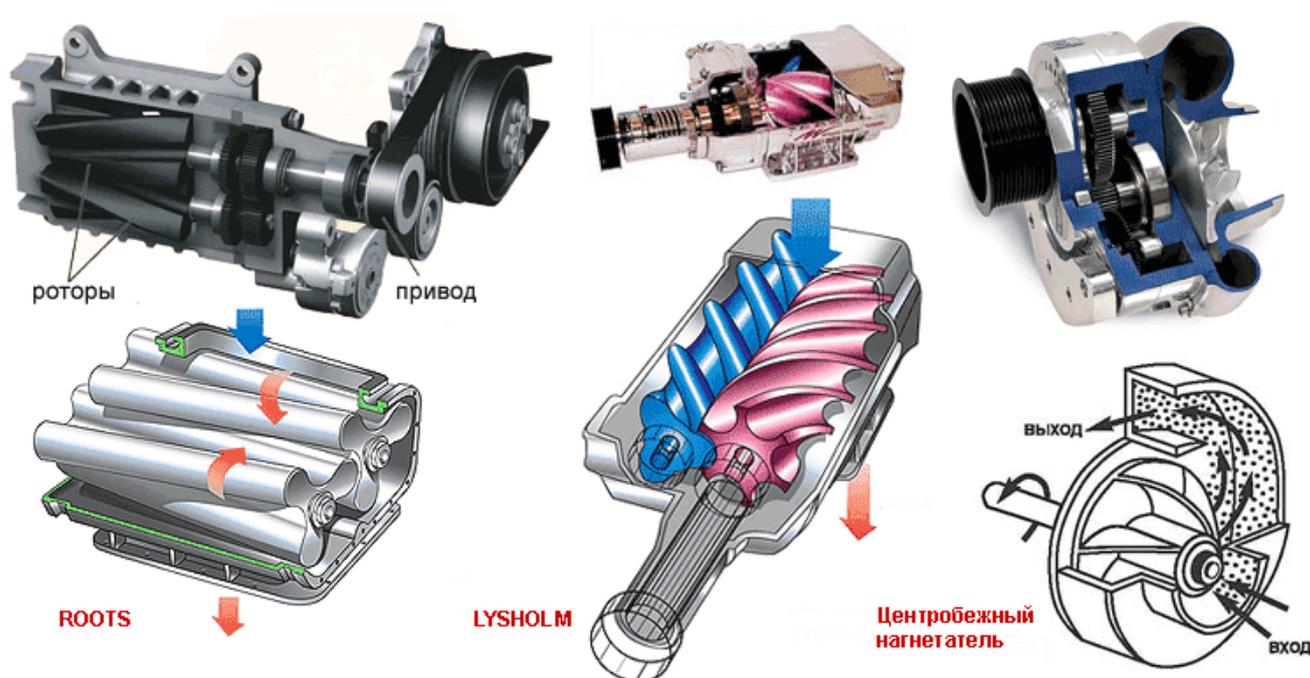


Рисунок 1.2 – Нагнетатели различных видов для систем наддува ДВС

Объемного типа нагнетатели. Начиная с 30-х годов используют наддув двигателя с помощью нагнетателей, приводимым в действие коленчатым

валом [10]. Существуют разнообразные конструкции нагнетателей объемного типа для применения в системах наддува [11]. В настоящее время существуют нагнетатели фирм Roots, Lysholm, Sprintex, Zoller, Wankel и др. Ряд конструкций нагнетателей не найдя применения в двигателестроении, не вышли на мировой рынок поставщиков и остались на стадии опытных образцов, это фирмы Zoller и Wankel шибберные или пластинчатые нагнетатели [12].

На рисунке 1.2 представлены нагнетатель Roots и компрессор Lysholm. Схема Roots – это конструкция, где два ротора, вращаются в противоположные стороны внутри корпуса. Роторы данного нагнетателя синхронизированы между собой шестернями. В данной конструкции воздух сжимается снаружи – внешнее сжатие. Основным недостатком такой конструкции это возможность повышения давления в минимальных диапазонах. Поэтому нагнетатели данного типа пользуются обычно спросом, в основном, в системах низкого наддува. Существуют такие пути решения повышения давления, как:

- увеличение частоты вращения роторов;
- применение нескольких ступеней наддува.

Эти способы не пригодны для применения в автомобилестроении. Потому как, в 1-ом случае синхронизирующие шестерни начинают работать на «износ», снижается надежность, а во 2-ом случае пропадает главное достоинство системы наддува – компактность. Еще один недостаток нагнетателя Roots это неравномерная подача. Частично данную проблему можно устранить путем применения 3-зубчатых роторов спиральной формы и специального впускного и выпускного окна треугольной формы.

Конструкция компрессора Lysholm не имеет недостатков представленных выше, данная конструкция это винтовой компрессор с приводом. Корпус данного компрессора содержит два винтовых ротора, которые вращаются в противоположные стороны. Данная схема винтового

компрессора создает сжатие внутри повышая давление и увеличивает КПД. Компрессора с применением данной схемы на протяжении всех оборотов двигателя выдают эффективные показатели, так же они компактные и бесшумные. Но у таких компрессоров имеется серьезный недостаток выраженный высокой стоимостью изготовления из-за сложности конструкции роторов.

Существует еще один тип компрессоров применяемых в автомобилестроении – это нагнетатели G-серии (Спиральные компрессоры). На рисунке 1.3 представлен нагнетатель G-серии (G40) производства Volkswagen. Данный нагнетатель впервые реализовала фирма Volkswagen в 1985 г. и до 1994г. оснащала автомобили Polo.[13].

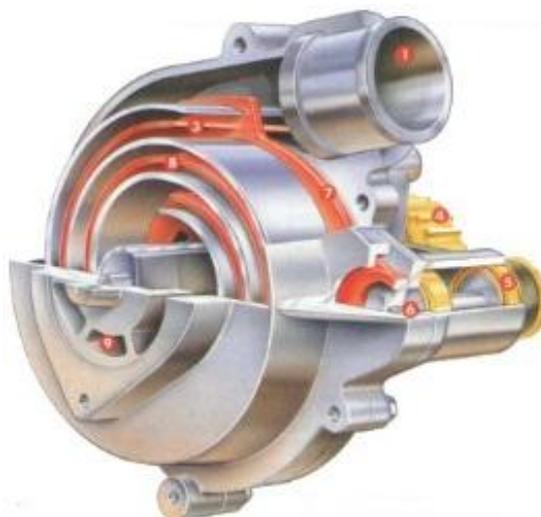


Рисунок 1.3 – Нагнетатель G-серии (G40) производства Volkswagen

Все нагнетатели которые рассматривались выше выполняют свою работу по принципу объемной подачи, это означает, что объем изменяется и вытесняется. Но имеется нагнетатель произведенный фирмой Asea-Brown-Boveri (Комплекс), у которого объем в полостях роторов не изменяется. Процесс выполнения работы в волновом нагнетателе состоит из 3-х фаз: фаза впуска, фаза сжатия, фаза выпуска. Поскольку волна распространяется в полости и передает давление, за счет этого происходит сжатие.

Кинетический тип нагнетателей. По распространению в автопромышленности центробежные нагнетатели широко применяются. Принцип действия в таких нагнетателях довольно прост: во впускном коллекторе образуется избыточное давление при помощи компрессорного колеса, привод к компрессору приходит от коленчатого вала двигателя. Лопастные расположенные на компрессорном колесе производят захват воздуха и выброс в «улитку» компрессора с помощью центробежных сил [14]. В представленных типах нагнетателей имеет место быть эффект «турбоямы». Важная особенность компрессоров этого типа заключается в том, что частота вращения колеса компрессора должна быть преимущественно выше, чем частота коленчатого вала. Конструкция этих нагнетателей проста, что положительно сказывается на их стоимости и надежности [15].

### 1.3 Способы регулирования давления в системах наддува

Способы регулировки давления наддува в современном двигателестроении:

- дополнительная установка перед турбиной камеры сгорания, данный способ позволяет выпускать в атмосферу избыточную часть ("Гипербар");
- регулировка сопла турбины;
- перепуск избыточной части надуваемого воздуха обратно на вход в турбину;
- регулировка впуска (изменение фаз);
- производить охлаждение нагнетаемого воздуха.

На рисунке 1.4 представлена схема наддува с применением механического нагнетателя. Регулировка производится с помощью открытия перепускной заслонки. При открытии часть уже сжатого воздуха возвращается обратно на впуск нагнетателя. В результате потеря мощности на сжатии ведет к возрастанию эффективного расхода топлива.

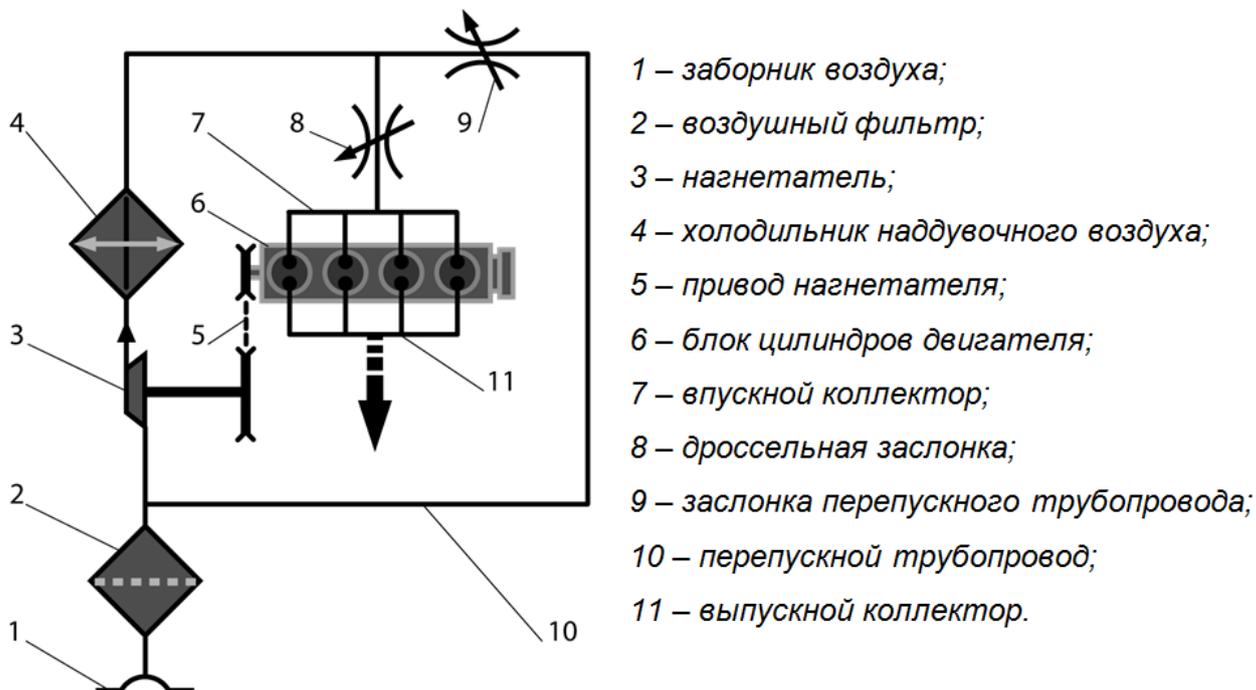


Рисунок 1.4 – Схема наддува с механическим нагнетателем

#### 1.4 Нагнетатели объемного типа в современном двигателестроении

Использование объемных нагнетателей на двигателях, приводимых механически от коленчатого вала, известно еще с середины 30-х годов.

На рисунке 1.5 представлен график зависимости рабочего объема ДВС и подачи объема за оборот ротора характерного для нагнетателя типа Roots или винтового. На рисунке 1.6 показан роторный компрессор Eaton производства США, модели.

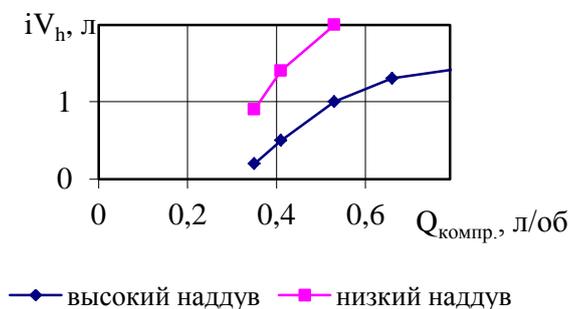


Рисунок 1.5 – График зависимость между литражом ДВС и подачей за один оборот ротора компрессора



Рисунок 1.6 – TVSR410 роторный компрессор Eaton

## 1.5 Приводной нагнетатель с использованием конических роторов для наддува ДВС

Задача повышения показателей винтовых компрессоров, без впрыска воды/масла (сухого сжатия), является наиболее актуальной задачей в настоящее время [16]. В данной области в Тольяттинском государственном университете (ТГУ) проводились исследования и испытания винтовых компрессоров. На рисунке 1.7 показаны изменения адиабатного КПД винтового нагнетателя при изменении зазоров  $\delta$  между корпусом и роторами.

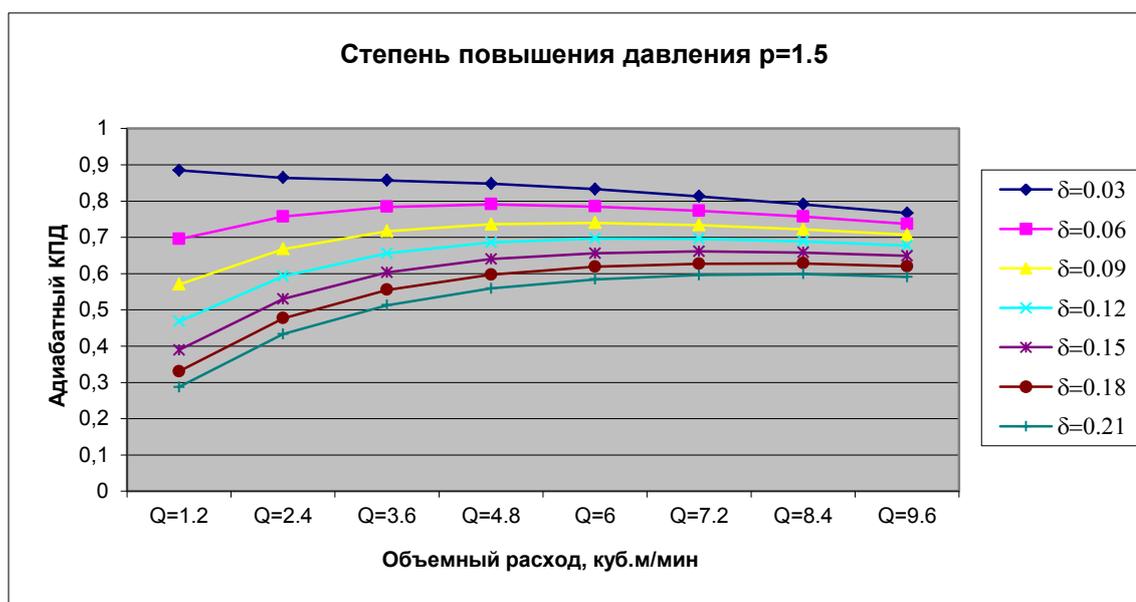


Рисунок 1.7 – Зависимость адиабатного КПД винтового нагнетателя при изменении зазоров  $\delta$  между корпусом и роторами.

Из представленных выше графиков видно, что адиабатный КПД достигает значения 0,7 и более при зазорах между элементами менее 0,1 мм. Если принять во внимание термические деформации внутри компрессора, биение подшипника, монтаж деталей, то изготовление роторов должно быть с точностью до 0,05 мм на поверхности зубьев [17].

Важная проблема по созданию нагнетателя с более эффективной конструкцией являются высокие показатели скорости вершин зубьев в отношении к корпусу, поскольку если снижается скорость, то возрастают вредные протечки сжатого воздуха через щели. Допустим,

диаметр ротора  $D=80$  мм и скорость на вершине  $v=120$  м/с частота вращения которая потребуется будет равна  $n=60v/\pi D=28650$  об/мин.

Высокая стоимость изготовления роторного компрессора для двигателя с объёмом  $iV_h$  1,5-2 л, является причиной вышеперечисленных проблем. Современные технологии требуют от производства роторов применения материалов с высокой жесткостью (сталь, чугун) и низкой деформацией при повышении температуры, так же получение зубьев шлифованием. Поэтому современные винтовые нагнетатели имеют частоту вращения не выше 22 500 об/мин и роторы получают путем фрезерования из легких сплавов.

В ТГУ предложили конструкцию компрессора с роторами имеющими коническую форму.

На рисунке 1.8 представлена линия контакта двух конических роторов.

Использование роторов конической формы в винтовых компрессорах может изменить процедуру получения окончательной детали, используя точное литье под давлением. Тем самым снизить стоимость и время получения готовой детали компрессора винтового за счет использования пресс-форм взамен фрезерованию на станках[18].

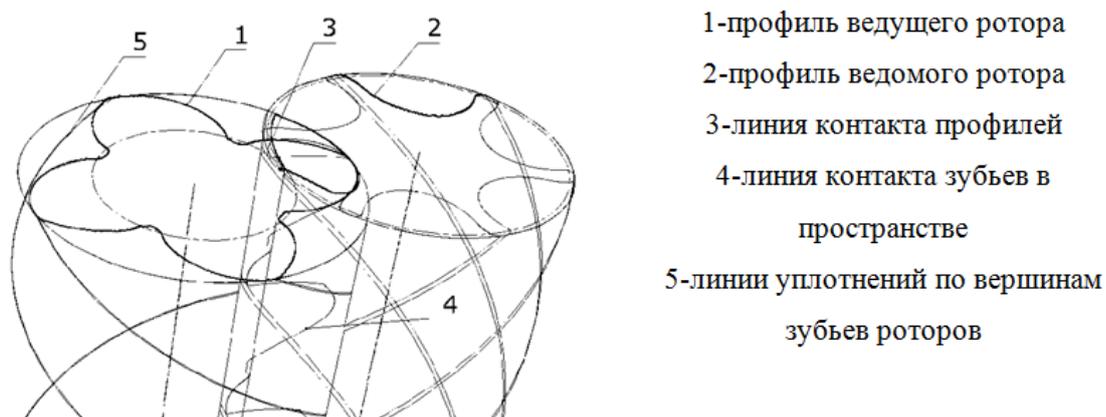
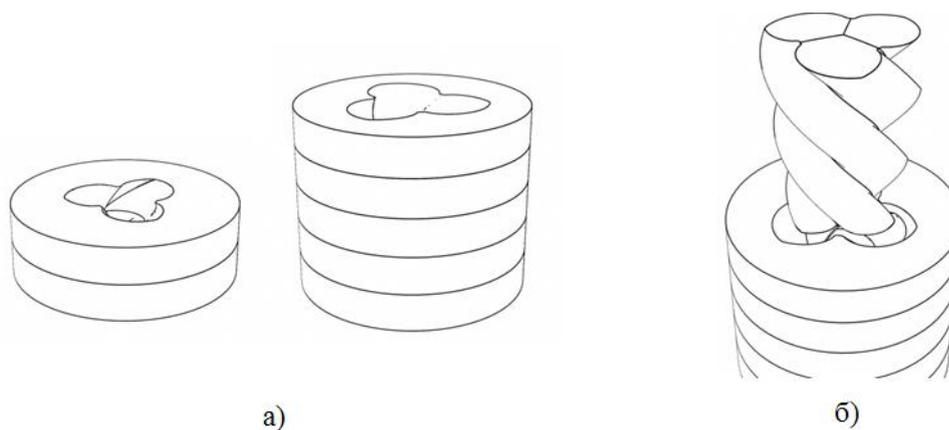


Рисунок 1.8 – Линия контакта двух конических роторов

На рисунке 1.9 продемонстрирован способ изготовления конического винтового ротора с литьём в секционную форму. Внутренности секций представляют поверхность сложной формы для создания такой поверхности, требуется использование 5-осевых обрабатывающих фрезерных станков.

