

государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Тольяттинский государственный университет»

ИНСТИТУТ ЭНЕРГЕТИКИ И ЭЛЕКТРОТЕХНИКИ

(ИНСТИТУТ)

Энергетические машины и системы управления

(кафедра)

13.03.03 (141100.62) Энергетическое машиностроение

(код и наименование направления подготовки, специальности)

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

на тему: «Двигатель 1.4 л 16 кл. с наддувом от приводного нагнетателя»

Студент(ка)

Д.В. Чиркин

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Руководитель

Е.Д. Кальней

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Консультанты

А.Г. Егоров

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

М.И. Фесина

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Допустить к защите

Заведующий кафедрой

Д.А. Павлов

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

(личная подпись)

« » 20 Г.

Тольятти 2016

федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Тольяттинский государственный университет»

ЭНЕРГЕТИКИ И ЭЛЕКТРОТЕХНИКИ
(институт)
Энергетические машины и системы управления
(кафедра)

УТВЕРЖДАЮ
Завкафедрой

(подпись) (И.О. Фамилия)
« ____ » _____ 20 ____ г.

ЗАДАНИЕ
на выполнение выпускной квалификационной работы¹

Студент Чиркин Дмитрий Владимирович

1. Тема Двигатель 1,4 л 16 кл с наддувом от приводного нагнетателя
2. Срок сдачи студентом законченной выпускной квалификационной работы 10.06.2016
3. Исходные данные к выпускной квалификационной работе Рабочий объем $iV_h=1.4$ 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 (3 листа), спецчасть – А-1 (1 лист)
6. Консультанты по разделам Н. контроль д.т.н. проф. А.Г. Егоров
7. Дата выдачи задания « ____ » _____ 20 ____ г.

Руководитель выпускной
квалификационной работы

Задание принял к исполнению

_____ (подпись)	_____ (И.О. Фамилия)
_____ (подпись)	_____ (И.О. Фамилия)

федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Тольяттинский государственный университет»

ЭНЕРГЕТИКИ И ЭЛЕКТРОТЕХНИКИ
(институт)
Энергетические машины и системы управления
(кафедра)

УТВЕРЖДАЮ

Завкафедрой _____

(подпись) (И.О. Фамилия)
« ____ » _____ 20 ____ г.

КАЛЕНДАРНЫЙ ПЛАН
выполнения выпускной квалификационной работы

Студента Чиркина Дмитрия Владимировича
по теме Двигатель 1,4 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	18.04.16	18.04.16	100%	
2. Тепловой и динамический расчет	25.04.16	25.04.16	100%	
3. Спецчасть	02.05.16	02.05.16	100%	
4. Заключение	10.05.16	10.05.16	100%	

Руководитель выпускной
квалификационной работы

Задание принял к исполнению

(подпись) (И.О. Фамилия)

(подпись) (И.О. Фамилия)

АННОТАЦИЯ

В бакалаврской работе представлены результаты теплового и динамического расчетов четырехтактного бензинового двигателя. В частности приведены данные расчета двигателя с приводным нагнетателем в программном комплексе AVL Boost.

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.....	18
3	Спецчасть.....	52
4	Данные расчета на имитационной модели.....	54
	Заключение.....	57
	Список использованных источников.....	58
	Приложение А – Таблица «CASE».....	61

ВВЕДЕНИЕ

Применяемые в автомобилестроении поршневые двигатели внутреннего сгорания (ДВС) являются самым распространённым силовым агрегатом. Модернизация ДВС являлась главной задачей инженеров при разработке и изобретении ДВС. Повышение литровой мощности, снижение удельного расхода топлива, снижение шумности и повышение экологичности главные задачи в двигателестроении [1].

Еще в 30-х годах прошлого века, для улучшения наполнения цилиндров ДВС, стали применять предварительное сжатие в компрессоре (нагнетателе), приводимом в действие от коленчатого вала ДВС. В таком ДВС процесс сжатия частично осуществлялся в лопаточном компрессоре. На такте впуска ТВС поступала в цилиндры двигателя под избыточным давлением, что позволяло увеличить массу заряда, а следовательно, литровую мощность двигателя. Основным недостатком такого технического решения является то, что часть полезной работы ДВС затрачивается на привод нагнетателя. При этом проблема отбора мощности из отработавших газов ДВС не решается [2]. С развитием технологий создания газовых турбин, в 50-х годах прошлого века, появилась возможность осуществлять привод нагнетателя турбиной, работающей от отработавших газов ДВС. Развитие этой технологии позволило создать ДВС, которые оснащаются турбонаддувом.

Следующим этапом развития систем наддува может являться применение комбинированных систем наддува, обладающих преимуществами как объемного наддува, так и турбонаддува.

1 Состояние вопроса

Одна из основных проблем современного автомобильного двигателестроения - повышение литровой мощности. Важно, чтобы двигатели при ограниченных размерах имели большой запас мощности и как можно меньший удельный вес при существующих и все возрастающих скоростях движения автомобилей и повышающихся требованиях к их динамическим качествам. С целью более эффективного использования рабочего объема цилиндров существует постоянная необходимость в совершенствовании конструкции двигателей. Пути совершенствования - это увеличение числа оборотов коленчатого вала двигателя, совершенствования камер сгорания и улучшение наполнения цилиндров, повышение геометрической степени сжатия. Наддув двигателей обладает наибольшими возможностями по сравнению с вышеописанными.

При наддуве двигателей обеспечивается увеличение коэффициента наполнения цилиндра в результате чего мощность двигателя может повышаться до 50 – 100 % в зависимости от степени наддува [3]. Это в свою очередь служит базой для создания двигателей с широким диапазоном мощности внутри одного типоразмера с использованием основных деталей и узлов базового двигателя.

Увеличение плотности свежего заряда, поступающего в цилиндры при наддуве, повышает температуру и давление в конце процесса сжатия, из этого следует что, увеличивается среднее эффективное давление. Увеличение температуры и давления приводит к возрастанию механической и тепловой напряженности деталей цилиндро-поршневой группы (ЦПГ) и головки блока цилиндров (ГБЦ)[4]. Кроме этого повышение среднеэффективного давления приводит к увеличению склонности двигателя к детонации. В связи с этим, применение наддува обычно сопровождается дополнительными конструктивными мероприятиями, а также коррекцией параметров рабочего процесса с целью уменьшения влияния указанных выше факторов [5].

Величину наддува определяемую избыточным давлением, т.е. степенью повышения давления, разделяют на низкую, с давлением на впуске до 1,5 кг/см² ($\approx 0,15$ МН/м²), среднюю – до 2,0 кг/см² ($\approx 0,2$ МН/м²) и высокую – при давлении выше 2,0 кг/см² (выше 0,2 МН/м²).

1.1 Способы наддува ДВС

Существуют разнообразные способы реализации наддува в ДВС. Реализуемый способ наддува определяется особенностями конструкции нагнетателя и конструкцией самого двигателя.

Представленная на рисунке 1.1 классификация не претендует на полноту возможных исполнений систем наддува. Существует ряд систем, схема работы которых не полностью вписывается в представленную классификацию, в частности система импульсного наддува в основе которого заложен эффект колебания воздушного столба во впускном коллекторе под действием специального быстродействующего "импульсного" клапана. Кроме этого, в представленную классификацию не вписываются комбинированные системы наддува [6].

Классифицировать системы наддува можно следующим образом:

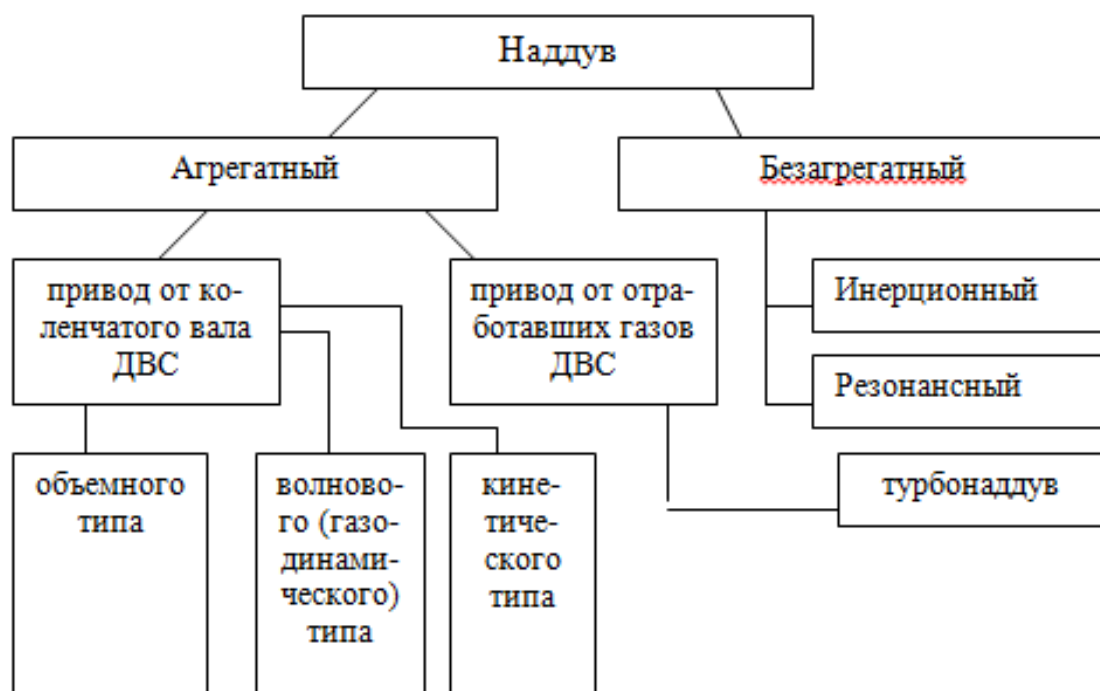


Рисунок 1.1 - Классификация систем наддува по принципу ее работы

1.2 Агрегатный наддув с приводом от коленчатого вала

Нагнетатели с приводом от коленчатого вала двигателя позволяют довольно простым способом существенно увеличить мощность ДВС. Имея привод непосредственно от вала двигателя, нагнетатель способен уже при минимальных оборотах и без задержки увеличивать давление наддува строго пропорционально оборотам ДВС [7]. Однако, у агрегатного наддува существует ряд принципиальных недостатков. Они снижают КПД ДВС, так как на их привод расходуется часть полезной мощности, вырабатываемой силовым агрегатом [8]. Кроме этого нагнетатель занимает место в подкапотном пространстве двигателя и требует специального привода (зубчатый ремень или шестеренчатый привод). Кроме этого, отдельные типы агрегатного наддува характеризуются повышенным шумом [9].