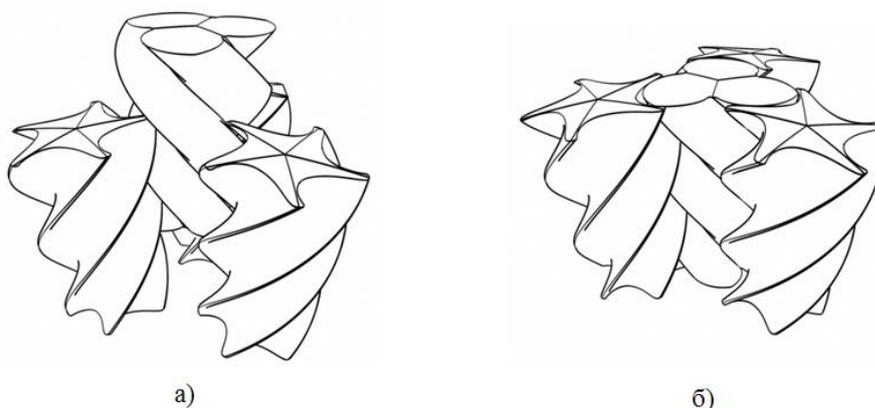


а – форма, собираемая из секций; б – извлечение ротора из формы

Рисунок 1.9 – Способ изготовления конического винтового ротора с литьем в секционную форму

В современных западных компаниях таких как AtlasCopco SRM для литья роторов используют различные сплавы из композитных материалов например полимер-керамика. Для конических роторов так же подходят композитные материалы. В ТГУ в настоящее время проводятся работы по получению винтового компрессора с коническими роторами с прогрессивными технологиями [19].

На рисунке 1.10 представлена технология прирабатывания поверхности роторов. На центральный ротор наносят покрытие, не подвергающееся износу, а роторы расположенные по контуру остаются неизменными, путем «прикатки» добиваются оптимальных зазоров. [20].



а – помещение центрального рабочего ротора между инструментальными;  
б – приработка вращением роторов в зацеплении

Рисунок 1.10 – Технология прирабатывания поверхности роторов

## 2 Расчет бензинового двигателя

Данные исходные

$N_{eN} = 117.3$  (кВт) - выполнение подбора мощности двигателя

$$n = \begin{pmatrix} 1000 \\ 3400 \\ 5800 \\ 6200 \end{pmatrix} \text{ (об/мин) - вращение коленчатого вала (КВ) частота}$$

$$n_N := n_3$$

$i := 4$  - число цилиндров

$\tau := 4$  - тактность

$$\alpha = \begin{pmatrix} 0.97 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \end{pmatrix} \text{ - коэффициент избытка воздуха}$$

$\varepsilon = 8.5$  - степень сжатия

$S = 75.6$  - поршня ход(мм)

$\lambda' := 0.29$  - отношение радиуса кривошипа к длине шатуна

$\phi_{\text{оч}} := 1$  - коэффициент очистки

$$\phi_{\text{доз}} := \begin{pmatrix} 0.95 \\ 1.03 \\ 1.10 \\ 1.11 \end{pmatrix} \text{ - коэффициент дозарядки}$$

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

$$\xi_z = \begin{pmatrix} 0.82 \\ 0.92 \\ 0.91 \\ 0.89 \end{pmatrix} \quad \xi_b = \begin{pmatrix} 0.84 \\ 0.95 \\ 0.93 \\ 0.9 \end{pmatrix}$$

$\phi_{\Pi} := 0.96$  - коэффициент полноты индикаторной диаграммы

$\phi_p := 0.85$  - коэффициент максимального давления  $P_z$

$A_{p_M} := 0.039$  - коэффициенты для расчета давления механических потерь

$B_{p_M} := 0.0113$      $S/D < 1$  --  $B=0,0113; A=0,039$      $S/D > 1$  --  $B=0,0152; A=0,049$

## 2.1 Тепловой баланс и расчет (используя методику Гринивецкого-Мазинга)

### 2.1.1 Топливо

Бензин АИ95

$$\underline{C} := 0.855 \quad \underline{H} := 0.145 \quad m_T := 115 \text{ (кг/кмоль)}$$

Теплота сгорания низшая

$$H_u := (33.91 \cdot C + 125.6 \cdot H - 2.51 \cdot 9 \cdot H) \cdot 1000 \quad H_u = 43929.5 \text{ (кДж/кг)}$$

Необходимое теоретически количество воздуха для 1 кг сгорания топлива

$$L_0 := \frac{1}{0.208} \cdot \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} \right) \quad L_0 = 0.517 \text{ (кмольвозд./кг топл.)}$$

$$l_0 := \frac{1}{0.23} \cdot \left( \frac{8}{3} \cdot C + 8 \cdot H \right) \quad l_0 = 14.957 \text{ (кг возд./кг топл.)}$$

Количественный показатель горючей смеси

$$M_1 := \alpha \cdot L_0 + \frac{1}{m_T} \quad M_1 = \begin{pmatrix} 0.51 \\ 0.526 \\ 0.526 \\ 0.526 \end{pmatrix} \text{ (кмольгор.см./кг топл.)}$$

Отдельные компоненты продуктов сгорания в количестве при  $K := 0.5$

$$M_{CO_2_j} := \begin{cases} \frac{C}{12} - 2 \cdot \frac{1 - \alpha_j}{1 + K} \cdot 0.208 \cdot L_0 & \text{if } \alpha_j < 1 \\ \frac{C}{12} & \text{otherwise} \end{cases} \quad M_{CO_2} = \begin{pmatrix} 0.067 \\ 0.071 \\ 0.071 \\ 0.071 \end{pmatrix} \text{ (кмоль } CO_2/\text{кг} \\ \text{ТОПЛ.)}$$

$$M_{H_2O_j} := \begin{cases} \frac{H}{2} - 2 \cdot K \cdot \frac{1 - \alpha_j}{1 + K} \cdot 0.208 \cdot L_0 & \text{if } \alpha_j < 1 \\ \frac{H}{2} & \text{otherwise} \end{cases} \quad M_{H_2O} = \begin{pmatrix} 0.07 \\ 0.073 \\ 0.073 \\ 0.073 \end{pmatrix} \text{ (кмоль } H_2O/\text{кг} \\ \text{ТОПЛ.)}$$

$$M_{H_2_j} := \begin{cases} 2 \cdot K \cdot \frac{1 - \alpha_j}{1 + K} \cdot 0.208 \cdot L_0 & \text{if } \alpha_j < 1 \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases} \quad M_{H_2} = \begin{pmatrix} 0.0022 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \text{ (кмоль } H_2/\text{кг } \text{ТОПЛ.)}$$

$$M_{N_2_j} := 0.792 \cdot \alpha_j \cdot L_0 \quad M_{N_2} = \begin{pmatrix} 0.397 \\ 0.409 \\ 0.409 \\ 0.409 \end{pmatrix} \text{ (кмоль } N_2/\text{кг } \text{ТОПЛ.)}$$

$$M_{O_2_j} := \begin{cases} 0 & \text{if } \alpha_j < 1 \\ 0.208 \cdot (\alpha_j - 1) \cdot L_0 & \text{otherwise} \end{cases} \quad M_{O_2} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \text{ (кмоль } O_2/\text{кг } \text{ТОПЛ.)}$$

Продукт сгорания в общем количестве

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

$$M_2 = \begin{pmatrix} 0.541 \\ 0.553 \\ 0.553 \\ 0.553 \end{pmatrix} \text{ (кмоль пр.сг./кг } \text{ТОПЛ.)}$$

### 2.1.2 Данные окружающей среды

$$p_0 := 0.1 \text{ (МПа)} \quad p_k := \pi_k \cdot p_0 \quad p_k = \begin{pmatrix} 0.11 \\ 0.17 \\ 0.18 \\ 0.18 \end{pmatrix} \text{ (МПа)}$$

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

$$\rho_0 := \frac{p_0 \cdot 10^6}{287 \cdot T_0} \quad T_0 := t_0 + 273 \quad \rho_0 = 1.189 \text{ (кг/м}^3\text{)}$$

$$T_r := 273 + t''_r \text{ - задаем температуру остаточных газов равную } t''_r = \begin{pmatrix} 695.7 \\ 834 \\ 885.7 \\ 885.4 \end{pmatrix} \text{ (C)}$$

### Показатель давления газов остаточных

$$p_{rN} := 1.18 \cdot p_{k3} \quad p_{rN} = 0.212 \text{ (МПа)}$$

$$A_p := \frac{(p_{rN} - p_k \cdot 1.035) \cdot 10^8}{n_N^2 \cdot p_k} \quad A_p = \begin{pmatrix} 2.6632 \\ 0.6374 \\ 0.431 \\ 0.431 \end{pmatrix}$$

$$p_{rj} := p_{kj} \cdot \left[ 1.035 + A_{pj} \cdot 10^{-8} \cdot (n_j)^2 \right] \quad p_r = \begin{pmatrix} 0.1168 \\ 0.1885 \\ 0.2124 \\ 0.2161 \end{pmatrix} \text{ (МПа)}$$

### 2.1.3 Процесс впуска в двигатель

$\Delta T_N = 8 \text{ (C)}$  - показатель изменения на впуске температуры

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

$$\Delta T_j := A_T \cdot (110 - 0.0125 \cdot n_j) \quad \Delta T = \begin{pmatrix} 20.8 \\ 14.4 \\ 8 \\ 6.933 \end{pmatrix} \text{ (C)}$$

Показатель плотности заряда на впуске

$$\rho_k := \frac{p_k \cdot 10^6}{287 \cdot T_k} \quad \rho_k = \begin{pmatrix} 1.256 \\ 1.779 \\ 1.915 \\ 1.915 \end{pmatrix} \text{ (кг/м}^3\text{)} \quad \frac{\rho_k}{\rho_0} = \begin{pmatrix} 1.056 \\ 1.496 \\ 1.611 \\ 1.611 \end{pmatrix}$$

Показатель потерь давления на впуске, если на впуске скорость равна  $\omega_{вп} = 115$  м/с и  $(\xi + \beta^2) = 2.5$

$$A_n := \frac{\omega_{вп}}{n_N} \quad A_n = 0.018966$$

$$\Delta p_{a_j} := \frac{(\xi + \beta^2) \cdot A_n^2 \cdot (n_j)^2 \cdot \rho_{k_j} \cdot 10^{-6}}{2} \quad \Delta p_a = \begin{pmatrix} 0.0006 \\ 0.0092 \\ 0.029 \\ 0.0331 \end{pmatrix} \text{ (МПа)}$$

Показатель давления в конце впуска

$$p_{a_j} := p_{k_j} - \Delta p_{a_j} \quad p_a = \begin{pmatrix} 0.109 \\ 0.161 \\ 0.151 \\ 0.147 \end{pmatrix} \text{ (МПа)}$$

Коэффициент остаточных газов при  $\phi_{оч} = 1$  и при коэффициенте дозарядки

$$\phi_{доз} = \begin{pmatrix} 0.95 \\ 1.03 \\ 1.1 \\ 1.11 \end{pmatrix} \quad \gamma_{r_j} := \frac{T_{k_j} + \Delta T_j}{T_{r_j}} \cdot \frac{p_{r_j}}{\varepsilon \cdot \phi_{доз_j} \cdot p_{a_j} - \phi_{оч} \cdot p_{r_j}} \quad \gamma_r = \begin{pmatrix} 0.0512 \\ 0.0486 \\ 0.0516 \\ 0.0537 \end{pmatrix}$$

Показатель температуры в конце впуска

$$T_{a_j} := \frac{T_{k_j} + \Delta T_j + \gamma_{r_j} \cdot T_{r_j}}{1 + \gamma_{r_j}} \quad t_a := T_a - 273 \quad t_a = \begin{pmatrix} 84.28 \\ 109.73 \\ 103.4 \\ 104.1 \end{pmatrix} \text{ (C)}$$

Показатель коэффициента наполнения

$$\eta_{v_j} := \frac{T_{k_j}}{T_{k_j} + \Delta T_j} \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{1}{p_{k_j}} \cdot (\phi_{доз_j} \cdot \varepsilon \cdot p_{a_j} - \phi_{оч} \cdot p_{r_j}) \quad \eta_v = \begin{pmatrix} 0.87 \\ 0.916 \\ 0.867 \\ 0.849 \end{pmatrix}$$

### 2.1.4 Представление процесса сжатия

$$k_1 = \begin{pmatrix} 1.375 \\ 1.373 \\ 1.373 \\ 1.373 \end{pmatrix} \quad n_1 = \begin{pmatrix} 1.375 \\ 1.371 \\ 1.372 \\ 1.372 \end{pmatrix}$$

Показатель давления в конце сжатия

$$p_{c_j} := p_{a_j} \cdot \varepsilon^{n_{1j}} \quad p_c = \begin{pmatrix} 2.073 \\ 3.024 \\ 2.847 \\ 2.768 \end{pmatrix} \text{ (МПа)}$$

Показатель температуры в конце сжатия

$$T_{c_j} := T_{a_j} \cdot \varepsilon^{n_{1j}-1} \quad T_c = \begin{pmatrix} 796.254 \\ 846.448 \\ 832.533 \\ 833.501 \end{pmatrix} \text{ (К)} \quad t_c := T_c - 273 \quad t_c = \begin{pmatrix} 523.25 \\ 573.45 \\ 559.53 \\ 560.5 \end{pmatrix} \text{ (C)}$$

Теплоемкость в конце сжатия представляется как средняя молярная:  
а) свежей смеси (воздуха)

$$mc_{vC_j} := mc_v(t_{c_j}) \quad mc_{vC} = \begin{pmatrix} 21.98 \\ 22.113 \\ 22.076 \\ 22.079 \end{pmatrix} \text{ (кДж/кмоль град)}$$

б) газов остаточных

$$mc''_{vC} := \begin{pmatrix} mc'''_v(1, t_{c_1}) \\ mc'''_v(2, t_{c_2}) \\ mc'''_v(3, t_{c_3}) \\ mc'''_v(4, t_{c_4}) \end{pmatrix} \quad mc''_{vC} = \begin{pmatrix} 24.309 \\ 24.602 \\ 24.543 \\ 24.547 \end{pmatrix} \text{ (кДж/кмоль град)}$$

в) смеси рабочей

$$mc'_{vC_j} := \frac{1}{1 + \gamma r_j} \cdot (mc_{vC_j} + \gamma r_j \cdot mc''_{vC_j}) \quad mc'_{vC} = \begin{pmatrix} 22.094 \\ 22.228 \\ 22.197 \\ 22.204 \end{pmatrix} \text{ (кДж/кмоль град)}$$

## 2.1.5 Представление процесса сгорания

Показание коэффициента изменения на молекулярном уровне рабочей и горючей смеси

$$\mu_{0j} := \frac{M_{2j}}{M_{1j}} \quad \mu_0 = \begin{pmatrix} 1.06 \\ 1.052 \\ 1.052 \\ 1.052 \end{pmatrix}$$

$$\mu_j := \frac{\mu_{0j} + \gamma_{rj}}{1 + \gamma_{rj}} \quad \mu = \begin{pmatrix} 1.057 \\ 1.05 \\ 1.05 \\ 1.05 \end{pmatrix}$$

Вследствие неполноты реакции химическим путем - потерянное количество теплоты

$$\Delta H_u := 119600 \cdot (1 - \alpha) \cdot L_0 \quad \Delta H_u = \begin{pmatrix} 1854.4 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \text{ (кДж/кг)}$$

Показатель теплоты сгорания смеси рабочей

$$H_{\text{раб.см.}j} := \frac{H_u - \Delta H_u j}{M_{1j} \cdot (1 + \gamma_{rj})} \quad H_{\text{раб.см.}} = \begin{pmatrix} 78475.9 \\ 79716.8 \\ 79491.7 \\ 79329.5 \end{pmatrix} \text{ (кДж/кмоль.)}$$

$$T_z := t_z + 273 \quad T_z = \begin{pmatrix} 2731.8 \\ 3014.9 \\ 2959.2 \\ 2893.1 \end{pmatrix} \text{ (К)} \quad mc''_{vz} = \begin{pmatrix} 29.8 \\ 30.517 \\ 30.4 \\ 30.262 \end{pmatrix} \text{ (кДж/кмоль град)}$$

$$t_z = \begin{pmatrix} 2458.8 \\ 2741.9 \\ 2686.2 \\ 2620.1 \end{pmatrix} \text{ (C)}$$

Значение давления сгорания теоретического максимального

$$p_{z_j} := \frac{p_{c_j} \cdot \mu_j \cdot T_{z_j}}{T_{c_j}} \quad p_z = \begin{pmatrix} 7.521 \\ 11.309 \\ 10.622 \\ 10.087 \end{pmatrix} \text{ (МПа)} \quad p_{z.\max} := \phi \cdot p \cdot p_{z_3}$$

Действительное давление сгорания максимальное

$$p_{z_{дj}} := \phi \cdot p \cdot p_{z_j} \quad p_{z_{д}} = \begin{pmatrix} 6.393 \\ 9.613 \\ 9.029 \\ 8.574 \end{pmatrix} \text{ (МПа)}$$

Показатель степени повышения давления

$$\lambda_j := \frac{p_{z_j}}{p_{c_j}} \quad \lambda = \begin{pmatrix} 3.628 \\ 3.74 \\ 3.732 \\ 3.644 \end{pmatrix}$$

### 2.1.6 Процессы выпуска и расширения

Значение коэффициента изменения молекулярного - теоретическое

$$\beta_{0_j} := \frac{M_{2_j}}{M_{1_j}} \quad \beta_0 = \begin{pmatrix} 1.06 \\ 1.052 \\ 1.052 \\ 1.052 \end{pmatrix}$$

Значение коэффициента изменения молекулярного - действительное

$$\beta_j := 1 + \frac{\beta_{0_j} - 1}{1 + \gamma_{r_j}} \quad \beta = \begin{pmatrix} 1.057 \\ 1.05 \\ 1.05 \\ 1.05 \end{pmatrix}$$

Показатель коэффициента молекулярного изменения в точке z

$$\beta_{z_j} := 1 + \frac{\beta_{0_j} - 1}{1 + \gamma_{r_j}} \cdot \frac{\xi_{z_j}}{\xi_{b_j}} \quad \beta_z = \begin{pmatrix} 1.056 \\ 1.048 \\ 1.049 \\ 1.049 \end{pmatrix}$$

Показатели политропы расширения и адиабаты средние [к<sub>2</sub>]

$$k_2 = \begin{pmatrix} 1.234 \\ 1.222 \\ 1.229 \\ 1.236 \end{pmatrix} \quad n_2 = \begin{pmatrix} 1.254 \\ 1.247 \\ 1.248 \\ 1.249 \end{pmatrix}$$

Температура и давление в конце расширения

$$p_{b_j} := \frac{p_{z_j}}{\varepsilon n_{2_j}} \quad p_b = \begin{pmatrix} 0.514 \\ 0.784 \\ 0.735 \\ 0.696 \end{pmatrix} \text{ (МПа)}$$

$$T_{b_j} := \frac{T_{z_j}}{\varepsilon n_{2_j}^{-1}} \quad T_b = \begin{pmatrix} 1587.4 \\ 1777.05 \\ 1741.17 \\ 1697.3 \end{pmatrix} \text{ (K)}$$

Температура остаточных газов и погрешность расчета - проверка

$$T_{r_j} := \frac{T_{b_j}}{\sqrt[3]{\frac{p_{b_j}}{p_{r_j}}}} \quad T_r = \begin{pmatrix} 968.52 \\ 1104.86 \\ 1150.98 \\ 1149.26 \end{pmatrix} \text{ (K)}$$

$$\Delta T_{r_j} := \frac{100 \cdot (T_{r_j} - T_{r_j})}{T_{r_j}} \quad \Delta T_r = \begin{pmatrix} 1.745 \times 10^{-3} \\ -3.73 \times 10^{-3} \\ -0.027 \\ -0.038 \end{pmatrix} \text{ (%)}$$

$$t_r := T_r - 273 \quad t_r = \begin{pmatrix} 695.5169 \\ 831.8588 \\ 877.9842 \\ 876.2583 \end{pmatrix} \text{ (C)}$$

Ошибочный показатель при задании температуры остаточного газа составляет  $\max(\Delta T_r) = 0.011 \%$

## 2.1.7 Параметры индикаторные рабочего цикла

Значение среднего индикаторного давления -теоретическое

$$p'_{i_j} := \frac{p_{c_j}}{\varepsilon - 1} \cdot \left[ \frac{\lambda_j}{n_{2_j} - 1} \cdot \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_{2_j} - 1}} \right) - \frac{1}{n_{1_j} - 1} \cdot \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_{1_j} - 1}} \right) \right] \quad p'_i = \begin{pmatrix} 1.249 \\ 1.911 \\ 1.792 \\ 1.686 \end{pmatrix} \text{ (МПа)}$$

Если коэффициент полноты диаграммы  $\phi_{\Pi} = 0.96$  , то  
давление среднее индикаторное

$$p_{i_j} := \phi_{\Pi} \cdot p'_{i_j} \quad p_i = \begin{pmatrix} 1.199 \\ 1.835 \\ 1.721 \\ 1.619 \end{pmatrix} \text{ (МПа)}$$

КПД Индикаторныйи удельный индикаторный топлива расход

$$\eta_{i_j} := \frac{p_{i_j} \cdot l_0 \cdot \alpha_j}{H_u \cdot \rho_{k_j} \cdot \eta_{v_j}} \cdot 100\% \quad \eta_i = \begin{pmatrix} 0.362 \\ 0.383 \\ 0.353 \\ 0.339 \end{pmatrix}$$

$$g_{i_j} := \frac{3600}{H_u \cdot \eta_{i_j}} \cdot 100\% \quad g_i = \begin{pmatrix} 226.19 \\ 213.89 \\ 232.47 \\ 241.74 \end{pmatrix} \text{ (г/кВт ч)}$$

## 2.1.8 Показатели двигателя эффективные

Скорость поршня средняя

$$v_{п.ср_j} := \frac{S \cdot n_j}{3 \cdot 10^4} \quad v_{п.ср} = \begin{pmatrix} 2.52 \\ 8.568 \\ 14.616 \\ 15.624 \end{pmatrix} \text{ (м/с)}$$

Давление механических потерь среднее

$$p_{M_j} := A p_M + B p_M \cdot v_{п.ср_j} \quad p_M = \begin{pmatrix} 0.067 \\ 0.136 \\ 0.204 \\ 0.216 \end{pmatrix} \text{ (МПа)}$$

## Механический КПД и эффективное давление среднее

$$p_{e_j} := p_{i_j} - p_{m_j} \qquad p_e = \begin{pmatrix} 1.132 \\ 1.699 \\ 1.516 \\ 1.403 \end{pmatrix} \text{ (МПа)}$$

$$\eta_{M_j} := \frac{p_{e_j}}{p_{i_j}} \qquad \eta_M = \begin{pmatrix} 0.944 \\ 0.926 \\ 0.881 \\ 0.867 \end{pmatrix}$$

## КПД эффективный и эффективный топлива удельный расход

$$\eta_{e_j} := \eta_{i_j} \cdot \eta_{M_j} \quad \eta_e = \begin{pmatrix} 0.342 \\ 0.355 \\ 0.31 \\ 0.293 \end{pmatrix} \quad g_e := \frac{3600}{\eta_e} \cdot 1000 \quad g_e = \begin{pmatrix} 239.677 \\ 230.984 \\ 263.729 \\ 278.816 \end{pmatrix} \text{ (г/кВт ч)}$$

### 2.1.9 Данные двигателя и цилиндра

Значения литража двигателя

$$V_L := 30 \cdot \tau \cdot \frac{N_e N}{p_{e_3} \cdot n_N} \text{ (л)} \qquad V_L = 1.6 \text{ (л)}$$

Значения рабочего объема одного цилиндра

$$V_h := \frac{V_L}{i} \qquad V_h = 0.4 \text{ (л)}$$

Значения диаметра цилиндра

$$D := 2 \cdot 10^3 \cdot \sqrt{\frac{V_h}{\pi \cdot S}} \qquad D = 82.087 \text{ (мм)}$$

Задаем  $x_D := 0.2$  (мм) - параметр точности округления диаметра цилиндра.

Производим перевод в доли миллиметра  $x_D := \max\left(1, \min\left(10, \frac{1}{x_D}\right)\right)$  и округляем

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

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

Принимаем в конце, что:  $D = 82.4$  (мм);  $S = 75.6$  (мм)

Основные параметры и показатели двигателя уточненные

Значение литрового объема

$$V_{\text{л}} := \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S \cdot i}{4 \cdot 10^6} \quad V_{\text{л}} = 1.613 \text{ (л)}$$

Значение рабочего объема цилиндра

$$V_{\text{h}} := \frac{V_{\text{л}}}{i} \quad V_{\text{h}} = 0.4031 \text{ (л)}$$

Значение площади поршня

$$F_{\text{п}} := \frac{\pi \cdot (D \cdot 10^{-3})^2}{4} \quad F_{\text{п}} = 0.00533 \text{ (м}^2\text{)}$$

Значение индикаторной мощности

$$N_{i_j} := \frac{p_{i_j} \cdot V_{\text{л}} \cdot n_j}{30 \cdot \tau} \quad N_i = \begin{pmatrix} 14.14 \\ 73.12 \\ 115.23 \\ 115.42 \end{pmatrix} \text{ (кВт)}$$

Показатель индикаторного крутящего момента

$$M_{i_j} := \frac{3 \cdot 10^4 \cdot N_{i_j}}{\pi \cdot n_j} \quad M_i = \begin{pmatrix} 153.89 \\ 235.42 \\ 220.8 \\ 207.72 \end{pmatrix} \text{ (Н м)}$$

Значение эффективной мощности

$$N_{e_j} := \frac{p_{e_j} \cdot V_{\text{л}} \cdot n_j}{30 \cdot \tau} \quad N_e = \begin{pmatrix} 15.21 \\ 77.62 \\ 118.2 \\ 116.91 \end{pmatrix} \text{ (кВт)}$$

Значение эффективного крутящего момента

$$M_{e_j} := \frac{3 \cdot 10^4}{\pi} \cdot \frac{N_{e_j}}{n_j} \quad M_e = \begin{pmatrix} 145.23 \\ 218 \\ 194.6 \\ 180.06 \end{pmatrix} \text{ (Н м)}$$

Значение литровой мощности двигателя

$$N_{л} := \frac{N_e}{V_{л}} \quad N_{л} = \begin{pmatrix} 9.43 \\ 48.13 \\ 73.3 \\ 72.5 \end{pmatrix} \text{ (кВт/л)}$$

Значение расхода топлива

$$G_{T_j} := N_{e_j} \cdot g_{e_j} \cdot 10^{-3} \quad G_T = \begin{pmatrix} 3.645 \\ 17.928 \\ 31.172 \\ 32.595 \end{pmatrix} \text{ (кг/ч)}$$

2.1.10 Диаграмма индикаторная - построение

$$\text{step} := \frac{\pi}{180} \quad k := 1..720 \quad OA := \frac{S}{\varepsilon - 1} \text{ - значение высоты камеры сгорания}$$

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

$$k := 1..180 \quad p_{x_k} := p_{a_3} \text{ - формула впуска}$$

$$k := 181..360 - 1 \quad p_{x_k} := p_{a_3} \cdot \left( \frac{V_{x_{180}}}{V_{x_k}} \right)^{n_{1_3}} \text{ - формула сжатия}$$

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

$$k := 541..720 \quad p_{x_k} := p_{r_3} \text{ - формула выпуска}$$

На рисунке 2.1 показана диаграмма индикаторная в P-V координатах.

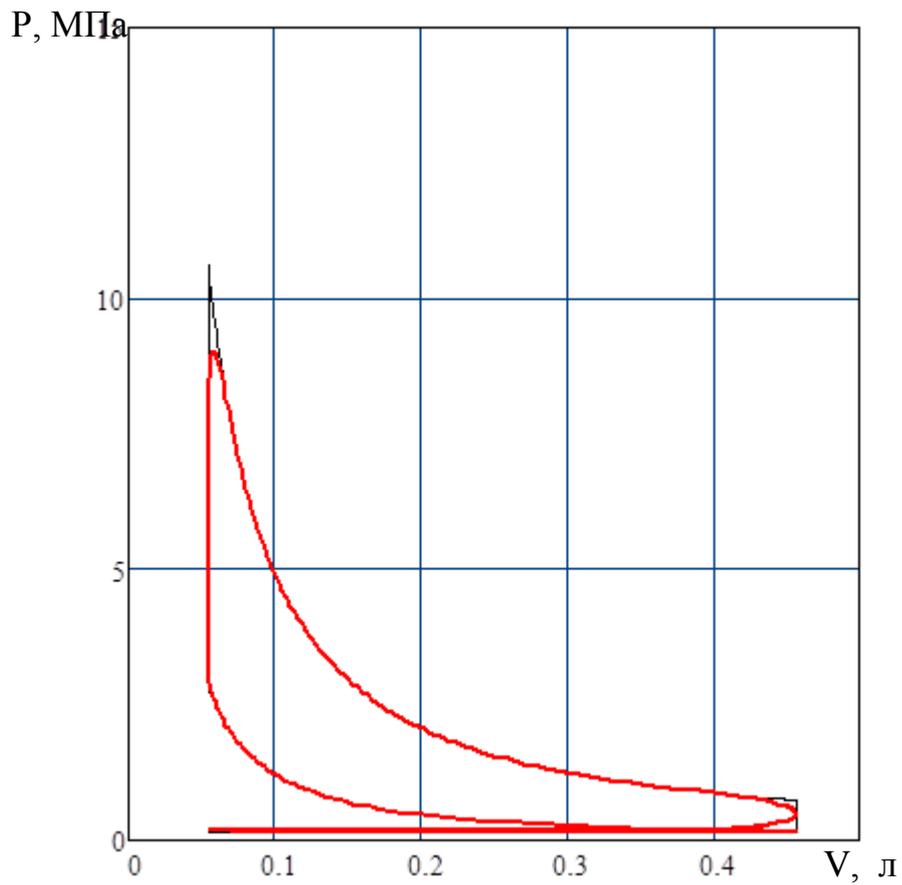


Рисунок 2.1 - Диаграмма двигателя индикаторная

На рисунке 2.2 показана развернутая индикаторная диаграмма. По оси X которой отложен угол поворота вала коленчатого.

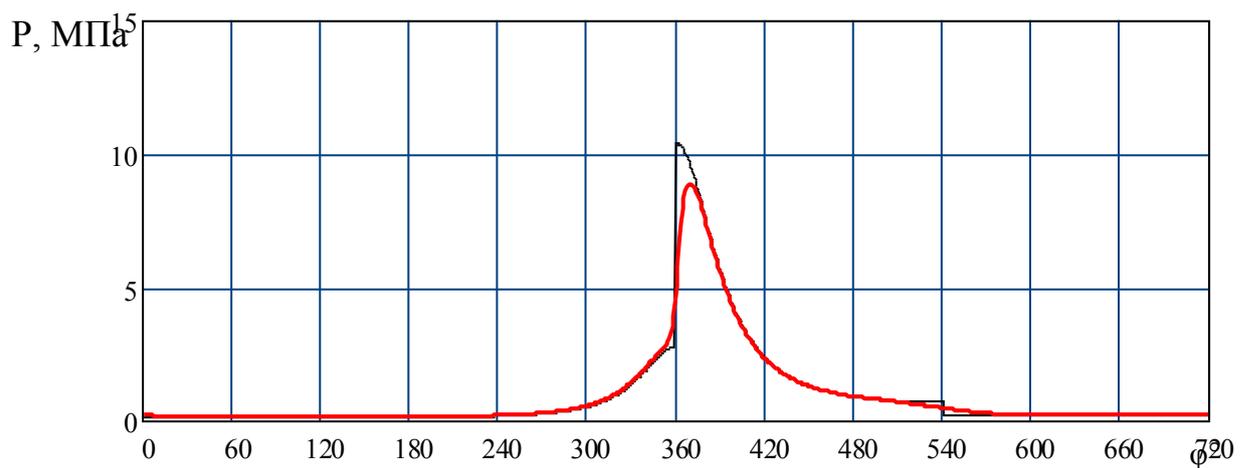


Рисунок 2.2 - Развернутая индикаторная диаграмма

### 2.1.11 Тепловой баланс

$$Q_{0j} := \frac{Hu \cdot G_{Tj}}{3.6} \quad Q_0 = \begin{pmatrix} 44480.8 \\ 218770.9 \\ 380381.2 \\ 397749.6 \end{pmatrix} \text{ (Дж/с)} \quad q_0 := \begin{pmatrix} 100 \\ 100 \\ 100 \\ 100 \end{pmatrix} \%$$

Теплота, за одну секунду эквивалентная эффективной работе

$$Q_{e_j} := 1000 \cdot N_{e_j} \quad Q_e = \begin{pmatrix} 15208.7 \\ 77616.6 \\ 1.2 \times 10^5 \\ 1.2 \times 10^5 \end{pmatrix} \text{ (Дж/с)}$$

$$q_{e_j} := \frac{Q_{e_j} \cdot 100}{Q_{0j}} \quad q_e = \begin{pmatrix} 34.19 \\ 35.459 \\ 30.978 \\ 29.27 \end{pmatrix} \%$$

Теплота, с отработанными газами утекшая

$$Q_{r_j} := \frac{G_{r_j}}{3.6} \cdot [M_{2_j} \cdot (mc''_{vr_j} + 8.315) \cdot t_{r_j} - M_{1_j} \cdot (mc_{v20} + 8.315) \cdot t_0]$$

$$q_{r_j} := \frac{Q_{r_j} \cdot 100}{Q_{0j}} \quad q_r = \begin{pmatrix} 27.871 \\ 34.968 \\ 37.4 \\ 37.386 \end{pmatrix} \% \quad Q_r = \begin{pmatrix} 10875.8 \\ 66734.7 \\ 1.2 \times 10^5 \\ 1.3 \times 10^5 \end{pmatrix} \text{ (Дж/с)}$$

Значение теплоты, неполного сгорания топлива из-за химической неполноты

$$Q_{н.с} = \begin{pmatrix} 1647.2 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \text{ (Дж/с)} \quad q_{н.с_j} := \frac{Q_{н.с_j} \cdot 100}{Q_{0j}} \quad q_{н.с} = \begin{pmatrix} 4.221 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \%$$

Значение теплоты, охлаждающей среды передаваемой, если

$$m = \begin{pmatrix} 0.6 \\ 0.65 \\ 0.65 \\ 0.65 \end{pmatrix} \quad Q_{B_j} := 0.5 \cdot i \cdot (D \cdot 0.1)^{1+2 \cdot m_j} \cdot (n_j)^{m_j} \cdot \frac{Hu - \Delta Hu_j}{\alpha_j \cdot Hu}$$

$$q_{B_j} := \frac{Q_{B_j} \cdot 100}{Q_{0_j}} \quad q_B = \begin{pmatrix} 28.64 \\ 22.768 \\ 18.81 \\ 18.86 \end{pmatrix} \% \quad Q_B = \begin{pmatrix} 11176 \\ 43452.1 \\ 61486.2 \\ 64210.3 \end{pmatrix} \text{ (Дж/с)}$$

Неучтенные потери теплоты

$$Q_e = \begin{pmatrix} 15208.7 \\ 77616.6 \\ 1.2 \times 10^5 \\ 1.2 \times 10^5 \end{pmatrix} \text{ (Дж/с)} \quad q_{\text{ост}_j} := \frac{Q_{\text{ост}_j} \cdot 100}{Q_{0_j}} \quad q_{\text{ост}} = \begin{pmatrix} 5.078 \\ 6.804 \\ 12.812 \\ 14.484 \end{pmatrix} \%$$

### 2.1.12 График теплового баланса, построение

На рисунке 2.3 показан график зависимости баланса двигателя теплового от скорости вращения вала коленчатого.