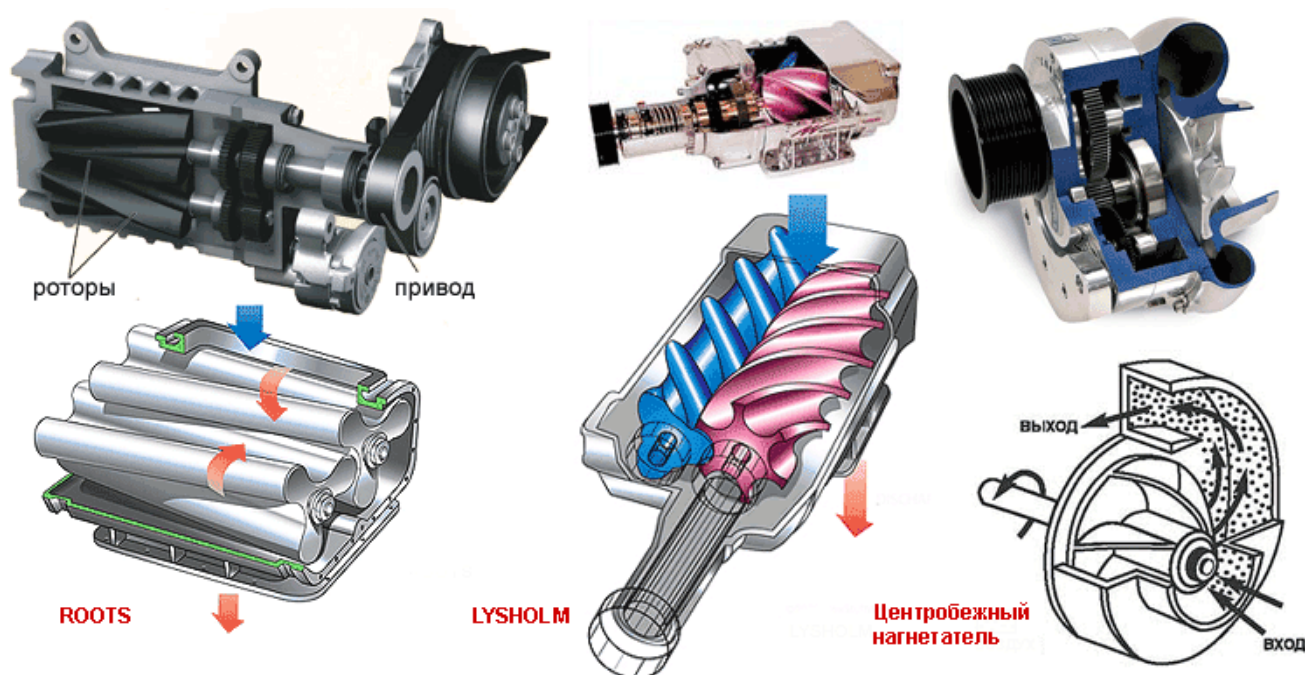


Рисунок 1.2 – Типы нагнетателей применяемых в качестве наддува ДВС

Существует несколько видов агрегатного наддува: объемные, волновые и центробежные (кинетического типа). На рисунке 1.2 представлены отдельные виды нагнетателей применяемых в системах наддува.

Нагнетатели объемного типа. Наддув двигателя с помощью нагнетателей, имеющих механический привод от коленчатого вала, известен начиная с 30-х годов [10]. Конструкции нагнетателей объемного типа применяемых в системах наддува довольно разнообразны [11]. В настоящее время известны конструкции нагнетателей Roots, Lysholm, Sprintex, Zoller, Wankel и др. Следует отметить, что ряд конструкций нагнетателей не нашли широкого применения в двигателестроении, в частности нагнетатели фирмы Wankel и Zoller (шиберные или пластинчатые), так и не вышли из стадии опытной разработки [12].

Типичными представителями объемных нагнетателей являются нагнетатель Roots и компрессор Lysholm (см. рисунок 1.2). Конструкция нагнетателя Roots представляет собой два ротора, вращающихся в противоположные стороны внутри корпуса. Вращение роторов нагнетателя синхронизировано между собой шестернями. Особенность такой конструкции заключается во внешнем сжатии, т.е. воздух сжимается не в

самом нагнетателе, а снаружи – в трубопроводе. Основным недостатком нагнетателей такой конструкции является ограниченная возможность повышения давления. Поэтому нагнетателем такого типа обычно пользуются в системах низкого и реже среднего наддува. Повысить давление за нагнетателем возможно несколькими путями:

- увеличить частоту вращения роторов;
- применять несколько ступеней наддува.

Оба способа, как показывает практика, малопригодны. В первом случае ограничения связаны с надежной работой синхронизирующих шестерён, а во втором случае система наддува лишается своего главного достоинства – компактности. Еще одним недостатком является неравномерная подача нагнетателя. Частично данная проблема устраняется путем применения трехзубчатых роторов спиральной формы и специальной треугольной формы впускного и выпускного окна.

Конструкция Лисхольма лишена указанных выше недостатков и представляет собой приводной винтовой компрессор. Внутри корпуса установлены два винтовых ротора, вращающихся в разные стороны. Реализация такой схемы компрессора позволяет обеспечить внутреннее сжатие и, тем самым, увеличить как КПД, так и степень повышения давления. Винтовые компрессоры эффективны практически во всем диапазоне оборотов двигателя, бесшумны и компактны. Основным недостатком компрессоров такого типа является высокая стоимость изготовления вследствие сложности технологии изготовления роторов.

Еще одним типом применяемых компрессоров является нагнетатель серии G (спиральный компрессор). На рисунке 1.3 показан спиральный нагнетатель G40 – впервые реализованный фирмой Volkswagen в 1985 г. Нагнетателем G40 фирма VW оснащала двигатели автомобилей Polo вплоть до 1994 г.[13].



Рисунок 1.3 – Спиральный компрессор G-lader от VW

Рассмотренные выше нагнетатели работают по принципу объемной подачи, т.е. за счет изменения объема и/или вытеснения. В противоположность им в волновом нагнетателе Comprex фирмы Asea-Brown-Boweri объем аксиально расположенных полостей в роторе не меняется. Конструкция нагнетателя представляет собой ротор с аксиально расположенными отверстиями, имеющий механический привод от коленчатого вала. Рабочий процесс волнового нагнетателя состоит из нескольких фаз: впуска, сжатия, выпуска. Сжатие происходит за счет волны которая распространяется внутри полости и передает давление.

Нагнетатели кинетического типа. Наибольшее распространение получили центробежные нагнетатели (см. рисунок 1.3). Избыточное давление во впускном коллекторе создается компрессорным колесом, которое приводится во вращение коленчатым валом двигателя. Радиальные лопасти захватывают и отбрасывают воздух в улитку компрессора за счет центробежных сил. Для центробежных нагнетателей характерно наличие эффекта «турбоямы». Компрессоры такого типа обладают одной важной особенностью. Фактическая величина производимого давления пропорциональна квадрату скорости вращения компрессорного колеса, т.е частота вращения колеса компрессора должна быть значительно выше, чем

частота вращения коленчатого вала двигателя. Механические центробежные нагнетатели имеют приемлемые эксплуатационные характеристики. Простота конструкции центробежных нагнетателей определяет их относительно невысокую стоимость и надежность работы [14].

1.3 Регулирование давления наддува

В современных двигателях нашли применение следующие способы регулирования давления наддува:

- перепуск части отработавших газов (ОГ) в обход турбины, позволяющий расширить диапазон изменения частоты вращения коленчатого вала (КВ) при неизменном давлении наддува;
- установка дополнительной камеры сгорания перед турбиной (система "Гипербар"), при этом избыточная часть наддувочного воздуха выпускается в атмосферу;
- регулирование соплового аппарата турбины;
- перепуск части наддувочного воздуха на вход турбины;
- регулирование фазы впуска;
- охлаждение наддувочного воздуха.