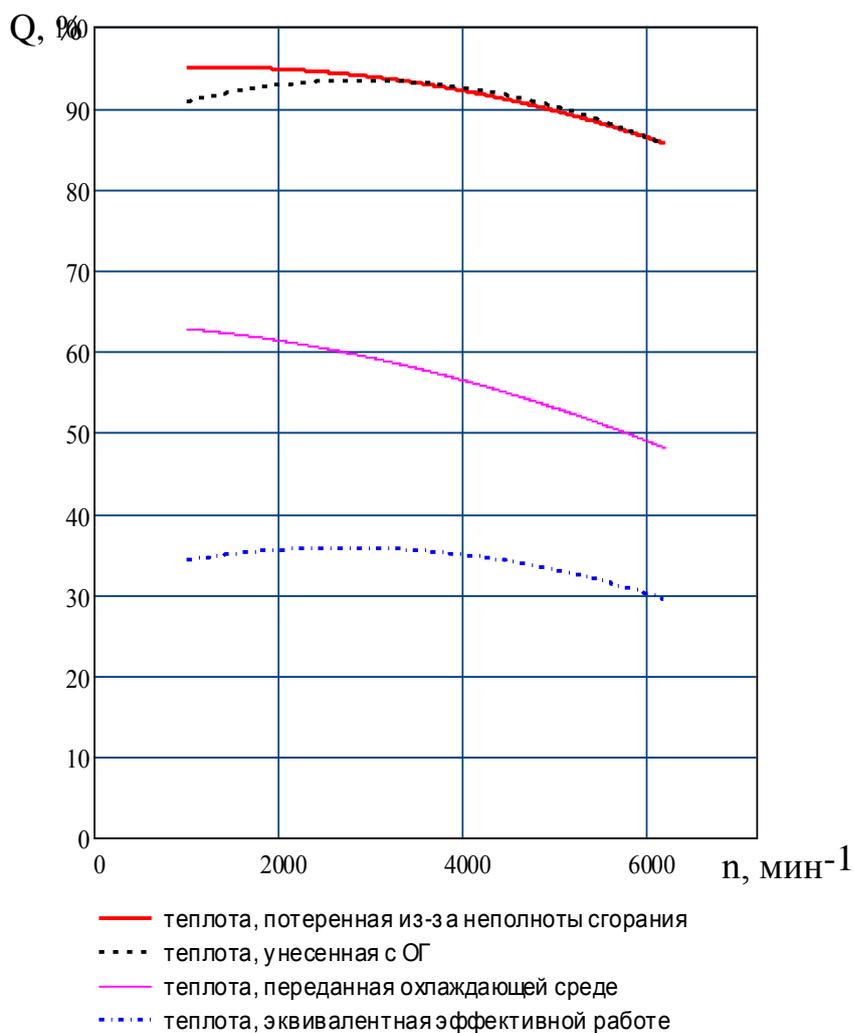


Рисунок 2.3 - График зависимости баланса двигателя теплового от скорости вращения вала коленчатого

### 2.1.13 Внешняя скоростная характеристика - построение

На рисунке 2.4 представлен график внешней скоростной характеристики (ВСХ) двигателя.

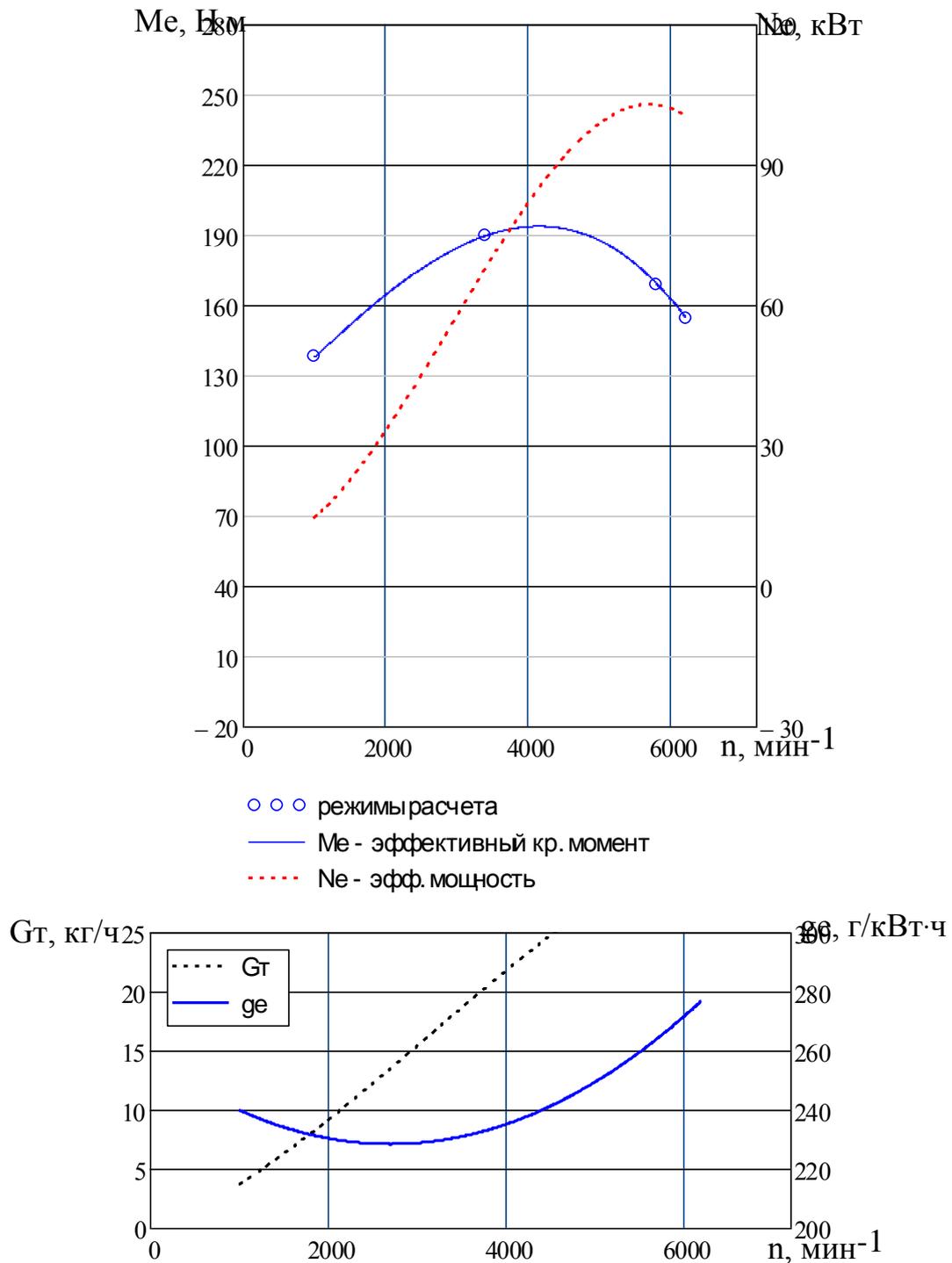


Рисунок 2.4 - График внешней скоростной характеристики двигателя

## Значение коэффициента приспособляемости по ВСХ

$$n_2 = 3400 \quad M'_e(n_2) = 218.17 \quad n_N = 5800 \quad M'_e(n_N) = 194$$

$$K_{\text{вв}} := \frac{M'_e(n_2)}{M'_e(n_N)} \quad K = 1.144$$

### 2.2 Кинематический расчет кривошипно-шатунного механизма (КШМ)

$$L_{\text{III}} := \frac{S}{2 \cdot \lambda'} \quad L_{\text{III}} = 130.34 \text{ (мм)} \quad \beta_k := \text{asin}\left(\frac{\sin(\phi_k) \cdot S}{L_{\text{III}} \cdot 2}\right)$$

#### 2.2.1 Поршня перемещение

$$S'_{x_k} := \frac{S}{2} \cdot (1 - \cos(\phi_k))$$

$$S_{x_k} := S'_{x_k} + S''_{x_k} \quad S''_{x_k} := \frac{S}{2} \cdot \frac{1}{\lambda'} \cdot \left(1 - \cos\left(\text{asin}\left(\frac{\sin(\phi_k) \cdot S}{L_{\text{III}} \cdot 2}\right)\right)\right)$$

На рисунке 2.5 показано разложение кривых, по углу ПКВ, перемещения поршня на составляющие первого и второго порядка.

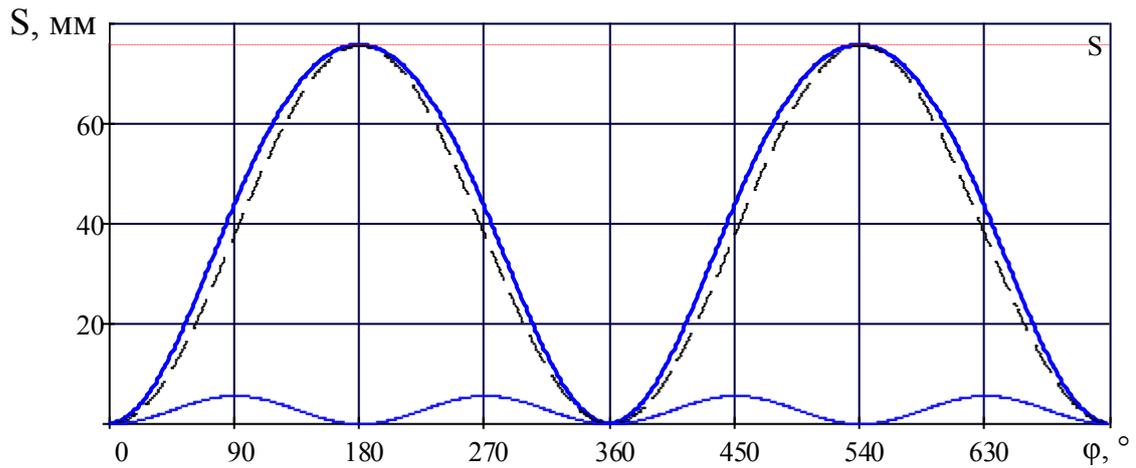


Рисунок 2.5 - Разложение кривых, по углу ПКВ, перемещения поршня на составляющие первого и второго порядка

### 2.2.2 Поршня скорость

$$V_{\Pi_k} := \frac{\pi \cdot n_N}{30} \cdot \frac{S \cdot 10^{-3}}{2} \cdot \sin(\phi_k) \quad v_{\Pi_{cp3}} = 14.616 \text{ (м/с)}$$

$$V''_{\Pi_k} := \frac{\pi \cdot n_N}{30} \cdot \frac{S \cdot 10^{-3}}{2} \cdot \frac{\lambda'}{2} \cdot \sin(2 \cdot \phi_k) \quad V_{\Pi_k} := V'_{\Pi_k} + V''_{\Pi_k}$$

На рисунке 2.6 показано разложение, по углу ПКВ, кривых скорости поршня на составляющие первого и второго порядка.

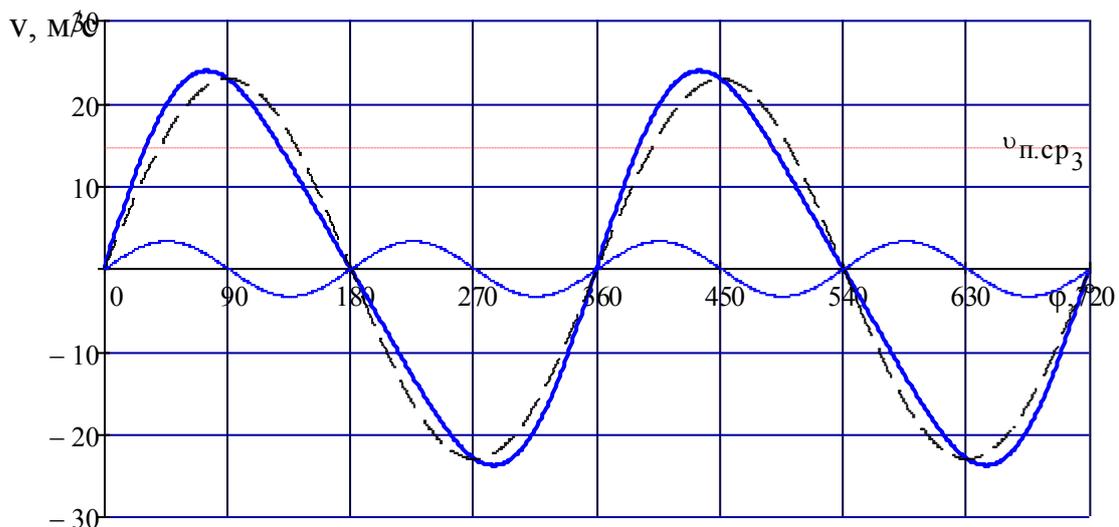


Рисунок 2.6 - Разложение, по углу ПКВ, кривых скорости поршня на составляющие первого и второго порядка

### 2.2.3 Поршня ускорение

$$j'_k := \left( \frac{\pi \cdot n_N}{30} \right)^2 \cdot \frac{S \cdot 10^{-3}}{2} \cdot \cos(\phi_k)$$

$$j''_k := \left( \frac{\pi \cdot n_N}{30} \right)^2 \cdot \frac{S \cdot 10^{-3}}{2} \cdot \lambda' \cdot \cos(2 \cdot \phi_k)$$

$$j_{\max} := \left( \frac{\pi \cdot n_N}{30} \right)^2 \cdot \frac{S \cdot 10^{-3}}{2} \cdot (1 + \lambda')$$

$$j_k := j'_k + j''_k$$

$$j_{\max} = 17988 \text{ м/с}^2$$

На рисунке 2.7 показано разложение кривых ускорения поршня, по углу ПКВ, на составляющие первого и второго порядка.

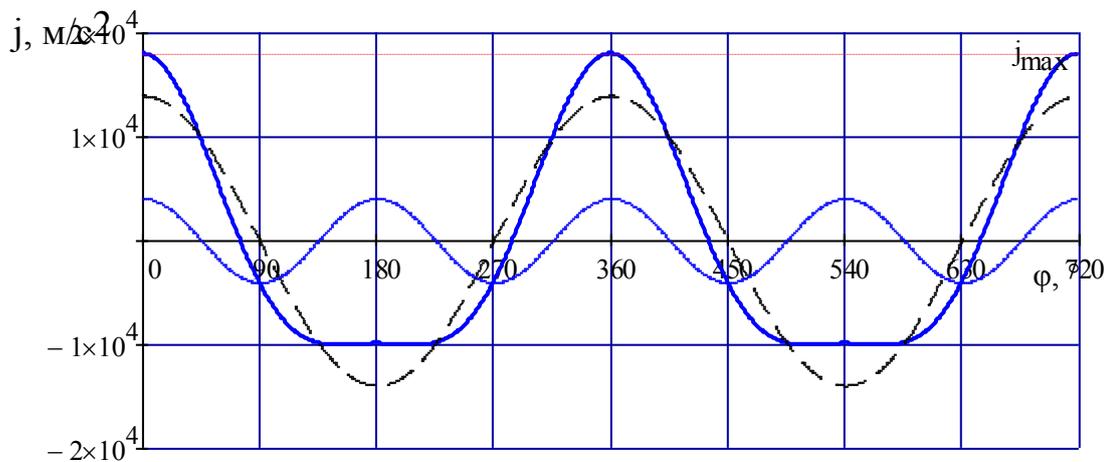


Рисунок 2.7 - Разложение кривых ускорения поршня, по углу ПКВ, на составляющие первого и второго порядка

## 2.3 КШМ - Динамика

### 2.3.1 Поршневая группа, масса

$m'_{\Pi} := 100 \text{ (кг/м}^2\text{)}$  - приведенная масса поршня из алюминиевого сплава

$$m_{\Pi} := m'_{\Pi} \cdot F_{\Pi} \quad m_{\Pi} = 0.533 \text{ кг}$$

### 2.3.2 Масса шатуна

$m'_{\text{Ш}} := 150 \text{ (кг/м}^2\text{)}$  - стальной кованный шатун приведенной массой

$$m_{\text{Ш}} := m'_{\text{Ш}} \cdot F_{\Pi} \quad m_{\text{Ш}} = 0.8 \text{ (кг)}$$

2.3.3 Неуравновешенные части одного калевала не имеющего противовесы - масса

$m'_k := 140$  кг/м<sup>2</sup>- литой чугунный вал приведенной массой

$$m_k := m'_k \cdot F_{\Pi} \quad m_k = 0.747 \text{ (кг)}$$

2.3.4 Масса шатуна, которая сосредоточена на оси пальца поршневого

$\kappa'_{\Pi} := 0.275$  масса шатуна в доле, отнесенной к оси пальца поршневого

$$m_{\text{ш.}\Pi} := \kappa'_{\Pi} \cdot m_{\text{ш}} \quad m_{\text{ш.}\Pi} = 0.22 \text{ (кг)}$$

2.3.5 Масса шатуна, которая сосредоточена на оси кривошипа

$$m_{\text{ш.к}} := (1 - \kappa'_{\Pi}) \cdot m_{\text{ш}} \quad m_{\text{ш.к}} = 0.58 \text{ (кг)}$$

2.3.6 Массы, которые совершают движения возвратно поступательные

$$m_j := m_{\Pi} + m_{\text{ш.}\Pi} \quad m_j = 0.753 \text{ (кг)}$$

2.3.7 Массы, которые совершающие движения вращательные

$$m_R := m_k + m_{\text{ш.к}} \quad m_R = 1.327 \text{ (кг)}$$

2.3.8 Силы инерции движения шатуна и поршня возвратно-поступательного (т.е. сосредоточенная на оси пальца поршневого масса шатуна)

$$p_{jk} := \frac{-j_k \cdot m_j \cdot 10^{-6}}{F_{\Pi}}$$

На рисунке 2.8 представлена действующая на поршень, по углу ПКВ, удельная сила инерции.

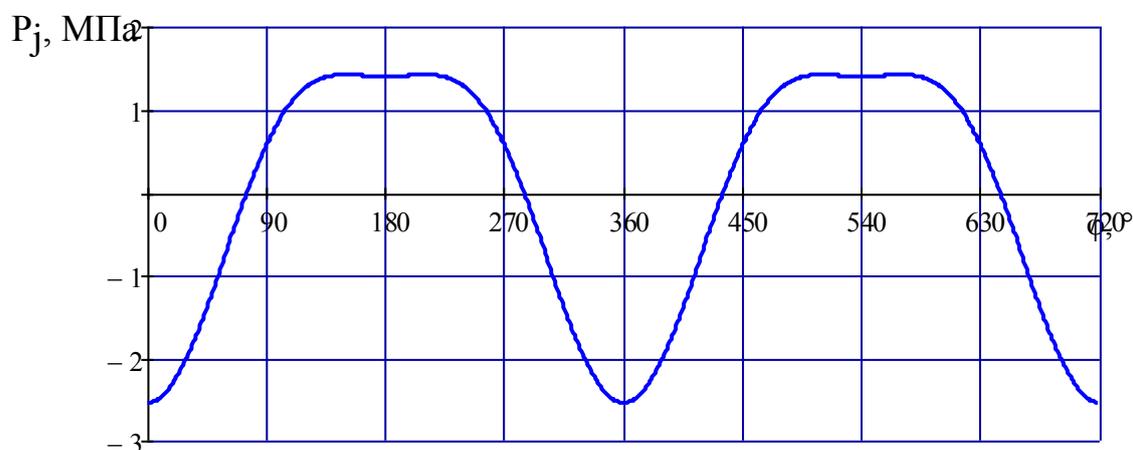


Рисунок 2.8 – Действующая на поршень, по углу ПКВ, удельная сила инерции

### 2.3.9 Силы инерции вращающихся масс – центробежные

$$K_R := -m_R \cdot \frac{S \cdot 10^{-3}}{2} \cdot \left( \frac{\pi \cdot n_N}{30} \right)^2 \cdot 10^{-3} \quad K_R = -18.5 \text{ (кН)}$$

### 2.3.10 Силы инерции вращающихся масс шатуна – центробежные

$$K_{R.ш} := -m_{ш.к} \cdot \left[ \frac{S \cdot 10^{-3}}{2} \cdot \left( \frac{\pi \cdot n_N}{30} \right)^2 \right] \cdot 10^{-3} \quad K_{R.ш} = -8.09 \text{ (кН)}$$

### 2.3.11 Силы инерции вращающихся масс кривошипа – центробежные

$$K_{R.к} := -m_k \cdot \left[ \frac{S \cdot 10^{-3}}{2} \cdot \left( \frac{\pi \cdot n_N}{30} \right)^2 \right] \cdot 10^{-3} \quad K_{R.к} = -10.41 \text{ (кН)}$$

### 2.3.12 Сосредоточенная на оси поршневого пальца сила

$$p_k := p_{x_k} - p_0 + p_{j_k} \text{ (МПа)}$$

На рисунке 2.9 представлены удельные силы, действующие на поршень с точкой приложения на оси поршневого пальца, по углу ПКВ.