На рисунке 1.4 показана схема регулирования системы наддува с механическим нагнетателем. Регулирование осуществляется открытием заслонки перепуска. При этом часть сжатого воздуха возвращается на впуск нагнетателя. Потери мощности на сжатие избыточного количества воздуха приводит к росту эффективного расхода топлива.

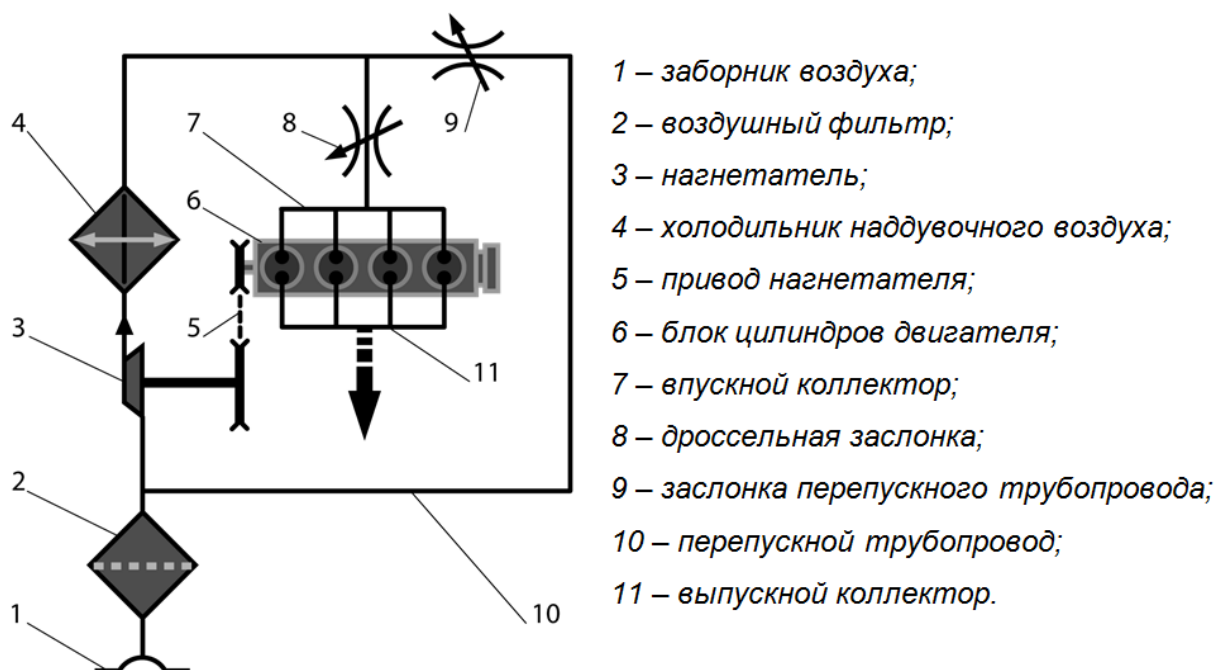


Рисунок 1.4 – Схема регулирования давления наддува в двигателе с приводным нагнетателем

1.4 Современные объемные нагнетатели

Наддув двигателя с помощью объемных нагнетателей, имеющих механический привод от коленчатого вала, известен с 30-х годов. На рисунке 5 показана зависимость между рабочим объемом ДВС и объемной подачей за оборот ротора двухроторного нагнетателя (Roots или винтового). На рисунке 1.6 приведен современный роторный компрессор компании Eaton (США), причем значение адиабатического КПД для модели TVS R410 достигает 0,72.

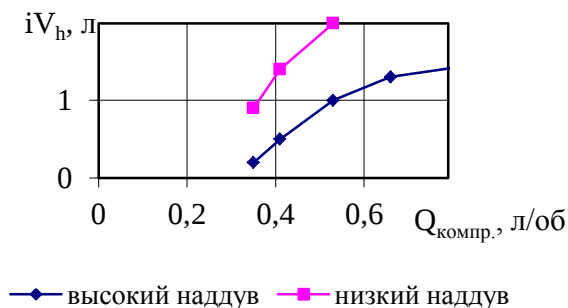


Рисунок 1.5 – Зависимость между литражом двигателя и подачей объемного компрессора за 1 оборот ротора



Рисунок 1.6 – Компрессор Eaton TVS (США, 2006 г.)

1.5 Нагнетатель с коническими роторами для наддува ДВС автомобилей

В настоящее время актуальной задачей является повышение эффективных показателей винтовых компрессоров «сухого сжатия» без впрыска жидкости, используемых в системах наддува автомобильных ДВС. В Тольяттинском государственном университете (ТГУ) проводятся исследования в области автомобильных винтовых компрессоров. На рисунке 1.7 представлены полученные в ТГУ результаты расчетного моделирования работы винтового нагнетателя при различных зазорах δ между роторами и корпусом.

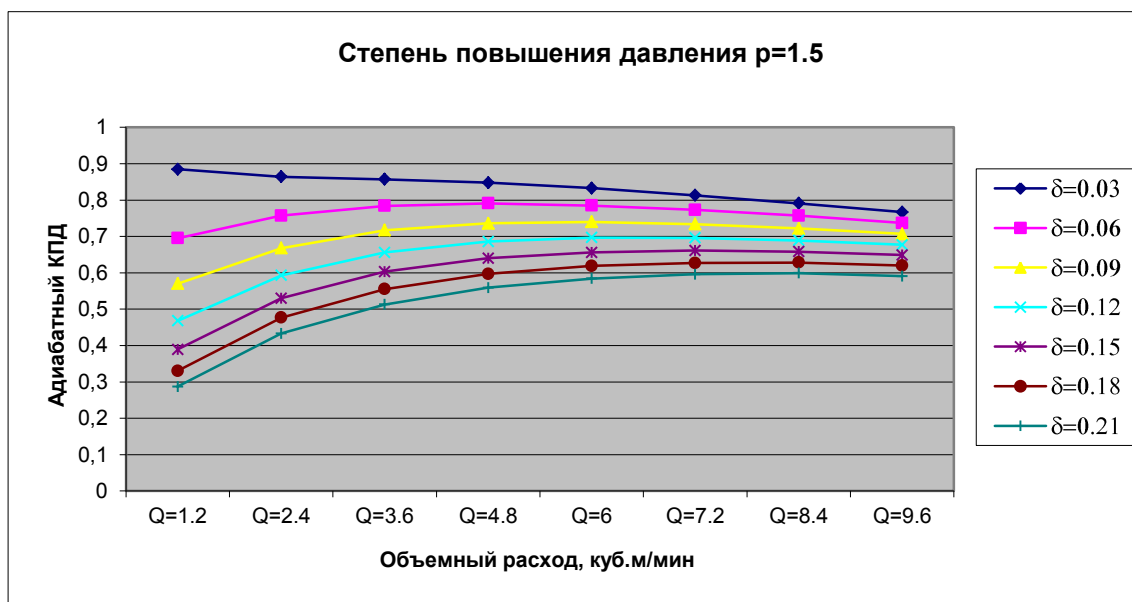


Рисунок 1.7 – Зависимость адиабатного КПД нагнетателя для типичных режимов работы системы наддува автомобильного ДВС

Как видим из графиков, для достижения области адиабатного КПД $\eta=0,7$ и выше необходимо обеспечить эксплуатационные зазоры между рабочими элементами компрессора менее 0,1 мм. Учитывая погрешности монтажа, биение подшипников и термические деформации роторов и корпуса, требуется изготавливать роторы с точностью менее 0,05 мм по поверхности зубьев [15].

Не менее важной проблемой создания эффективной конструкции нагнетателя является обеспечение высокой скорости вершин зубьев

относительно корпуса, поскольку при снижении скорости возрастает вредное влияние протечек сжатого воздуха через щели. Например, при диаметре ротора $D=80$ мм и скорости вершин $v=120$ м/с требуемая частота вращения составит $n=60v/\pi D=28650$ об/мин.

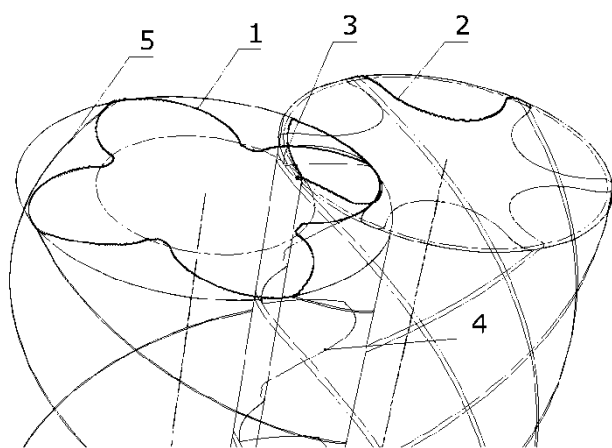
Перечисленные выше причины приводят к чрезвычайно высокой стоимости изготовления винтового нагнетателя для ДВС с рабочим объёмом iV_h менее 1,5-2 л. Современный уровень технологий промышленных винтовых компрессоров потребовал бы применения стальных или чугунных роторов с высокой жёсткостью и низкими температурными деформациями, обработки зубьев высокоточным шлифованием, использования прецизионных подшипников и т.п. По этим причинам представленные на рынке винтовые нагнетатели не превышают по частоте вращения значений 22 500 об/мин и используют роторы из легких сплавов, обработанные высокоскоростным фрезерованием.

Авторами предложена конструкция винтового компрессора с коническими роторами. Аналитические основы расчета профилей конических роторов базируются на первом принципе Оливье, который служит отправной точкой развития большинства направлений современной теории зубчатых зацеплений, подробно рассмотренных. В общем виде образование сопряженных поверхностей по первому принципу Оливье сводится к следующему: В неподвижной системе отсчета рассматриваются два колеса, вращающиеся вокруг своих осей, и некоторая вспомогательная поверхность, совершающая произвольное движение. Огибающие двух семейств, полученных при движении вспомогательной поверхности относительно каждого из колес, являются сопряженными поверхностями.

Также для выбора технологических процессов формообразования боковой поверхности зубьев конических роторов при синтезе передачи можно использовать теорию приближенных зубчатых зацеплений на основе численных методов, приведенных в. Задача может быть упрощена, если

профили отыскивать не по всей поверхности, а по кривой в отдельном сферическом сечении. В этом случае переход от линии к поверхности производится перемасштабированием исходных кривых для любого другого сферического сечения.

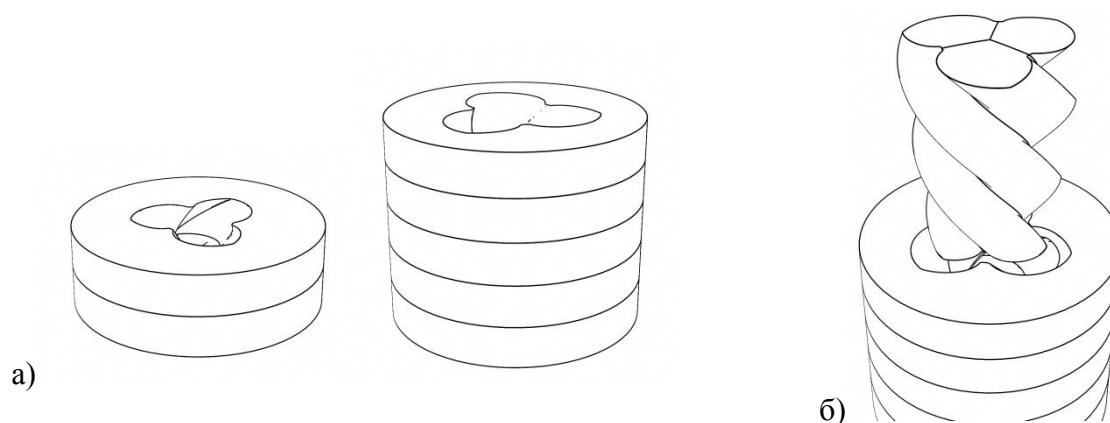
На рисунке 1.8 показаны кривые профилей зубьев конических роторов и линия их контакта. Использование в винтовом компрессоре роторов с зубьями конической формы на основе сферического зацепления пространственных профильных кривых при пересекающихся осях вращения роторов создаёт предпосылки для изменения технологии получения винтовых роторов с использованием точного литья под давлением и окончательной формовки поверхности зубьев прессованием конической поверхности зубьев с нанесением антифрикционных и/или износостойких покрытий, а также снижения стоимости изготовления роторов и корпуса винтового компрессора за счет применения пресс-форм вместо обработки резанием роторов на прецизионных станках дисковым инструментом [16].



- 1-профиль ведущего ротора
- 2-профиль ведомого ротора
- 3-линия контакта профилей
- 4-линия контакта зубьев в пространстве
- 5-линии уплотнений по вершинам зубьев роторов

Рисунок 1.8 – Зацепление роторов в сферическом сечении и в пространстве

На рисунке 1.9 показана последовательность изготовления заготовки винтового конического ротора литьём в наборную форму. Внутренняя часть формы представляет сложную для обработки поверхность, требующую использования 5-осевых обрабатывающих центров.



а – форма, собираемая из секций; б – извлечение ротора из формы
Рисунок 1.9 – Изготовление конического ротора литьем в форму

Для литья конических роторов возможно использование композиционных материалов. Например, в современных водосмазываемых винтовых компрессорах западных компаний (SRM и Atlas Copco, Швеция) применяются роторы, изготовленные из полностью нового материала типа полимер-керамика.

Современной технологией получения оптимальных зазоров является нанесение специальных прирабатываемых покрытий на поверхности роторов и корпуса, не требующей дорогостоящей высокоточной обработки (см. рисунок 1.10) [17].

Одним из материалов для прирабатываемых покрытий является ультратонкое полимерное покрытие DB L-908 (Orion Industries, США). Оно имеет свойство сжиматься на нано уровне при механическом воздействии с нулевым восстановлением после сжатия. Плавление/затвердевание покрытия происходит примерно при 205 °С.

Материал DB L-908 – это смесь полиимида и других смол, которая содержит противоизносные частицы нано размера, а также твердые смазки типа политетрафторэтилена, который предотвращает заклинивание при контакте поверхностей. По данным фирмы-изготовителя малые воздушные поры в полимерном покрытии сжимаются под воздействием механического

давления. Рекомендуемая толщина покрытия составляет от 0,025 до 0,1 мм в зависимости от зазора и геометрии роторов без покрытия.

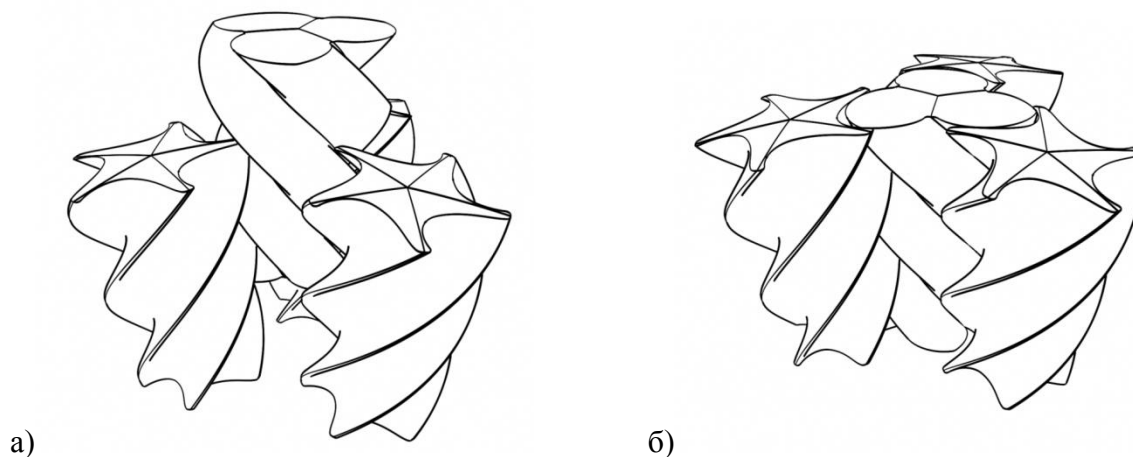


Рисунок 1.10 – Приработка поверхности конических роторов:
а – помещение центрального рабочего ротора между инструментальными;
б – приработка вращением роторов в зацеплении

В настоящее время в ТГУ ведутся опытно-конструкторские работы по изготовлению опытного образца винтового компрессора с коническими роторами с использованием набора прогрессивных технологий [18].

2 Расчет бензинового двигателя

Исходные данные

$N_{eN} = 100.2$ (кВт) - подбор мощности

$$n = \begin{pmatrix} 1000 \\ 3400 \\ 5800 \\ 6200 \end{pmatrix} \text{ (об/мин) - частота вращения к.в.}$$

$$n_N := n_3$$

$i := 4$ - число цилиндров

$\tau := 4$ - тактность

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

$\varepsilon = 8.5$ - степень сжатия

$S = 75.6$ (мм) - ход поршня

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

$\phi_{оч} := 1$ - коэф. очистки

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

Коэффициент полезного тепловыделения в т. в $x_b=(0.85-0.95)$
и в т. з $x_z=(0.8-0.95)$ при работе двигателей с полной нагрузкой:

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

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

$\phi_p := 0.85$ - коэффициент макс. давления P_z

$Ar_M := 0.039$ - к-ты для расчета давления мех. потерь

$Br_M := 0.0113$ $S/D < 1$ -- $A=0.039$; $B=0.0113$ $S/D > 1$ -- $A=0.049$; $B=0.0152$

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

2.1.1 Топливо

АИ-95

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

Низшая теплота сгорания

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

Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания
1кг топлива

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

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

Количество горючей смеси

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

Количество отдельных компонентов продуктов сгорания при $K := 0.5$

$$M_{CO_2_j} := \begin{cases} \frac{C}{12} - 2 \cdot \frac{1 - \alpha_j}{1 + K} \cdot 0.208 \cdot L_0 & \text{if } \alpha_j < 1 \\ \frac{C}{12} & \text{otherwise} \end{cases} \quad M_{CO_2} = \begin{pmatrix} 0.067 \\ 0.071 \\ 0.071 \\ 0.071 \end{pmatrix} \text{ (кмоль CO}_2\text{/кг топл.)}$$

$$M_{H_2O_j} := \begin{cases} \frac{H}{2} - 2 \cdot K \cdot \frac{1 - \alpha_j}{1 + K} \cdot 0.208 \cdot L_0 & \text{if } \alpha_j < 1 \\ \frac{H}{2} & \text{otherwise} \end{cases} \quad M_{H_2O} = \begin{pmatrix} 0.07 \\ 0.073 \\ 0.073 \\ 0.073 \end{pmatrix} \text{ (кмоль H}_2\text{O/кг топл.)}$$

$$M_{H_2_j} := \begin{cases} 2 \cdot K \cdot \frac{1 - \alpha_j}{1 + K} \cdot 0.208 \cdot L_0 & \text{if } \alpha_j < 1 \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases} \quad M_{H_2} = \begin{pmatrix} 0.0022 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \text{ (кмоль H}_2\text{/кг топл.)}$$

$$M_{N_2_j} := 0.792 \cdot \alpha_j \cdot L_0 \quad M_{N_2} = \begin{pmatrix} 0.397 \\ 0.409 \\ 0.409 \\ 0.409 \end{pmatrix} \text{ (кмоль N}_2\text{/кг топл.)}$$

$$M_{O_2_j} := \begin{cases} 0 & \text{if } \alpha_j < 1 \\ 0.208 \cdot |\alpha_j - 1| \cdot L_0 & \text{otherwise} \end{cases} \quad M_{O_2} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \text{ (кмоль O}_2\text{/кг топл.)}$$