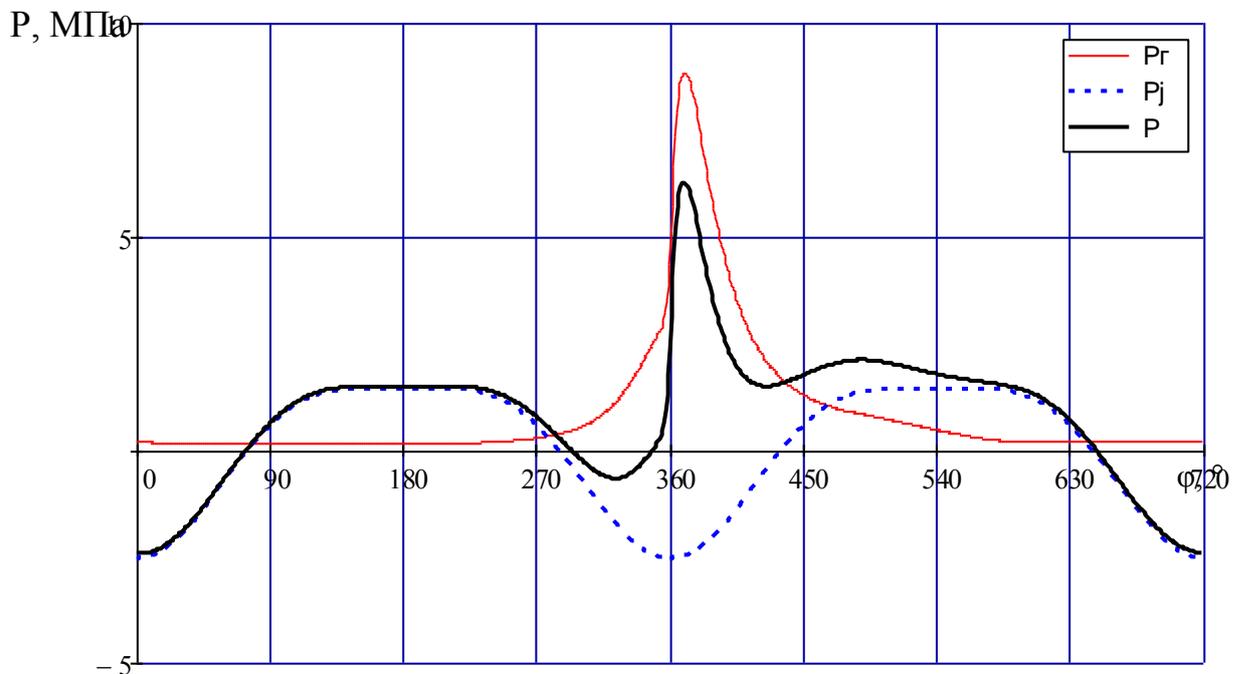


Рисунок 2.9 – Удельные силы, действующие на поршень с точкой приложения на оси поршневого пальца, по углу ПКВ

2.3.13 Действующая перпендикулярно оси цилиндра сила, которую воспринимают стенки цилиндра

$$p_{N_k} := p_k \cdot \tan(\beta_k) \quad (\text{МПа})$$

2.3.14 Действующая вдоль шатуна сила

$$p_{S_k} := p_k \cdot \frac{1}{\cos(\beta_k)} \quad (\text{МПа})$$

На рисунке 2.10 представлены удельные силы, по углу ПКВ, действующие на стенку цилиндра и вдоль шатуна.

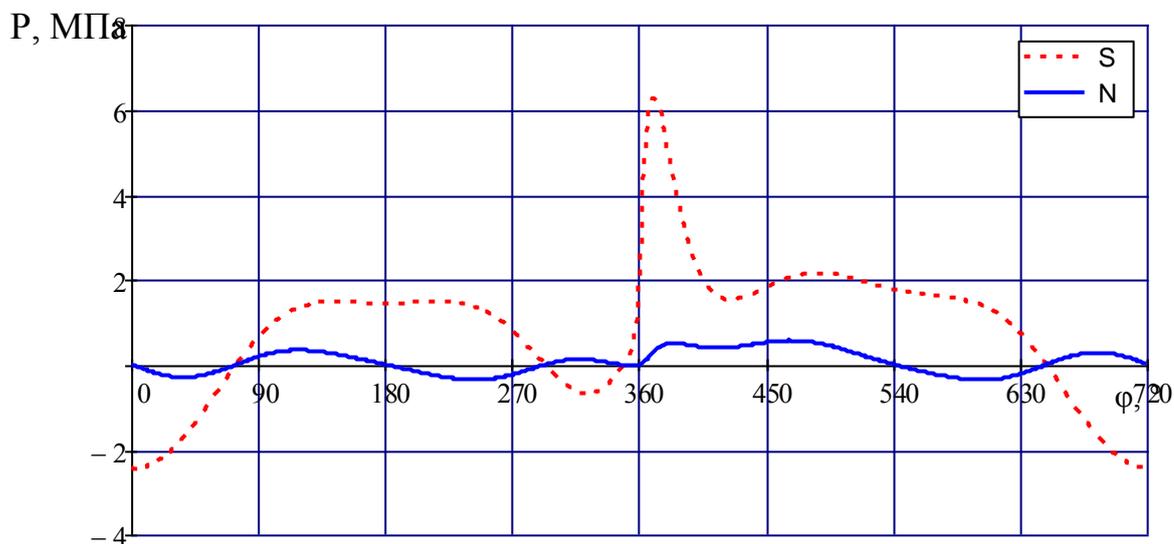


Рисунок 2.10 - Удельные силы, по углу ПКВ, действующие на стенку цилиндра и вдоль шатуна

2.3.15 Действующая вдоль шатуна сила удельная

$$p_{K_k} := \frac{p_k \cdot \cos(\phi_k + \beta_k)}{\cos(\beta_k)} \quad (\text{МПа})$$

2.3.16, Направленная по касательной к окружности радиуса кривошипа сила полная тангенциальная и удельная

$$p_{T_k} := \frac{p_k \cdot \sin(\phi_k + \beta_k)}{\cos(\beta_k)} \quad (\text{МПа}) \quad T_k := p_{T_k} \cdot 10^6 \cdot F_{\Pi}$$

2.3.17 Для тангенциальной силы среднее значение

$$p_{T_{\text{ср}}} := \frac{\sum p_T}{720} \quad p_{T_{\text{ср}}} = 0.2534 \quad (\text{МПа})$$

$$p'_{T_{\text{ср}}} := \frac{2 \cdot p_{i_3}}{\tau \cdot \pi} \quad p'_{T_{\text{ср}}} = 0.2681 \quad (\text{МПа})$$

$$\Delta := (p'_{T_{\text{ср}}} - p_{T_{\text{ср}}}) \cdot \frac{100}{p'_{T_{\text{ср}}}} \quad \Delta = 5.463 \quad \%$$

На рисунке 2.11 представлены удельные силы, по углу ПКВ, направленные тангенциально по радиусу кривошипа.

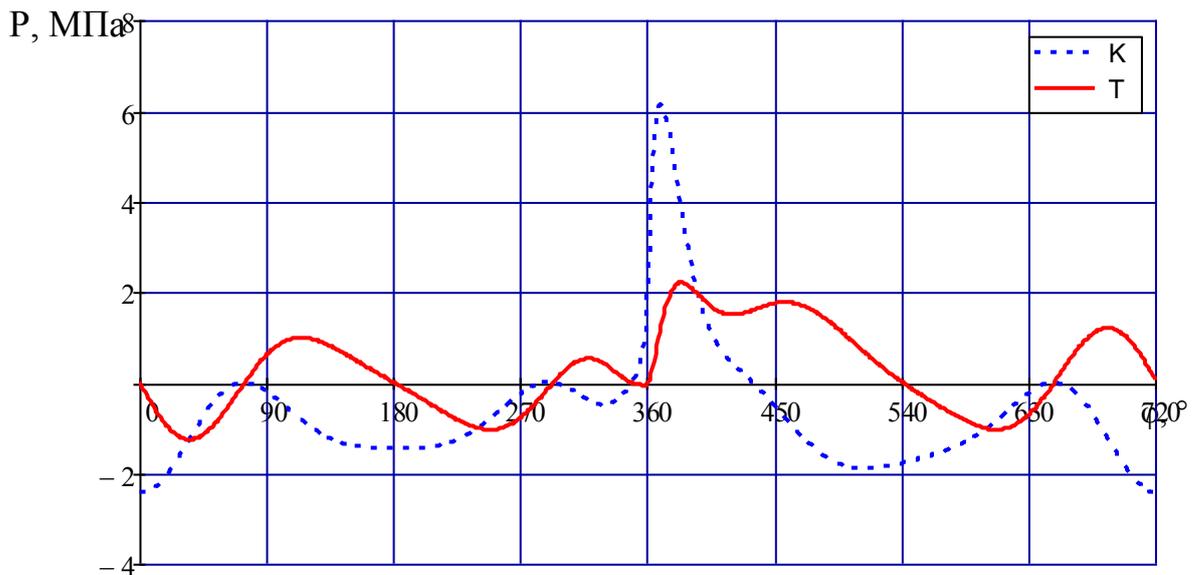


Рисунок 2.11 - Удельные силы, по углу ПКВ, направленные тангенциально и по радиусу кривошипа

2.3.18 Значение для одного цилиндра крутящего момента

$$M_{\text{кр.ц}_k} := T_k \cdot \frac{S \cdot 10^{-3}}{2}$$

### 2.3.19 Крутящий момент суммарный

$$k1 := 1..180 \quad M_{кр.k1} := M_{кр.ц_{k1}} + M_{кр.ц_{k1+180}} + M_{кр.ц_{k1+360}} + M_{кр.ц_{k1+540}}$$

$$M'_{кр.ср} := \frac{M_{e3}}{\eta_{M3}} \quad M'_{кр.ср} = 220.803 \text{ (Н м)} - \text{крутящий момент}$$

средний суммарный

$$M_{кр.ср} := \frac{\sum M_{кр}}{180} \quad M_{кр.ср} = 209.2509 \text{ (Н м)}$$

$$\Delta_{\text{ср}} := (M'_{кр.ср} - M_{кр.ср}) \cdot \frac{100}{M'_{кр.ср}} \quad \Delta = 5.232 \quad \Delta = 5.463 \%$$

На рисунке 2.12 представлен крутящий момент, по углу ПКВ, для суммарного крутящего момента и первого цилиндра.

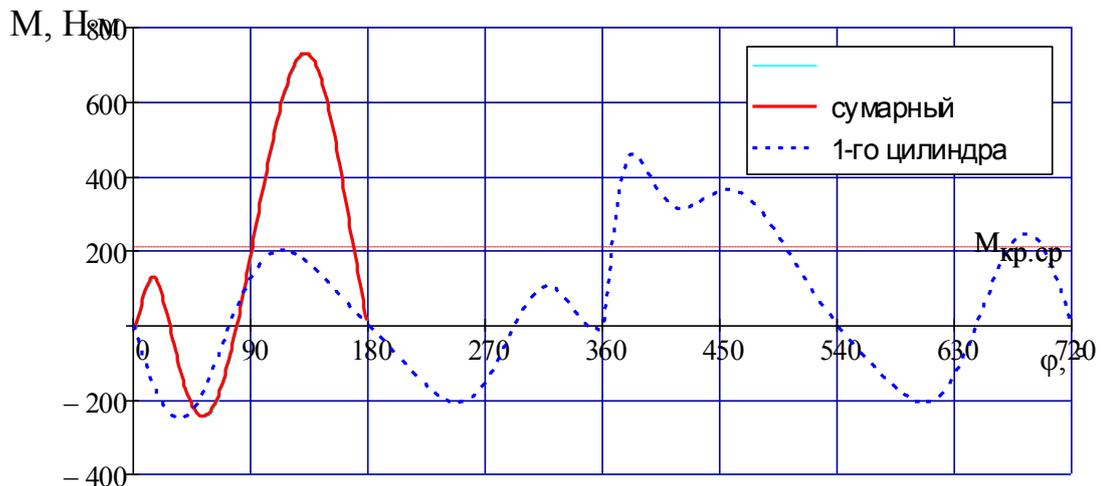


Рисунок 2.12 - Крутящий момент, по углу ПКВ, для суммарного крутящего момента и первого цилиндра

### 2.3.20 Сила суммарная, которая действует по радиусу на шатунную шейку

$$P_{K_k} := p_{K_k} \cdot 10^3 \cdot F_{II} + K_{R_{ш}} \text{ (кН)}$$

$$R_{ш.ш_k} := \sqrt{(p_{T_k} \cdot 10^3 \cdot F_{II})^2 + (P_{K_k})^2} \quad R_{ш.ш.ср} := \frac{\sum R_{ш.ш_k}}{720} \quad R_{ш.ш.ср} = 14.091 \text{ (кН)}$$

На рисунке 2.13 и 2.14 представлены силы  $R_{ш.ш.}$  в координатах полярных и прямоугольных.

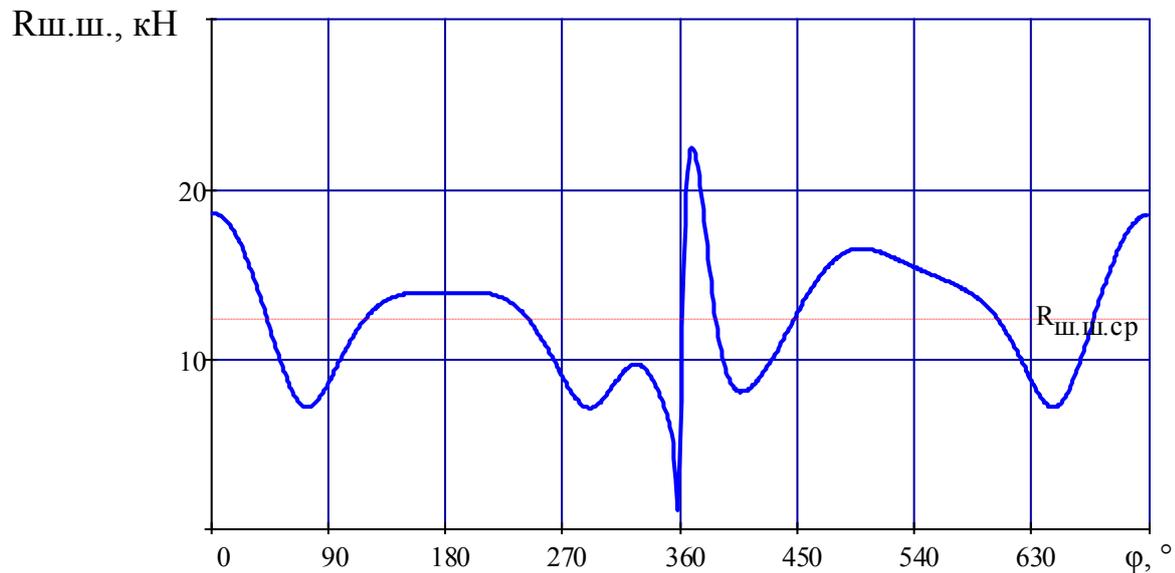


Рисунок 2.13 - Силы  $R_{ш.ш.}$  в координатах полярных и прямоугольных

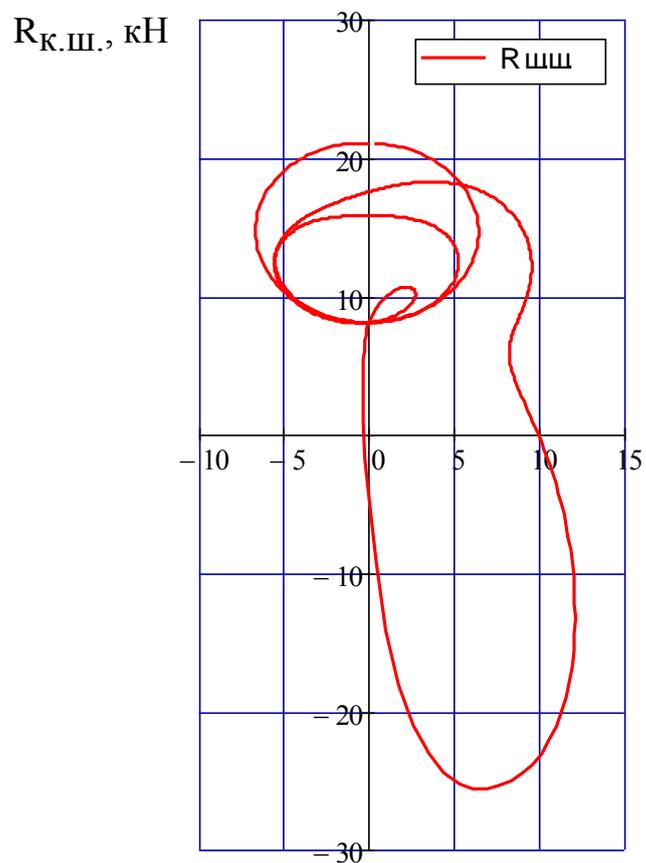


Рисунок 2.14 - Силы  $R_{ш.ш.}$  в координатах полярных и прямоугольных

На рисунке 2.15 изображена шейка в виде диаграммы.

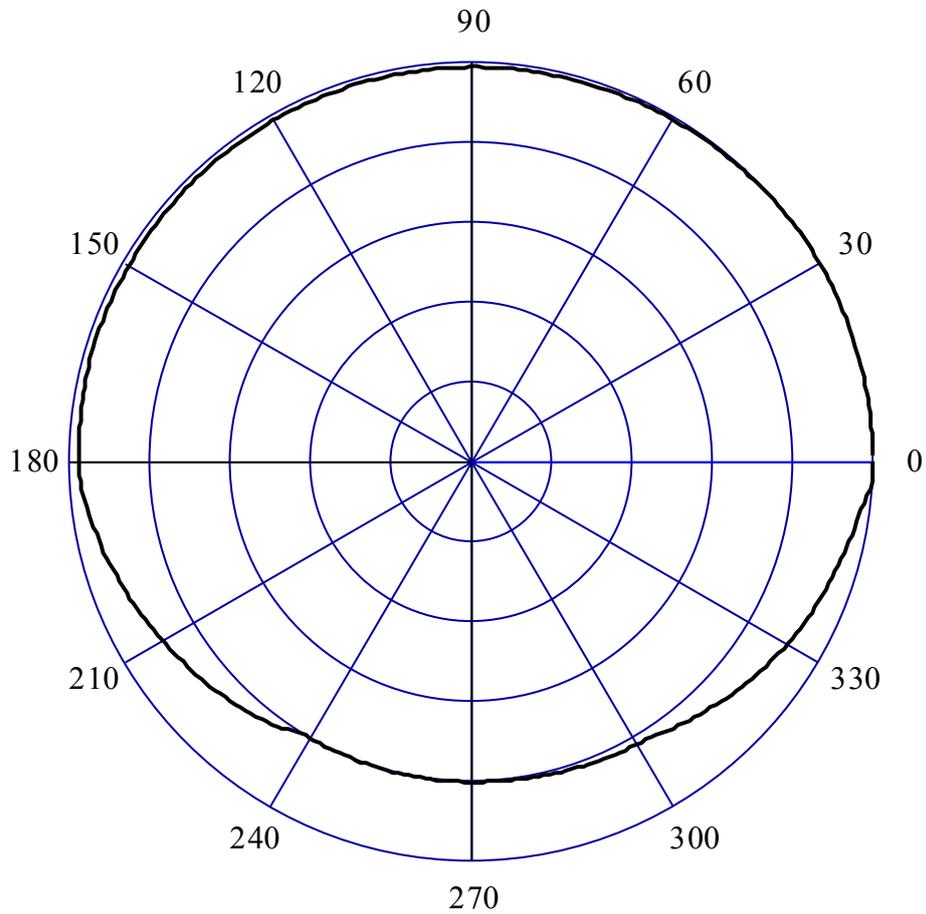


Рисунок 2.15 - Износ шатунной шейки в виде диаграммы

2.3.21 Суммарные силы, которые действуют по радиусу кривошипа на колено вала

$$K_{PK_k} := P_{K_k} + K_{R.k}$$

2.3.22 Действующая на колено вала сила результирующая

$$T_{K1_k} := p_{T_k} \cdot 10^3 \cdot F_{\Pi} \quad K_{PK1_k} := (P_{K_k} + K_{R.k}) \quad R_{K_k} := \sqrt{(T_{K1_k})^2 + (K_{PK1_k})^2}$$

2.3.23 Действующие на шейки коренные, силы

Первая/пятая шейка коренная

$$T_{K.ш1_k} := 0.5 \cdot T_{K1_k} \quad K_{PK.ш1_k} := 0.5 \cdot K_{PK1_k} \quad R_{K.ш1_k} := \sqrt{(T_{K.ш1_k})^2 + (K_{PK.ш1_k})^2}$$

На рисунке 2.16 и 2.17 представлены силы  $R_{к.ш.}$ , которые действуют на первую коренную шейку в координатах полярных и прямоугольных.

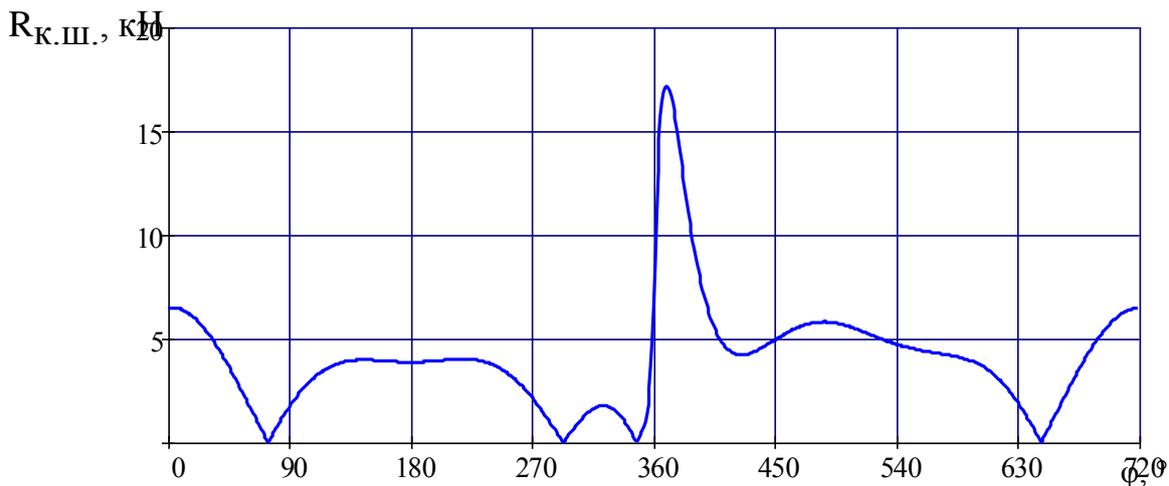


Рисунок 2.16 - Силы  $R_{к.ш.}$ , которые действуют на первую коренную шейку в координатах полярных и прямоугольных

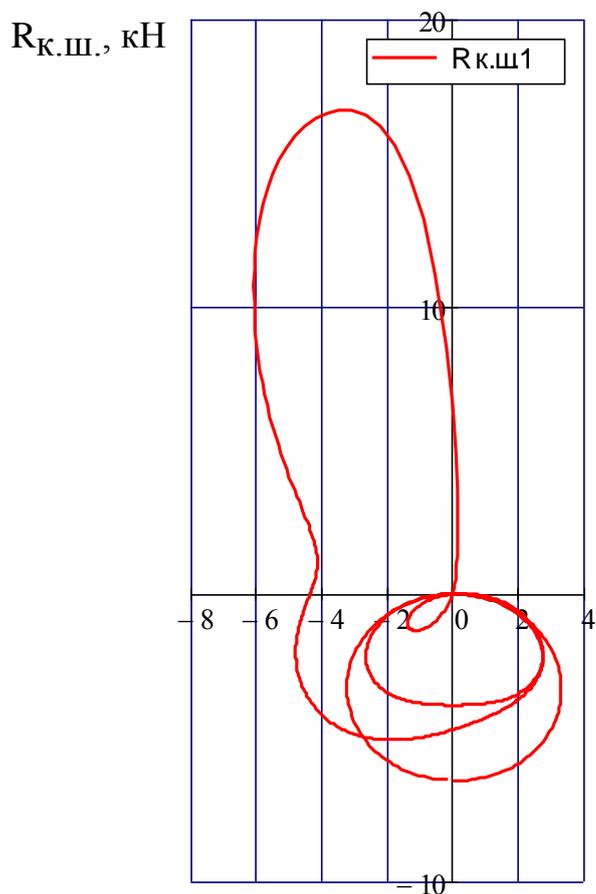


Рисунок 2.17 - Силы  $R_{к.ш.}$ , которые действуют на первую коренную шейку в координатах полярных и прямоугольных

На рисунке 2.18 представлен износ первой шейки коренной в виде диаграммы.

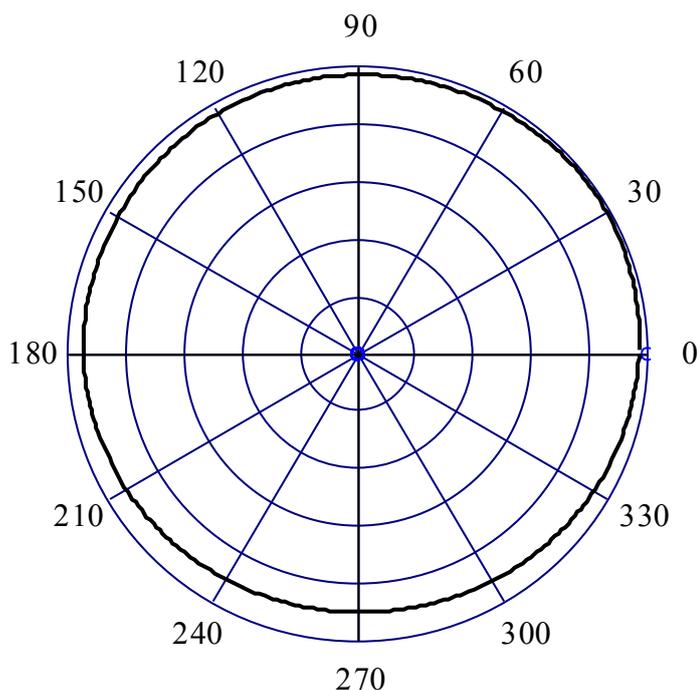


Рисунок 2.18 - Износ первой шейки коренной в виде диаграммы

Вторая/четвертая шейка коренная

$$k1 := 1..540$$

$$T_{K2_{k1}} := T_{K1_{k1+180}}$$

$$K_{PK2_{k1}} := K_{PK1_{k1+180}}$$

$$k1 := 541..720$$

$$T_{K2_{k1}} := T_{K1_{k1-540}}$$

$$K_{PK2_{k1}} := K_{PK1_{k1-540}}$$

$$T_{K.ш2_k} := -0.5 \cdot (T_{K1_k} - T_{K2_k})$$

$$K_{PK.ш2_k} := -0.5 \cdot (K_{PK1_k} - K_{PK2_k})$$

$$R_{K.ш2_k} := \sqrt{(T_{K.ш2_k})^2 + (K_{PK.ш2_k})^2}$$

На рисунке 2.19 и 2.20 представлены силы  $R_{K.ш.}$ , действующие на вторую/четвертую шейку коренную, в координатах полярных и прямоугольных.

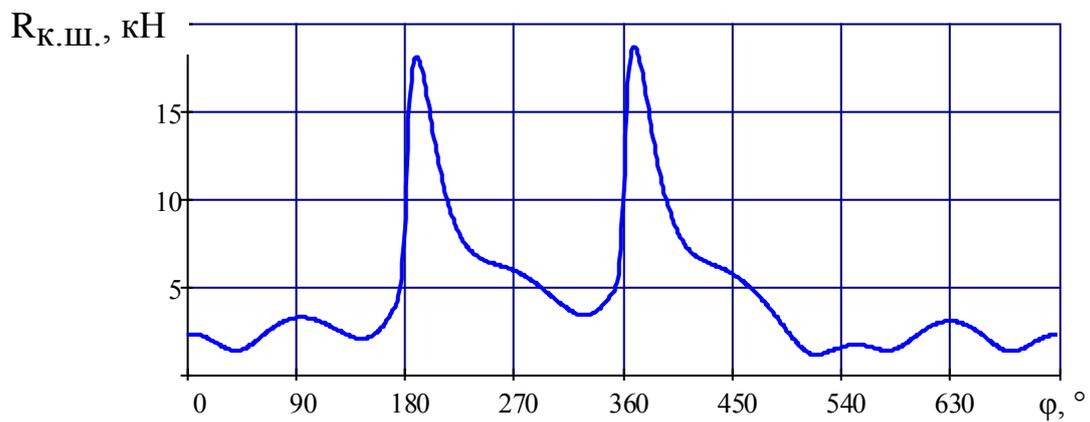


Рисунок 2.19 - Силы  $R_{к.ш.}$ , действующие на вторую/четвертую шейку коренную, в координатах полярных и прямоугольных

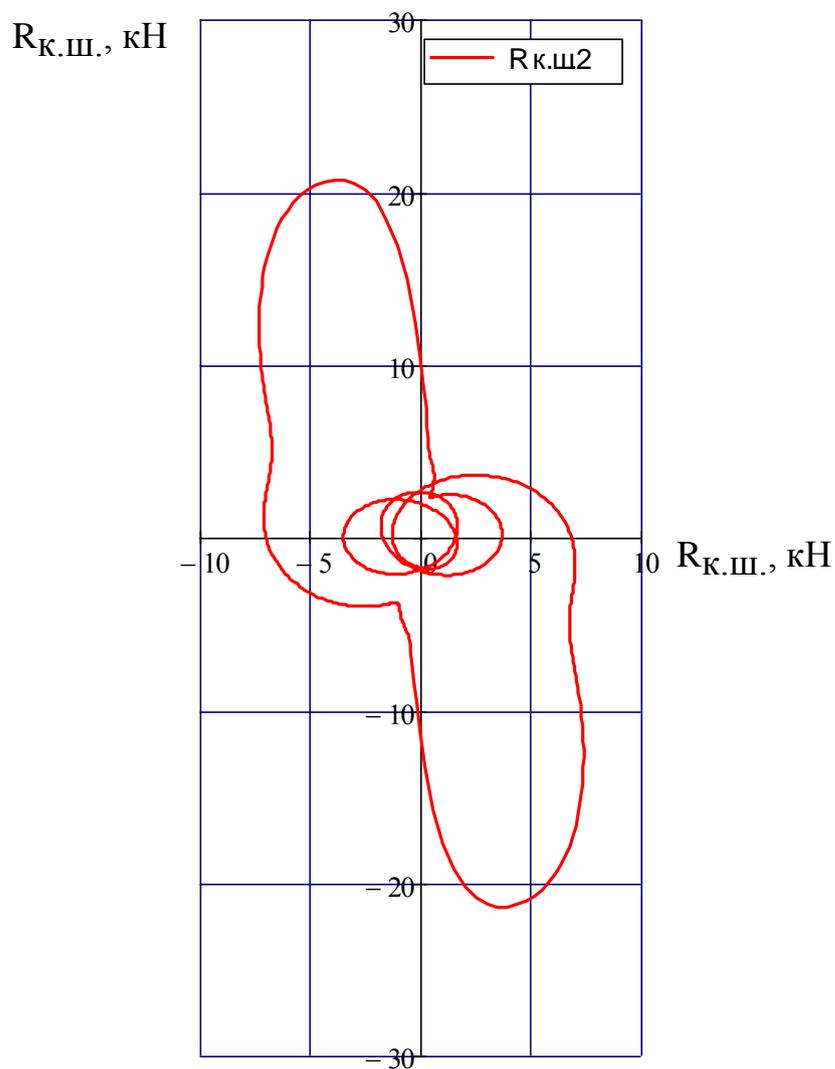


Рисунок 2.20 - Силы  $R_{к.ш.}$ , действующие на вторую/четвертую шейку коренную, в координатах полярных и прямоугольных

На рисунке 2.21 представлен износ второй/четвертой шейки коренной в виде диаграммы.

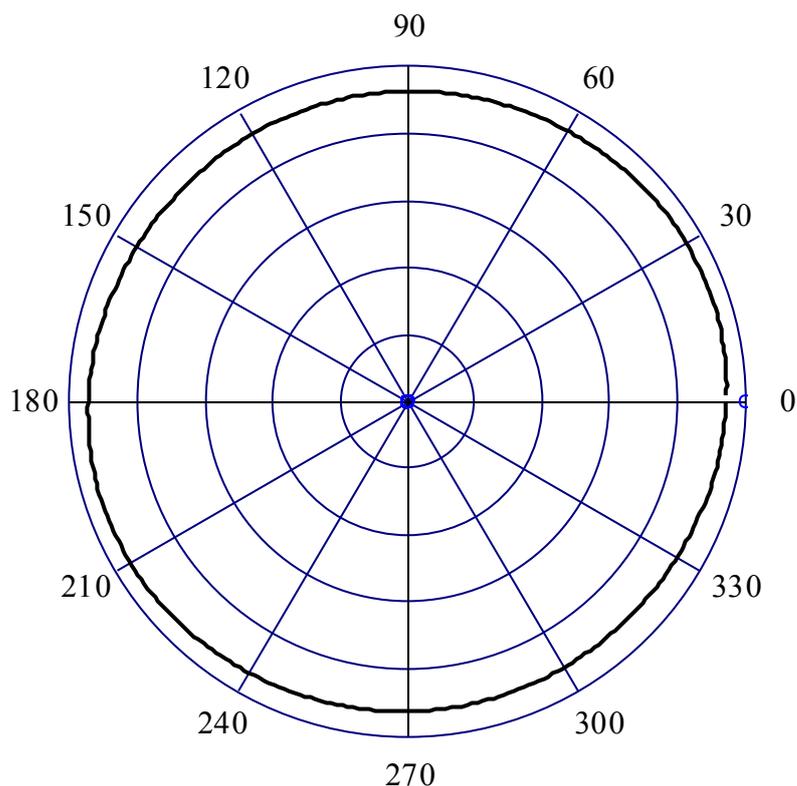


Рисунок 2.21 - Износ второй/четвертой шейки коренной в виде диаграммы

Третья шейка коренная

$$k1 := 1..180$$

$$T_{k3_{k1}} := T_{k1_{k1+540}}$$

$$K_{PK3_{k1}} := K_{PK1_{k1+540}}$$

$$k1 := 181..720$$

$$T_{k3_{k1}} := T_{k1_{k1-180}}$$

$$K_{PK3_{k1}} := K_{PK1_{k1-180}}$$

$$T_{к.ш3_k} := -0.5 \cdot (T_{к2_k} + T_{к3_k})$$

$$K_{PK.ш3_k} := -0.5 \cdot (K_{PK2_k} + K_{PK3_k})$$

$$R_{к.ш3_k} := \sqrt{(T_{к.ш3_k})^2 + (K_{PK.ш3_k})^2}$$

На рисунке 2.22 и 2.23 представлены силы  $R_{к.ш.}$ , действующие на третью коренную шейку, в координатах полярных и прямоугольных.