Общее количество продуктов сгорания

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

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

2.1.2 Параметры окружающей среды

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

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

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

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

Давление остаточных газов

$$p_{rN} := 1.18 \cdot p_{k_3} \quad p_{rN} = 0.212 \text{ (МПа)}$$

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

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

2.1.3 Процесс впуска

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

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

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

Плотность заряда на впуске

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

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

$$A_n := \frac{\omega_{\text{вп}}}{n_N} \quad A_n = 0.019828$$

$$\Delta p_{a_j} := \frac{(\xi + \beta^2) \cdot A_n^2 \cdot |n_j|^2 \cdot \rho_{k_j} \cdot 10^{-6}}{2} \quad \Delta p_a = \begin{pmatrix} 0.0006 \\ 0.0101 \\ 0.0317 \\ 0.0362 \end{pmatrix} \text{ (МПа)}$$

Давление в конце впуска

$$p_{a_j} := p_{k_j} - \Delta p_{a_j} \quad p_a = \begin{pmatrix} 0.109 \\ 0.16 \\ 0.148 \\ 0.144 \end{pmatrix} \text{ (МПа)}$$

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

$$\phi_{\text{доз}} = \begin{pmatrix} 0.95 \\ 1.03 \\ 1.1 \\ 1.11 \end{pmatrix} \quad \gamma_{r_j} := \frac{T_{k_j} + \Delta T_j}{T_{r_j}} \cdot \frac{p_{r_j}}{\varepsilon \cdot \phi_{\text{доз}_j} \cdot p_{a_j} - \phi_{\text{оч}} \cdot p_{r_j}} \quad \gamma_r = \begin{pmatrix} 0.0513 \\ 0.0488 \\ 0.0524 \\ 0.0547 \end{pmatrix}$$

Температура в конце впуска

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

Коэффициент наполнения

$$\eta_{v_j} := \frac{T_{k_j}}{T_{k_j} + \Delta T_j} \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{1}{p_{k_j}} \cdot \left| \phi_{\text{доз}_j} \cdot \varepsilon \cdot p_{a_j} - \phi_{\text{оч}} \cdot p_{r_j} \right| \quad \eta_v = \begin{pmatrix} 0.87 \\ 0.911 \\ 0.849 \\ 0.828 \end{pmatrix}$$

2.1.4 Процесс сжатия

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

Давление в конце сжатия

$$p_{c_j} := p_{a_j} \cdot \varepsilon^{n_{1_j}} \quad p_c = \begin{pmatrix} 2.072 \\ 3.007 \\ 2.795 \\ 2.709 \end{pmatrix} \text{ (МПа)}$$

Температура в конце сжатия

$$T_{c_j} := T_{a_j} \cdot \varepsilon^{n_{1_j}-1} \quad T_c = \begin{pmatrix} 796.295 \\ 846.926 \\ 834.388 \\ 835.783 \end{pmatrix} \text{ (K)} \quad t_c := T_c - 273 \quad t_c = \begin{pmatrix} 523.29 \\ 573.93 \\ 561.39 \\ 562.78 \end{pmatrix} \text{ (C)}$$

Средняя молярная теплоемкость в конце сжатия:

а) свежей смеси (воздуха)

$$mc_{vC_j} := mc_v \left| t_{c_j} \right| \quad mc_{vC} = \begin{pmatrix} 21.98 \\ 22.114 \\ 22.081 \\ 22.085 \end{pmatrix} \text{ (кДж/кмоль град)}$$

б) остаточных газов

$$mc''_{vC} := \begin{pmatrix} mc'''_v \left| 1, t_{c_1} \right| \\ mc'''_v \left| 2, t_{c_2} \right| \\ mc'''_v \left| 3, t_{c_3} \right| \\ mc'''_v \left| 4, t_{c_4} \right| \end{pmatrix} \quad mc''_{vC} = \begin{pmatrix} 24.309 \\ 24.604 \\ 24.551 \\ 24.557 \end{pmatrix} \text{ (кДж/кмоль град)}$$

в) рабочей смеси

$$mc'_{vC_j} := \frac{1}{1 + \gamma_{r_j}} \cdot \left(mc_{vC_j} + \gamma_{r_j} \cdot mc''_{vC_j} \right) \quad mc'_{vC} = \begin{pmatrix} 22.094 \\ 22.23 \\ 22.204 \\ 22.213 \end{pmatrix} \text{ (кДж/кмоль град)}$$

2.1.5 Процесс сгорания

Коэффициент молекулярного изменения горючей и рабочей смеси

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

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

Количество теплоты, потерянное вследствие неполноты химической реакции

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

Теплота сгорания рабочей смеси

$$H_{\text{раб.см.}j} := \frac{Hu - \Delta Hu_j}{M_{1j} \cdot [1 + \gamma_{rj}]} \quad H_{\text{раб.см.}} = \begin{pmatrix} 78474.6 \\ 79700.9 \\ 79433.5 \\ 79257.8 \end{pmatrix} \text{ (кДж/кмоль.)}$$

$$T_Z := t_Z + 273 \quad T_Z = \begin{pmatrix} 2731.8 \\ 3014.8 \\ 2958.9 \\ 2892.9 \end{pmatrix} \text{ (K)} \quad mc''_{vZ} = \begin{pmatrix} 29.8 \\ 30.516 \\ 30.399 \\ 30.261 \end{pmatrix} \text{ (кДж/кмоль град)}$$

$$t_Z = \begin{pmatrix} 2458.8 \\ 2741.8 \\ 2685.9 \\ 2619.9 \end{pmatrix} \text{ (C)}$$

Максимальное давление сгорания теоретическое

$$p_{z_j} := \frac{p_{c_j} \cdot \mu_j \cdot T_{z_j}}{T_{c_j}} \quad p_z = \begin{pmatrix} 7.517 \\ 11.241 \\ 10.406 \\ 9.844 \end{pmatrix} \text{ (МПа)} \quad p_{z.\max} := \phi_p p_{z_3}$$

Максимальное давление сгорания действительное

$$p_{zd_j} := \phi_p \cdot p_{z_j} \quad p_{zd} = \begin{pmatrix} 6.39 \\ 9.555 \\ 8.845 \\ 8.368 \end{pmatrix} \text{ (МПа)}$$

Степень повышения давления

$$\lambda_j := \frac{p_{z_j}}{p_{c_j}} \quad \lambda = \begin{pmatrix} 3.628 \\ 3.738 \\ 3.723 \\ 3.633 \end{pmatrix}$$

2.1.6 Процессы расширения и выпуска

Теоретический коэффициент молекулярного изменения

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

Действительный коэффициент молекулярного изменения

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

Коэффициент молекулярного изменения в точке z

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

Средние показатели адиабаты и политропы расширения [k₂]

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

Давление и температура в конце расширения

$$p_{b_j} := \frac{p_{z_j}}{n_{2_j}^\varepsilon} \quad p_b = \begin{pmatrix} 0.514 \\ 0.779 \\ 0.72 \\ 0.679 \end{pmatrix} \text{ (МПа)}$$

$$T_{b_j} := \frac{T_{z_j}}{n_{2_j}^{\varepsilon-1}} \quad T_b = \begin{pmatrix} 1587.4 \\ 1776.99 \\ 1741.01 \\ 1697.14 \end{pmatrix} \text{ (K)}$$

Проверка ранее принятой температуры остаточных газов и погрешность расчета

$$T_{r_j} := \frac{T_{b_j}}{\sqrt[3]{\frac{p_{b_j}}{p_{r_j}}}} \quad T_r = \begin{pmatrix} 968.69 \\ 1107.05 \\ 1158.81 \\ 1158.52 \end{pmatrix} \text{ (K)}$$

$$\Delta T_{r_j} := \frac{100 \cdot |T_{r_j} - T_{r_j}|}{T_{r_j}} \quad \Delta T_r = \begin{pmatrix} -1.06 \times 10^{-3} \\ 4.233 \times 10^{-3} \\ 9.785 \times 10^{-3} \\ 0.011 \end{pmatrix} \text{ (%)}$$

$$t_r := T_r - 273 \quad t_r = \begin{pmatrix} 695.6897 \\ 834.0469 \\ 885.8134 \\ 885.5224 \end{pmatrix} \text{ (C)}$$