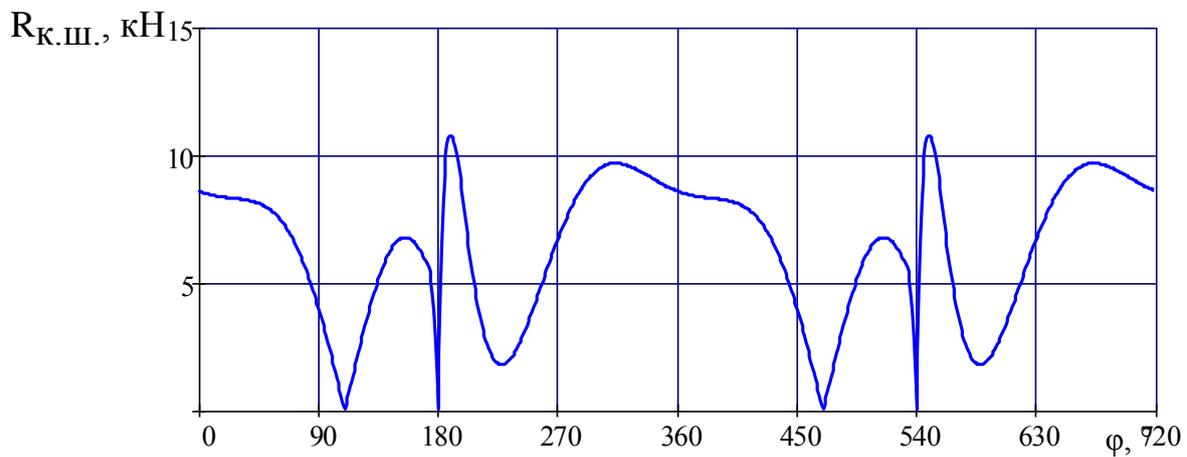


Рисунок 2.22 - Силы  $R_{к.ш.}$ , действующие на третью коренную шейку, в координатах полярных и прямоугольных

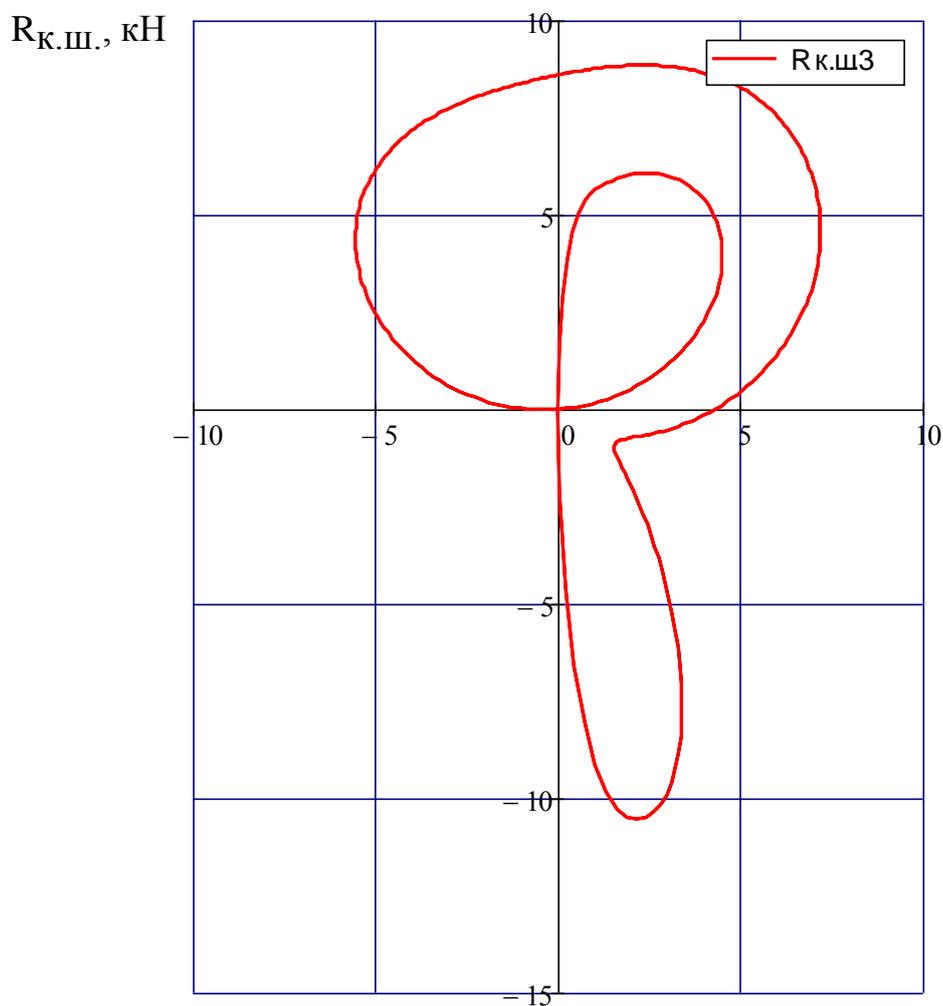


Рисунок 2.23 - Силы  $R_{к.ш.}$ , действующие на третью коренную шейку, в координатах полярных и прямоугольных

На рисунке 2.24 представлен износ третьей шейки коренной в виде диаграммы.

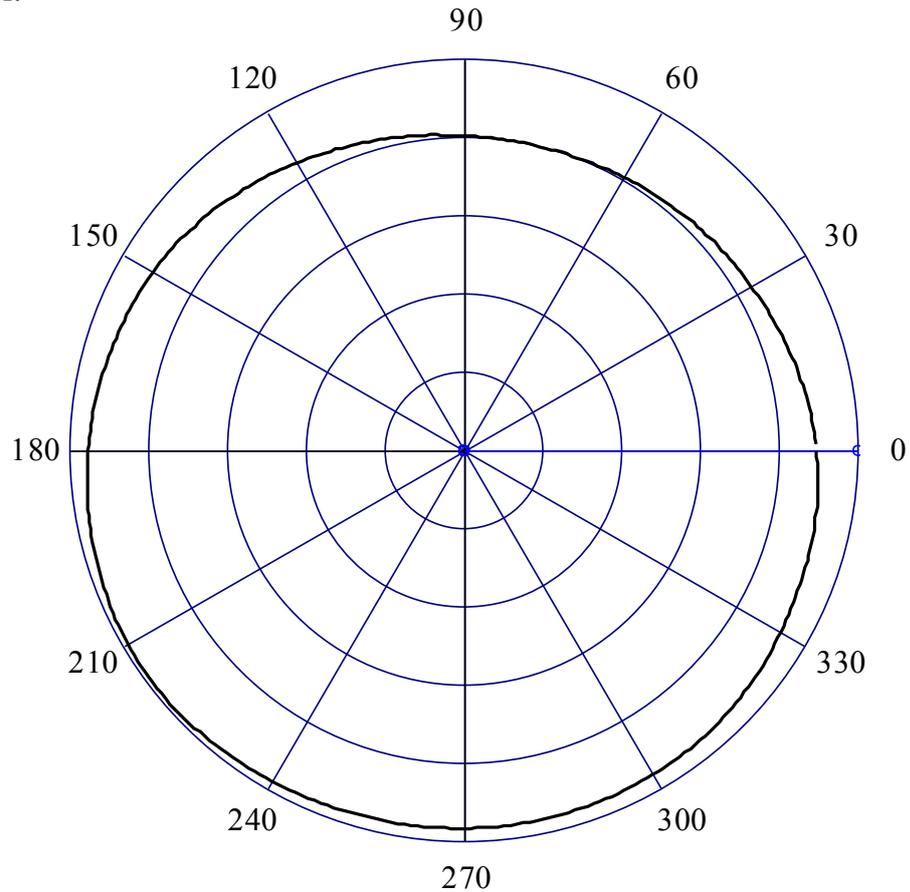


Рисунок 2.24 - Износ третьей шейки коренной в виде диаграммы

## 2.4 Уравновешивание двигателя

2.4.1 Для всех цилиндров значение силы инерции 2-го порядка

$$P_{J_k} := 4 \cdot m_j \cdot \frac{S \cdot 10^{-3}}{2} \cdot \left( \frac{\pi \cdot n_3}{30} \right)^2 \cdot \lambda' \cdot \cos(2 \cdot \phi_k)$$

На рисунке 2.25 представлены неуравновешенные силы инерции 2-го порядка для всех цилиндров.



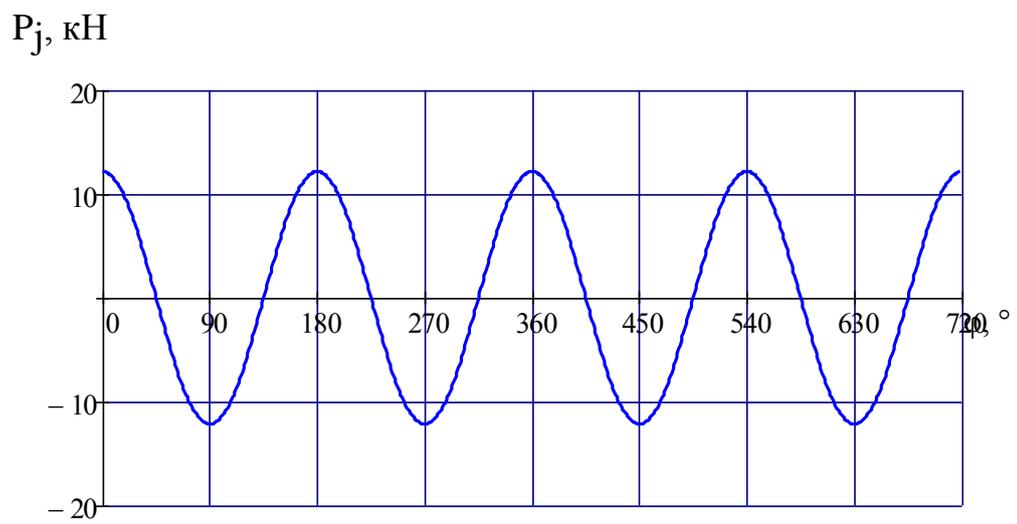


Рисунок 2.25 - Неуравновешенные силы инерции 2-го порядка для всех цилиндров

### 3 Спецчасть

Для моделирования двигателя ВАЗ-21126, взятого за основу, в программном пакете AVLBoost. В таблице 1 показаны основные данные двигателя учитываемые при создании модели.

Таблица 1 - основные данные двигателя учитываемые при создании модели.

Диаметр цилиндра	82 мм
Ход поршня	75,6 мм
Длина шатуна	128 мм
Общий рабочий объем	1,6 л
Рабочий объем отдельных цилиндров	0,4 л
Количество цилиндров	4
Порядок зажигания	1-3-4-2
Степень сжатия	8,5
Внутренний диаметр седла клапана	29 мм
Количество клапанов	2
Подъем	8,7 мм
Внутренний диаметр седла клапана	25,5 мм
Количество клапанов	2
Подъем	7 мм
Открытие выпускного клапана (угол поворота КВ до НМТ)	160°
Закрытие выпускного клапана (угол поворота КВ после ВМТ)	350°
Открытие впускного клапана (угол поворота КВ до ВМТ)	370°
Закрытие впускного клапана (угол поворота КВ после НМТ)	560°
Стехиометрическое соотношение смеси	14,29

Для использования в качестве наддува двигателя приводного нагнетателя использовалась обычная модель атмосферного двигателя объемом 1.6л.

При создании модели в программном комплексе AVLBoost были использованы элементы представленные на рисунке 3.1.

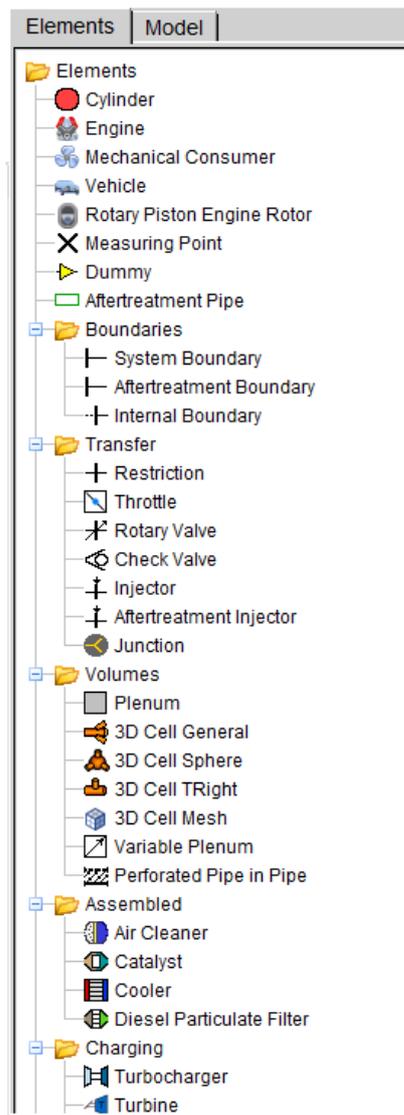


Рисунок 3.1 – Элементы создания модели

E1 – Engine – Двигатель;

C1,2,...n – Cylinder – Цилиндры;

I1,2,...n – Injector – Форсунки;

T1 – Turbine–Приводная турбина;

SC1 – AirCleaner – Воздушныйфильтр;

CAT1 – Catalyst – Катализатор;

CO1 – Cooler – Интеркулер;

PL1,2 – Plenum – Объем;

J1,2,...n – Junction – Разветвители, тройники;

SB1,2,3 – SystemBounadary – Точки входа/выхода воздуха и ОГ

Соединение всех элементов происходило при помощи труб – «пайпингов» и R1,2...n – Restriction–Рестрикторов. Задавались их диаметры, длины и радиусы изгибов максимально приближенные к реальным значениям.

На рисунке 3.2 представлена модель двигателя с приводным нагнетателем, созданная в пакете AVLBoost.

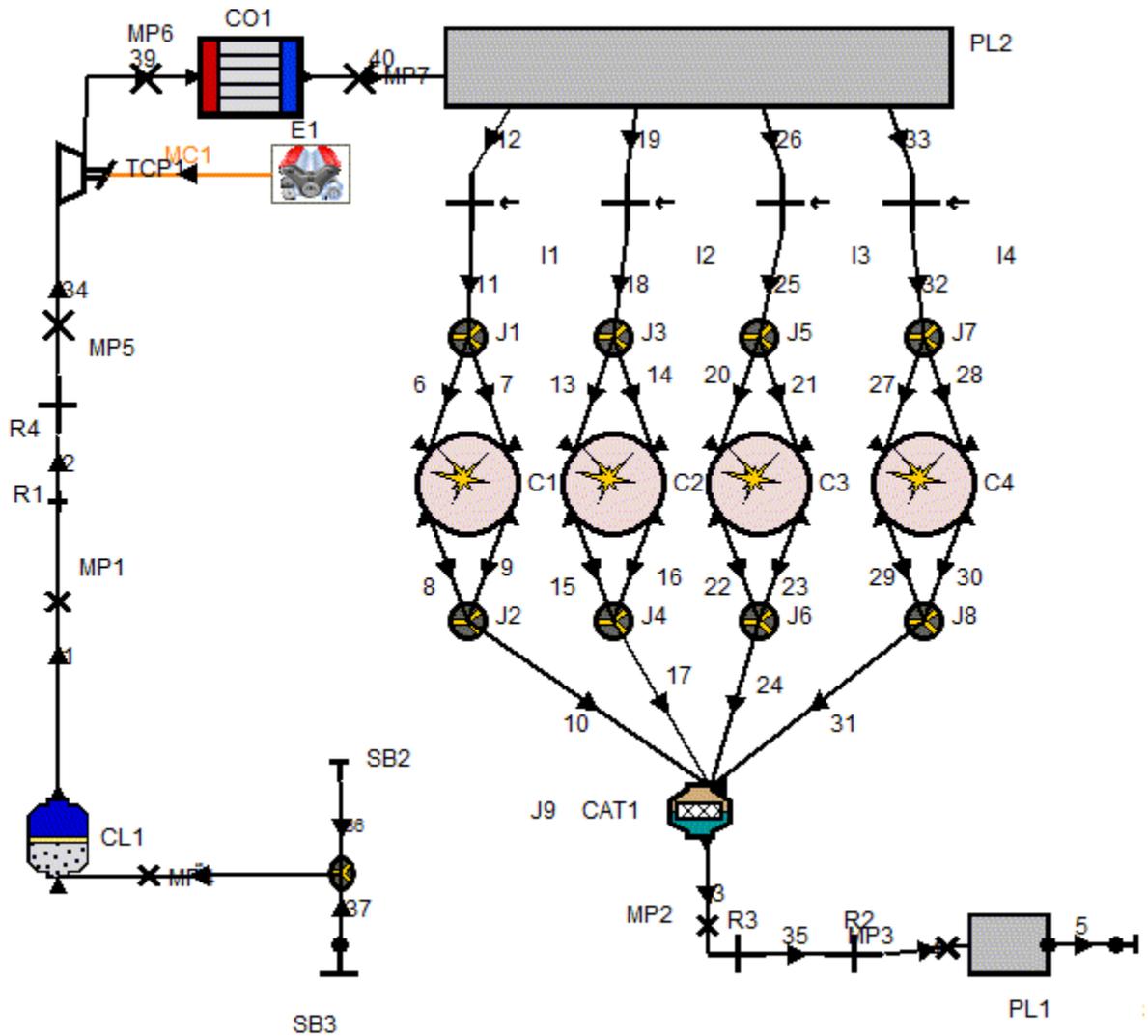


Рисунок 3.2 – Модель двигателя с приводным нагнетателем, созданная в пакете AVLBoost

#### 4 Данные для модели расчета имитации двигателя в пакете AVLBoost

Моделирование протекания газов в каналах двигателя производится по одномерной (1D) модели и используются такие уравнения, как:

- уравнение для сохранения массы (уравнение неразрывности):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\rho u}{A} \frac{dA}{dx} = 0 ;$$

- уравнение для сохранения момента количества движения:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u^2 + p) + \frac{\rho u^2}{A} \frac{dA}{dx} + \rho G = 0 ;$$

- уравнение для сохранения энергии:

$$\frac{\partial(\rho e_0)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u h_0)}{\partial x} + \frac{\rho u h_0}{A} \frac{dA}{dx} - q\rho = 0 ,$$

где  $\rho$  – плотность, кг/м<sup>3</sup>;

$u$  – скорость, м/с;  $p$  – давление, Па;

$A$  – площадь поперечного сечения, м<sup>2</sup>;

$dx$  – длина контрольного объема, м.

Моделирование процессов внутри цилиндра двигателя производится по нульмерной (0D) модели и используются такие уравнения, как:

- уравнение для сохранения массы:

$$\frac{dm_c}{d\alpha} = \sum \frac{dm_i}{d\alpha} - \sum \frac{dm_e}{d\alpha} - \frac{dm_{BB}}{d\alpha} + \frac{dm_{ev}}{dt} ;$$

- уравнение сохранения энергии:

$$\frac{d(m_c \cdot u)}{d\alpha} = -p_c \cdot \frac{dV}{d\alpha} + \frac{dQ_F}{d\alpha} - \sum \frac{dQ_w}{d\alpha} ;$$

- уравнение по закону идеального газа:

$$p_c = \frac{1}{V} \cdot m_c \cdot R_o \cdot T_c .$$

На рисунке 4.1 изображен график показания мощности и крутящего момента, зависящий от частоты вращения вала коленчатого, взятый из расчета. Для показания графиков нагрузочной характеристики при создании

модели была задана «Case» таблица с данными. «Case» таблица с данными представлена в Приложении А.