Ошибка задания температуры остаточных газов составила

$$\max |\Delta T_r| = 0.011 \text{ %}$$

2.1.7 Индикаторные параметры рабочего цикла

Теоретическое среднее индикаторное давление

$$p'_{i_j} := \frac{p_{c_j}}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\frac{\lambda_j}{n_{2_j} - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_{2_j} - 1}} \right) - \frac{1}{n_{1_j} - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_{1_j} - 1}} \right) \right] \quad p'_i = \begin{pmatrix} 1.248 \\ 1.899 \\ 1.754 \\ 1.644 \end{pmatrix} \text{ (МПа)}$$

Среднее индикаторное давление, если коэффициент полноты диаграммы $\phi_{\Pi} = 0.96$

$$p_{i_j} := \phi_{\Pi} \cdot p'_{i_j} \quad p_i = \begin{pmatrix} 1.199 \\ 1.823 \\ 1.684 \\ 1.578 \end{pmatrix} \text{ (МПа)}$$

Индикаторный к.п.д. и индикаторный удельный расход топлива

$$\eta_{i_j} := \frac{p_{i_j} \cdot l_0 \cdot \alpha_j}{H_u \cdot \rho_{k_j} \cdot \eta_{v_j}} \cdot 1000 \quad \eta_i = \begin{pmatrix} 0.362 \\ 0.383 \\ 0.353 \\ 0.339 \end{pmatrix}$$

$$g_{i_j} := \frac{3600}{H_u \cdot \eta_{i_j}} \cdot 1000 \quad g_i = \begin{pmatrix} 226.19 \\ 213.89 \\ 232.47 \\ 241.74 \end{pmatrix} \text{ (г/кВт ч)}$$

2.1.8 Эффективные показатели двигателя

Средняя скорость поршня

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

Среднее давление механических потерь

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

Среднее эффективное давление и механический к.п.д.

$$p_{e_j} := p_{i_j} - p_{m_j} \quad p_e = \begin{pmatrix} 1.131 \\ 1.687 \\ 1.48 \\ 1.363 \end{pmatrix} \text{ (МПа)}$$

$$\eta_{m_j} := \frac{p_{e_j}}{p_{i_j}} \quad \eta_m = \begin{pmatrix} 0.944 \\ 0.926 \\ 0.879 \\ 0.863 \end{pmatrix}$$

Эффективный к.п.д. и эффективный удельный расход топлива

$$\eta_{e_j} := \eta_{i_j} \cdot \eta_{m_j} \quad \eta_e = \begin{pmatrix} 0.342 \\ 0.355 \\ 0.31 \\ 0.293 \end{pmatrix} \quad g_e := \frac{3600}{\eta_e} \cdot 1000 \quad g_e = \begin{pmatrix} 239.685 \\ 231.108 \\ 264.54 \\ 279.976 \end{pmatrix} \text{ (г/кВт ч)}$$

2.1.9 Основные параметры цилиндра и двигателя

Литраж двигателя

$$V_L := 30 \cdot \tau \cdot \frac{N_{eN}}{p_{e_3} \cdot \eta_N} \text{ (л)} \quad V_L = 1.401 \text{ (л)}$$

Рабочий объем одного цилиндра

$$V_h := \frac{V_L}{i} \quad V_h = 0.35 \text{ (л)}$$

Диаметр цилиндра

$$D := 2 \cdot 10^3 \cdot \sqrt{\frac{V_h}{\pi \cdot S}} \quad D = 76.795 \text{ (мм)}$$

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

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

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

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

Окончательно принимаем: $D = 77.2$ (мм); $S = 75.6$ (мм)

Уточнение основных параметров и показателей двигателя

Литровый объем

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

Рабочий объем цилиндра

$$V_h := \frac{V_L}{i} \quad V_h = 0.3539 \text{ (л)}$$

Площадь поршня

$$F_{\Pi} := \frac{\pi \cdot \left(D \cdot 10^{-3}\right)^2}{4} \quad F_{\Pi} = 0.00468 \text{ (м}^2\text{)}$$

Индикаторная мощность

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

Индикаторный крутящий момент

$$M_{i_j} := \frac{3 \cdot 10^4}{\pi} \cdot \frac{N_{i_j}}{n_j} \quad M_i = \begin{pmatrix} 135.01 \\ 205.36 \\ 189.72 \\ 177.77 \end{pmatrix} \text{ (Н м)}$$

Эфф. мощность

$$N_{e_j} := \frac{p_{e_j} \cdot V_L \cdot n_j}{30 \cdot \tau} \quad N_e = \begin{pmatrix} 13.34 \\ 67.67 \\ 101.26 \\ 99.66 \end{pmatrix} \text{ (кВт)}$$

Эфф. кр. момент

$$M_{e_j} := \frac{3 \cdot 10^4}{\pi} \cdot \frac{N_{e_j}}{n_j}$$

$$M_e = \begin{pmatrix} 127.41 \\ 190.07 \\ 166.72 \\ 153.49 \end{pmatrix} \text{ (Н м)}$$

Литровая мощность двигателя

$$N_L := \frac{N_e}{V_L}$$

$$N_L = \begin{pmatrix} 9.43 \\ 47.81 \\ 71.54 \\ 70.4 \end{pmatrix} \text{ (кВт/л)}$$

Расход топлива

$$G_{T_j} := N_{e_j} \cdot g_{e_j} \cdot 10^{-3}$$

$$G_T = \begin{pmatrix} 3.198 \\ 15.64 \\ 26.787 \\ 27.901 \end{pmatrix} \text{ (кг/ч)}$$

2.1.10 Построение индикаторной диаграммы

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

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

$$k := 1 \dots 180 \quad p_{x_k} := p_{a_3} \text{ - впуск}$$

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

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

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

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

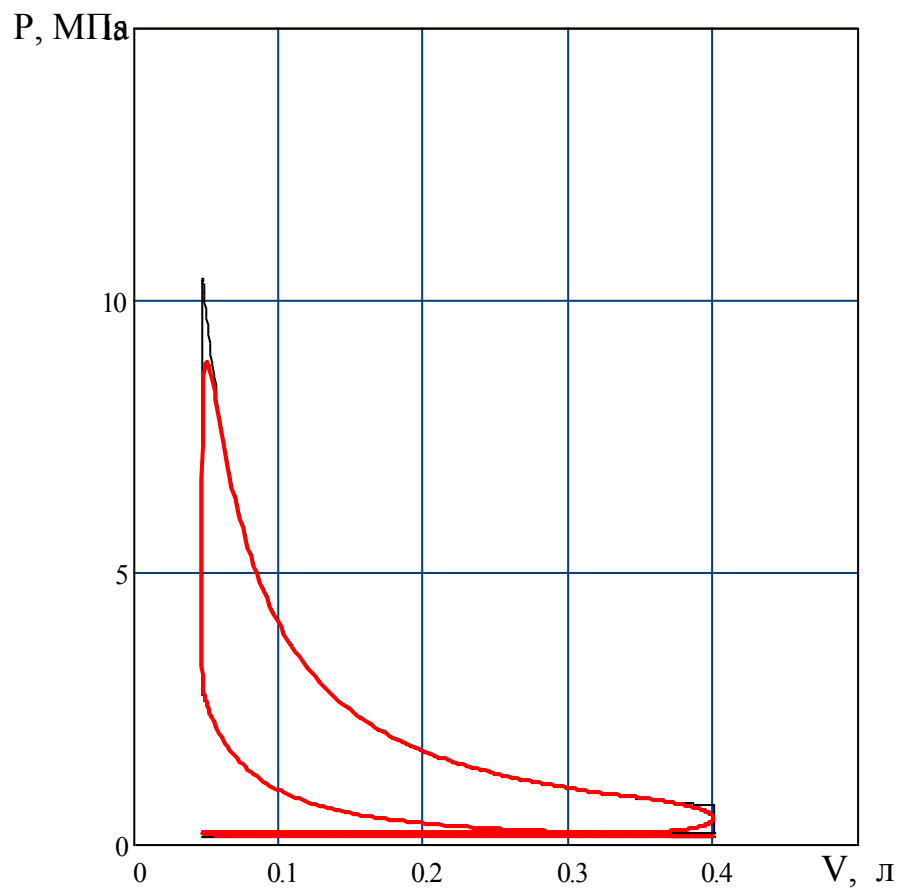


Рисунок 2.1 - Индикаторная диаграмма двигателя

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

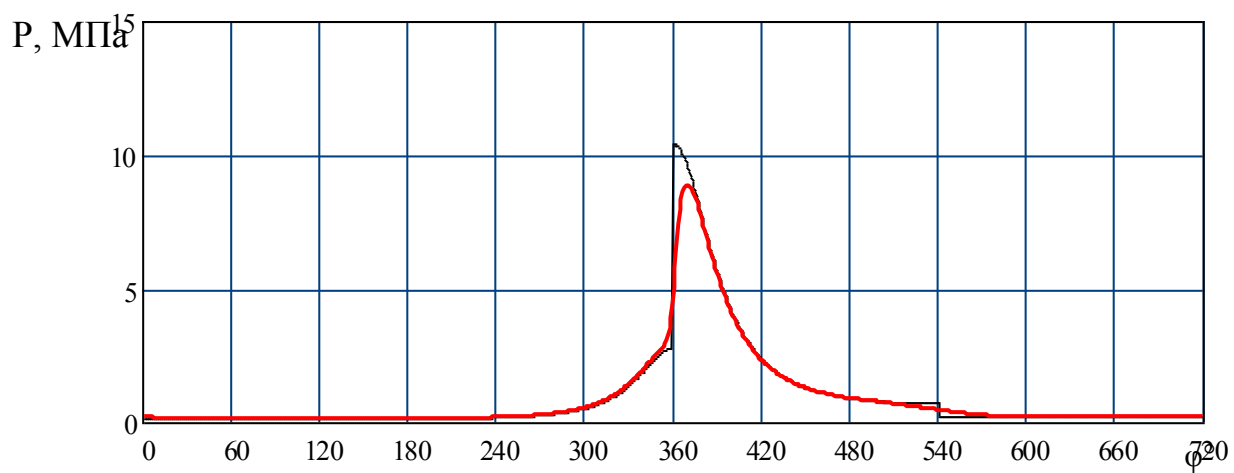


Рисунок 2.2 - Развернутая индикаторная диаграмма

2.1.11 Тепловой баланс

$$Q_{0j} := \frac{Hu \cdot G_{Tj}}{3.6} \quad Q_0 = \begin{pmatrix} 39022.2 \\ 190844.6 \\ 326878 \\ 340465.7 \end{pmatrix} \text{ (Дж/с)} \quad q_0 := \begin{pmatrix} 100 \\ 100 \\ 100 \\ 100 \end{pmatrix} \%$$

Теплота, эквивалентная эффективной работе за 1 секунду

$$Q_{ej} := 1000 \cdot N_{ej} \quad Q_e = \begin{pmatrix} 13341.9 \\ 67672.3 \\ 1 \times 10^5 \\ 99655.1 \end{pmatrix} \text{ (Дж/с)}$$

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

Теплота, унесенная с отработанными газами

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

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

Теплота, потерянная из-за химической неполноты сгорания топлива

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

Теплота передаваемая охлаждающей среде при

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

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

Неучтенные потери теплоты

$$Q_{\text{ост}} = \begin{pmatrix} 1981.4 \\ 12985.4 \\ 41879 \\ 49313 \end{pmatrix} \text{ (Дж/с)} \quad q_{\text{ост}_j} := \frac{Q_{\text{ост}_j} \cdot 100}{Q_{0_j}} \quad q_{\text{ост}} = \begin{pmatrix} 5.078 \\ 6.804 \\ 12.812 \\ 14.484 \end{pmatrix} \%$$

2.1.12 Построение графика теплового баланса

На рисунке 2.3 показана зависимость составляющих теплового баланса двигателя от частоты вращения коленчатого вала.

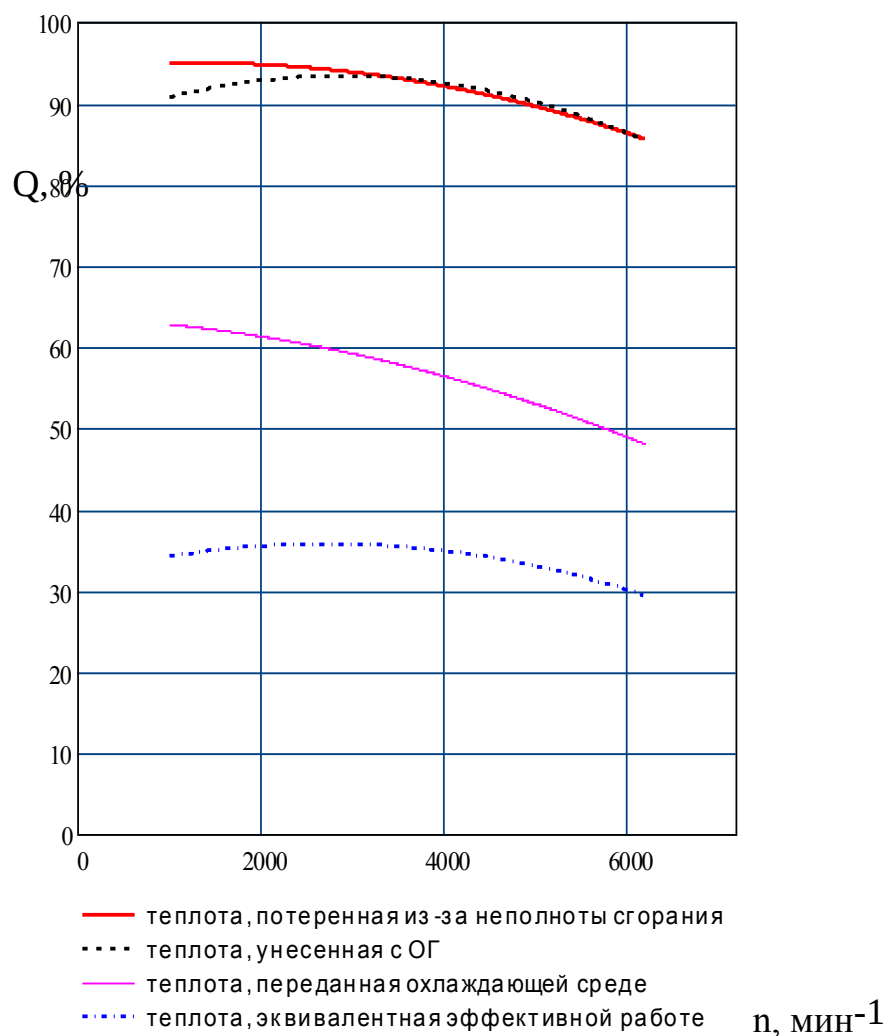


Рисунок 2.3 - Зависимость составляющих теплового баланса двигателя от частоты вращения коленчатого вала

2.1.13 Построение внешней скоростной характеристики

На рисунке 2.4 представлена внешняя скоростная характеристика двигателя.

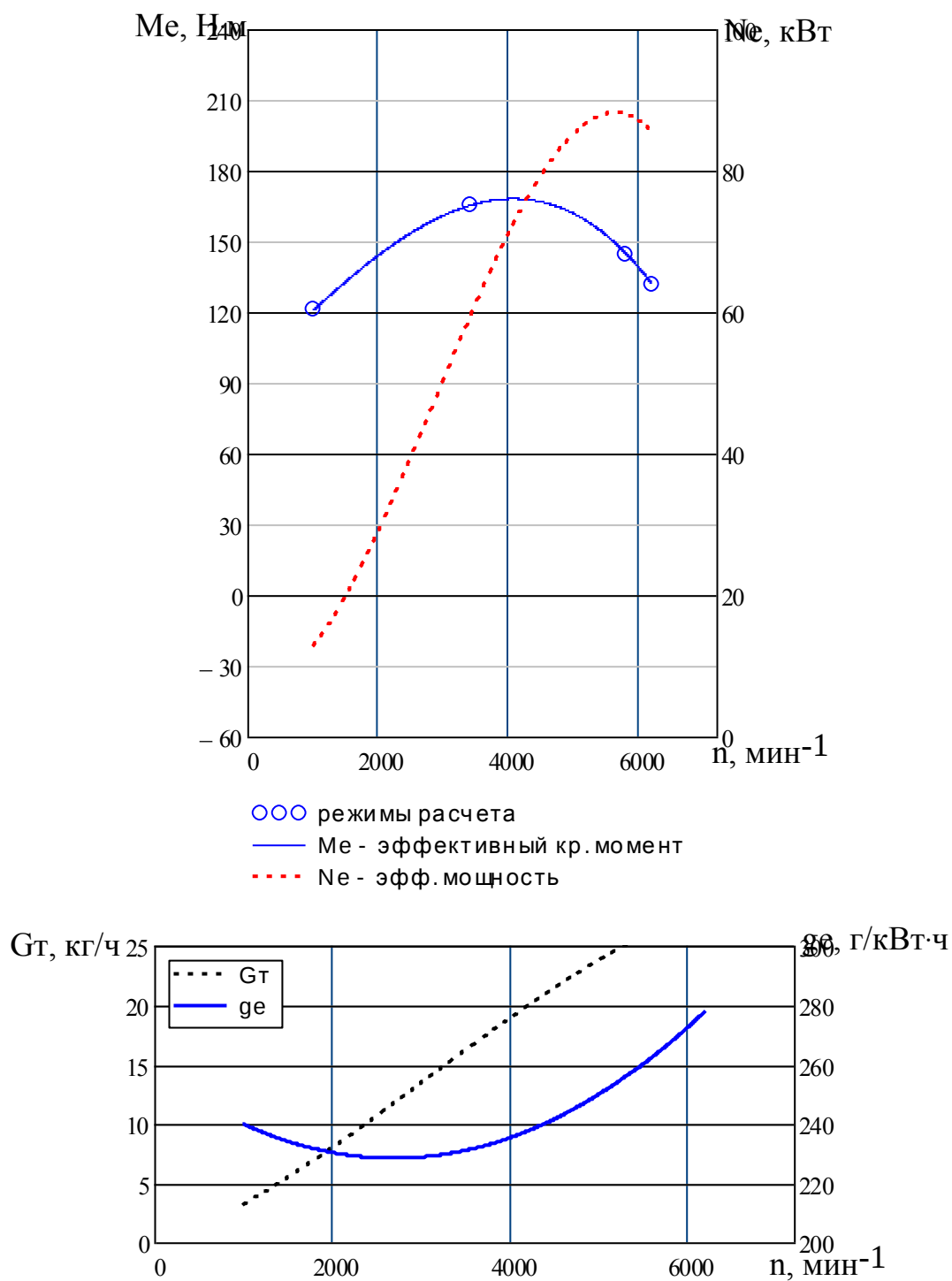


Рисунок 2.4 - Внешняя скоростная характеристика двигателя

Коэффициент приспособляемости по скоростной характеристике

$$n_2 = 3400 \quad M'_e |n_2| = 190.19 \quad n_N = 5800 \quad M'_e |n_N| = 166.27$$

$$K := \frac{M'_e |n_2|}{M'_e |n_N|} \quad K = 1.144$$

2.2 Кинематический расчет кшм

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

2.2.1 Перемещение поршня

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

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

На рисунке 2.5 представлены графики кривых перемещения поршня с разложением на составляющие 1-го и 2-го порядка, по углу ПКВ.