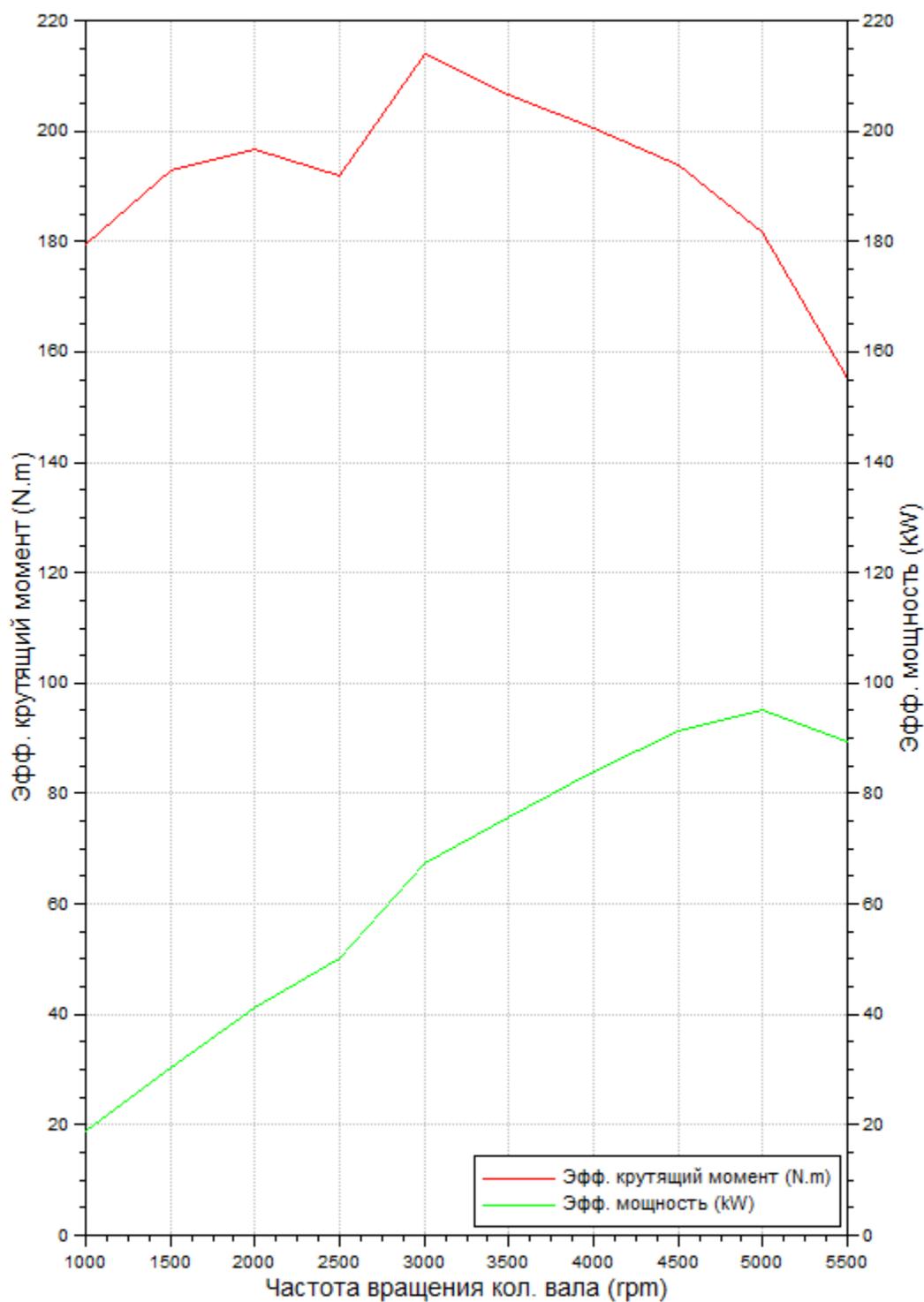


Рисунок 4.1 – Графикипоказания мощности и крутящего момента

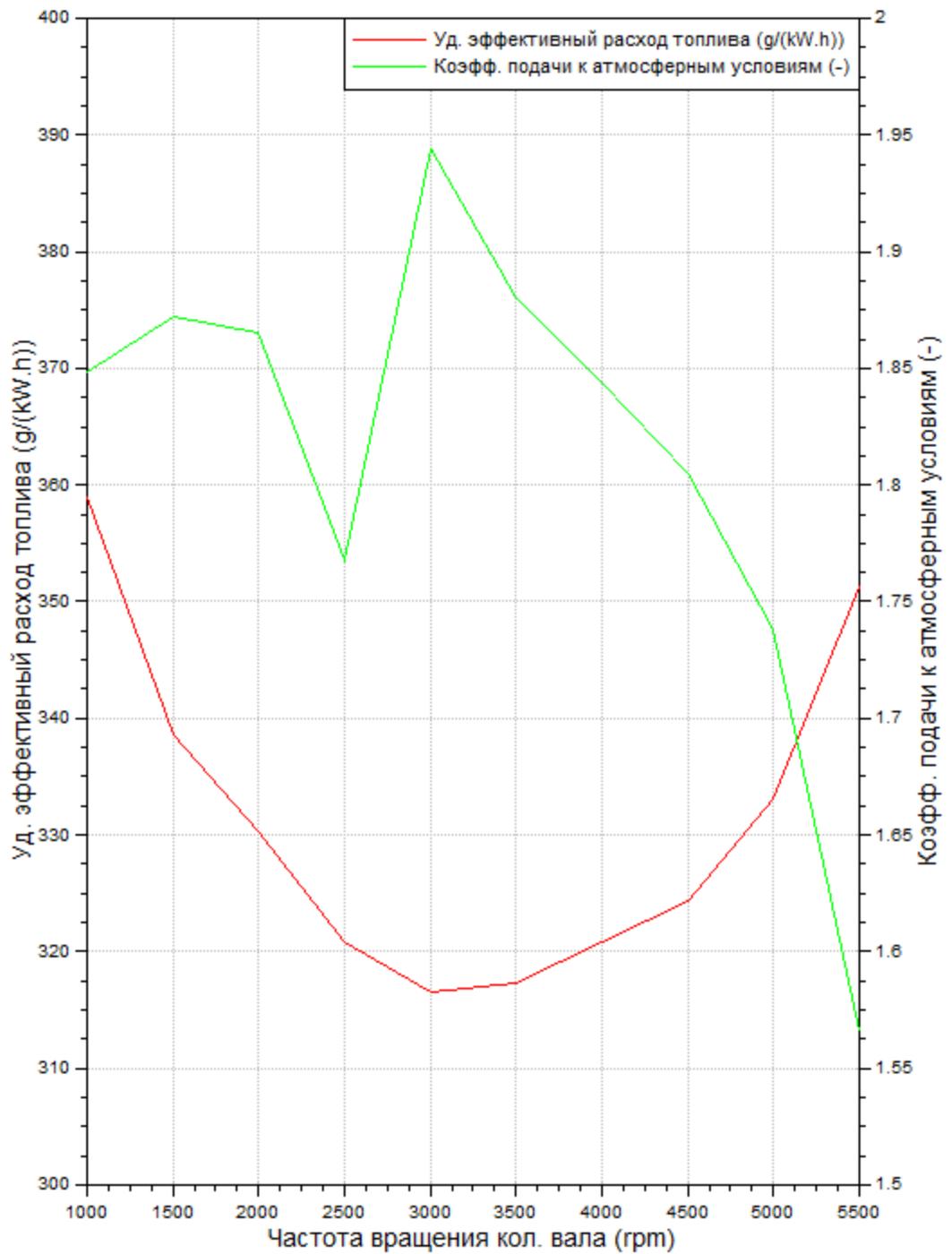


Рисунок 4.2 – График показания эффективного расхода топлива и коэффициента относящегося к атмосферным условиям

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В проделанной бакалаврской работе спроектирован бензиновый четырехтактный двигатель, который имеет эффективный максимальный крутящий момент  $M_{\max}=218 \text{ Н*м}$  при  $n=3400 \text{ мин}^{-1}$  и номинальную мощность  $N_e=118 \text{ кВт}$ , при  $n=5800 \text{ мин}^{-1}$ . Эффективные показатели  $N_l=48,13 \text{ кВт/л}$  и  $g_e=230 \text{ г/кВтч}$ .

Расчет, проведенный в пакете AVLBoost, представил уточненную мощность с учетом агрегата наддува,  $N_e=95 \text{ кВт}$  при  $n=4500 \text{ мин}^{-1}$ , крутящий момент  $M_{\max}=213 \text{ Н*м}$  при  $n=3000 \text{ мин}^{-1}$  соответственно.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Heikrodt K., Rotary Piston Supercharger for Spark Ignition and Diesel Engines. SAE-paper 890456, 1989
2. Kovacevic A., Stosic N., Smith I.K. Combined Compressor-Expander in Fuel Cell Application. COBEM 2003, 17th International Congress of Mechanical Engineers, Sao Paulo, November 10-14, 2003
3. Fransson H., Lange, P., Isaksson, K., Orre, S., and Widlund, R.. Combustion engine of turbocompound type with exhaust gas brake. US Patent 5884482
4. Arnold, S., "Turbocharging Technologies to Meet Critical Performance Demands of Ultra-Low Emissions Diesel Engines," SAE Technical Paper 2004-01-1359. 2004, doi:10.4271/2004-01-1359
5. Katrasnik, Tomas, Trenc, Ferdinand, Medica, Vladimir, and Markic, Stojan. An analysis of turbocharged diesel engine dynamic response improvement by electric assisting systems. ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 127, October 2005
6. Ленин, И. М. Теория автомобильных и тракторных двигателей [Текст] / И. М. Ленин. – М.: Машиностроение, 1969. – 368 с.
7. Борисов А.О. Способ холодного пуска поршневого двигателя внутреннего сгорания // Сборник научных трудов по материалам Международной конференции Двигатель-2007, посвященной 100-летию школы двигателестроения МГТУ им. Н.Э. Баумана // Под ред. Н.А. Иващенко, В.Н. Костюкова, А.П. Науменко, Л.В. Грехова – М.: МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2007
8. Способ холодного пуска двигателя внутреннего сгорания поршневого типа. Авторы: Борисов А.О., Байбурун Р.В. Патент РФ на изобретение №2290530, опубл. 27.12.2006. Бюл. №36
9. Двигатель с искровым зажиганием и непосредственным впрыском: пат. 6065444 США. № 09/215253; заявл. 18.12.98; опубл. 23.05.00

10. Благов, Е. Э. Предельный максимальный коэффициент расхода сужающих устройств гидросистем [Текст] / Е. Э. Благов // Наука и конструирование. – 2007. – № 2. – С. 57-63
11. 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
12. Степанов, В.Н. Тюнинг автомобильных двигателей [Текст] / В.Н. Степанов -СПб, 2000
13. Маторин С.В., Лисичкин В.Е. и Мельников Н.И. Испытание компрессорных машин. М., изд-во «Машиностроение», 1964. 184 с.
14. Хисамеев, И.Г., Максимов, В.А. Двухроторные винтовые и прямозубые компрессоры: теория, расчет и проектирование [Текст] / И.Г. Хисамеев, В.А. Максимов; Казань: изд-во «ФЭН», 2000. – 638 с.
15. Mamalis, S., Babajimopoulos, A., Guralp, O., and Najt, P., "Optimal Use of Boosting Configurations and Valve Strategies for High Load HCCI - A Modeling Study," SAE Technical Paper 2012-01-1101, 2012, doi:10.4271/2012-01-1101
16. Саун И.А. Винтовые компрессоры. М., «Машиностроение», 1970, 400 с.
17. Шевелева Г.И., Волков А.Э., Медведев В.И., Шухарев Е.А. Компьютерное моделирование конических и гипоидных зубчатых передач [Текст] // Конверсия в машиностроении, 1997, № 6, с. 57 - 65
18. Кальней, Е.Д. и др. Патент РФ №2372524 Компрессор-экспандер с коническими рото-рами // Бюл. изобр. №31 10.11.2009
19. Е.Д. Кальней, В.Н. Максименко. Нагнетатель с коническими роторами для наддува ДВС // Проведение научных исследований в области машиностроения: сборник материалов Всероссийской научно-технической конференции с элементами научной школы для молодежи. Тольятти, 27-28 ноября 2009 г. В 3-х ч. / под общ. ред. М.М. Криштала. – Тольятти: ТГУ, 2009. – Ч. 2. – С. 291-294.8

20. Литвин, Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений[Текст] / Ф.Л.Литвин - М.: Наука, 196

21. C. Stan, S. Taeubert Analysis of engine performances improvement by down sizing in relationship with super- and turbocharging, adapted scavenging and direct injection SAE Technical Paper 2009-24-0075, 2009, DOI: 10.4271/2009-24-0075

22. Eriksson, L., Lindell, T., Leufven, O., and Thomasson, A., "Scalable Component-Based Modeling for Optimizing Engines with Supercharging, E-Boost and Turbocompound Concepts," SAE Int. J. Engines 5(2):579-595, 2012, doi:10.4271/2012-01-0713

## ПРИЛОЖЕНИЕ А – ТАБЛИЦА «CASE»

Об. кол. вала., мин <sup>-1</sup>	Головка блока цилиндров, К	Продолжительность сгорания, град	Температура стенки выпускного канала, К	Температура стенки блока цилиндров в НМТ, К	Температура стенки блока цилиндров в ВМТ, К	Начало процесса сгорания, град	Показатель сгор. Вибе	Соотношение воздух/топл.
5500	480	49,2	430	360	390	3,2	1,6	12,575
5000	480	49,2	430	360	390	3,2	1,5	12,718
4500	480	46,9	430	360	390	3,2	1,56	12,861
4000	480	45,3	430	360	390	3,2	1,62	12,903
3500	480	44,6	430	360	390	3,2	1,68	12,918
3000	480	43,7	430	360	390	3,2	1,83	12,932
2500	480	42,9	430	360	390	3,2	2,08	12,392
2000	480	42,7	430	360	390	3,2	2,28	13,003
1500	480	42,3	430	360	390	3,2	2,38	13,075
1000	480	37	430	360	390	3,2	2,4	13,146

## ПРИЛОЖЕНИЕ Б – БЕЗОПАСНОСТЬ ПРОЕКТА

### 1. Влияние компрессора на шум и токсичность ДВС

Для борьбы с шумом и вибрацией используются как общие, так и индивидуальные средства защиты.

К общим средствам защиты, в данном случае относятся:

Установка компрессора на вибропоглощающие опоры (резиновые подушки, пневмо- гидроопоры) или установка его непосредственно на ДВС который в свою очередь уже имеет такие опоры. Понизить шумность можно изолировав подкапотное пространство пористым металлизированным материалом типа комплекта Noise-Buster фирмы TechnicalConsulting. Ниже приведены результаты испытаний данного комплекта (измерения общих уровней внутреннего шума в салоне автомобиля ВАЗ 2110 при его движении с постоянными скоростями 40...120 км/час).

ТаблицаБ1.

Скорость км./ч. (передача)	Уровень шума, дБ	Уровень шума, дБ
	Без шумоизоляции	С шумоизоляции
40 (2)	67,0	66,8
60 (2)	72,6	72,0
80 (2)	78,7	76,3
120 (3)	81,0	79,0
80 (5)	73,9	71,5
120 (5)	78,3	76,7

При подключении системы наддува происходит снижение выбросов одних токсичных компонентов и увеличение других в отработавших газах. Данный факт связан с тем, что при наддуве увеличивается максимальная температура цикла и тем самым увеличивается выход оксидов азота.

Сравнительные данные по выбросам вредных веществ приведены в таблице Б2.

Таблица Б2.

Базовый двигатель	Проектируемый двигатель
$N_{CO} = 2.24$ гр/км	$N_{CO} = 2.16$ 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. Применяемые устройства для снижения шума ДВС

Современный двигатель легкового автомобиля снабжается устройствами для поглощения шума. Это могут быть в чистом виде резонаторы Гельмгольца, присоединенные к участкам впускного трубопровода параллельно, или устройство горлышек, имеющие отверстия перфорации в герметичном кожухе. Еще используют трубчатые отростки имеющие вид четвертьволнового резонатора. На рисунке Б1 представлен современный глушитель легкового автомобиля.

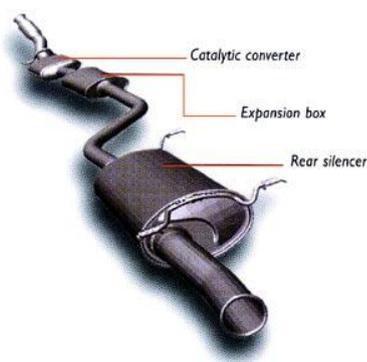


Рисунок.Б1 - Современный глушитель

Глушитель предназначен для снижения шума на выходе (без глушителя шум 160дБ) из двигателя. При выходе из двигателя отработавшие газы имеют скорость от 500 до 600 м/с. Глушитель снижает эти показатели до 120дБ и 60-100 м/с соответственно.

Состои глушитель из расширительного элемента (корпуса), состоящего из двух либо четырех камер, с перфорированными перегородками

и трубками. В глушителе организуется расширение-сужение перетекающего потока, поворот на 90-360°, отражение и поглощение звука. Объем глушителя сказывается на эффективности в низкочастотной части спектра. Эффект перфорации представляется в широком диапазоне частот, поворот потока сказывается на средних и высоких частотах влияет эффективность. Очень эффективно применение звукопоглощения, которое увеличивает эффективность на высоких частотах.

### 3. Экологичность

Большую часть токсичных веществ из выбрасываемых в воздушный бассейн городов и населенных пунктов составляют компоненты отработавших газов моторизованных ТС (транспортных средств), строительных, дорожных и общехозяйственных машин, оснащенных двигателями внутреннего сгорания.

Основными токсичными компонентами отработавших газов (ОГ) этих двигателей являются окись углерода (СО) и окислы азота NOx. В зависимости от применяемого топлива в газах обнаруживают окислы серы, свинца и других вредных соединений.

С отработавшими и картерными газами двигателей различных типов в атмосферу выносятся также предельные и непредельные углеводороды (СН) и продукты промежуточного окисления их из группы альдегидов, канцерогенные вещества, сажа и другие компоненты, предопределяющие токсичность, запах и окраску газов.

Примерный состав отработавших газов бензиновых двигателей и дизелей без учета применения каких-либо противотоксичных средств, конструктивных решений и специальных устройств указан в таблице БЗ.

Таблица Б3.

Компоненты отработавших газов	Предельное содержание, по объему (для газов), %		Примечан ие .
	бензино	дизели	
Азот	74-77	76-78	Нетоксич
Кислород	0,3-8,0	2-18	Нетоксич
Пары воды	3,0-5,5	0,5-4,0	Нетоксич
Двуокись	5,0-12,0	1,0-	Нетоксич
Окись углерода	5,0-10,0	0,01-	Токсична
Окислы азота	0-0,8	0,0002-	Токсична
Углеводороды	0,2-3,0	0,009-	Токсична
Альдегиды	0-0,2	0,001-	Токсична
Сажа	0-0,04	0,01-	Токсична
Бензапирен	До 10-	До 10	Канцерог

Известно, что автомобили, которые по численности, в современных мегаполисах возможно приравнять к численности населения, являются основным источником, которые загрязняют городскую атмосферу двуокисью углерода, оксидами азота, и продуктами при неполном сгорании топлива: окисями углерода и углеводородами.