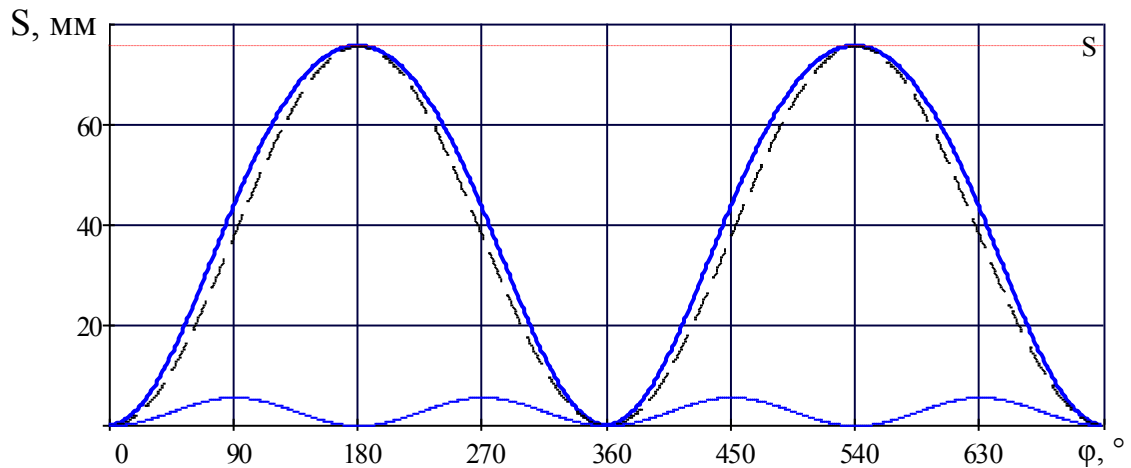


Рисунок 2.5 - Графики кривых перемещения поршня с разложением на составляющие 1-го и 2-го порядка, по углу ПКВ

2.2.2 Скорость поршня

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

$$v_{\Pi_{cp3}} = 14.616 \text{ (м/с)}$$

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

$$V_{\Pi_k} := V'_{\Pi_k} + V''_{\Pi_k}$$

На рисунке 2.6 представлены графики кривых скорости поршня с разложением на составляющие 1-го и 2-го порядка, по углу ПКВ.

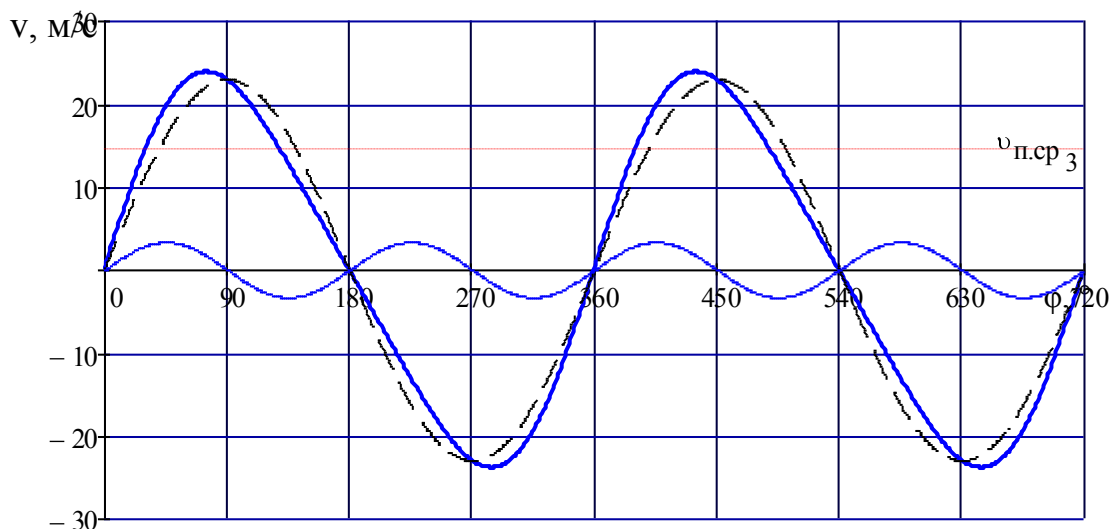


Рисунок 2.6 - Графики кривых скорости поршня с разложением на составляющие 1-го и 2-го порядка, по углу ПКВ

2.2.3 Ускорение поршня

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

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

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

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

$$j_{\max} = 17988 \text{ м/с}^2$$

На рисунке 2.7 представлены графики кривых ускорения поршня с разложением на составляющие 1-го и 2-го порядка, по углу ПКВ.

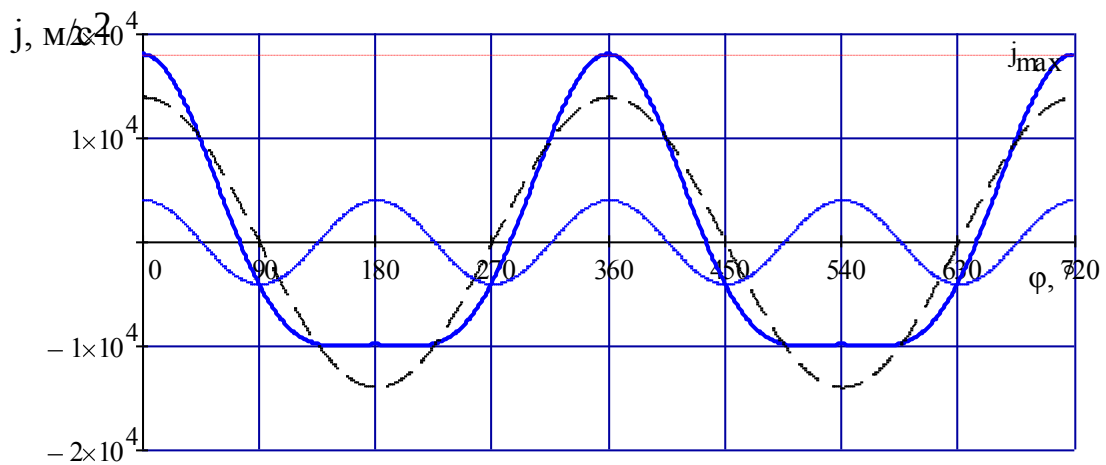


Рисунок 2.7 - Графики кривых ускорения поршня с разложением на составляющие 1-го и 2-го порядка, по углу ПКВ

2.3 Динамика КШМ

2.3.1 Масса поршневой группы

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

$$m_\Pi := m'_\Pi \cdot F_\Pi$$

$$m_\Pi = 0.468 \text{ кг}$$

2.3.2 Масса шатуна

$m'_\text{Ш} := 150 \text{ (кг/м}^2\text{)}$ - приведенная масса стального кованного шатуна

$$m_\text{Ш} := m'_\text{Ш} \cdot F_\Pi$$

$$m_\text{Ш} = 0.702 \text{ (кг)}$$

2.3.3 Масса неуравновешенных частей одного колена вала без противовесов

$m'_K := 140 \text{ кг/м}^2$ - приведенная масса литого чугунного вала

$$m_K := m'_K \cdot F_{\Pi} \quad m_K = 0.655 \text{ (кг)}$$

2.3.4 Масса шатуна, сосредоточенная на оси поршневого пальца

$\kappa'_{\Pi} := 0.275$ доля массы шатуна, отнесенная к оси поршневого пальца

$$m_{\text{ш.}\Pi} := \kappa'_{\Pi} \cdot m_{\text{ш}} \quad m_{\text{ш.}\Pi} = 0.193 \text{ (кг)}$$

2.3.5 Масса шатуна, сосредоточенная на оси кривошипа

$$m_{\text{ш.к}} := \left(1 - \kappa'_{\Pi} \right) \cdot m_{\text{ш}} \quad m_{\text{ш.к}} = 0.509 \text{ (кг)}$$

2.3.6 Массы, совершающие возвратно поступательные движения

$$m_j := m_{\Pi} + m_{\text{ш.}\Pi} \quad m_j = 0.661 \text{ (кг)}$$

2.3.7 Массы, совершающие вращательные движения

$$m_R := m_K + m_{\text{ш.к}} \quad m_R = 1.164 \text{ (кг)}$$

2.3.8 Силы инерции возвратно-поступательного движения поршня и шатуна (т.Е. Масса шатуна, сосредоточенная на оси поршн. пальца)

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

На рисунке 2.8 представлен график удельной силы инерции, действующей на поршень по углу ПКВ.

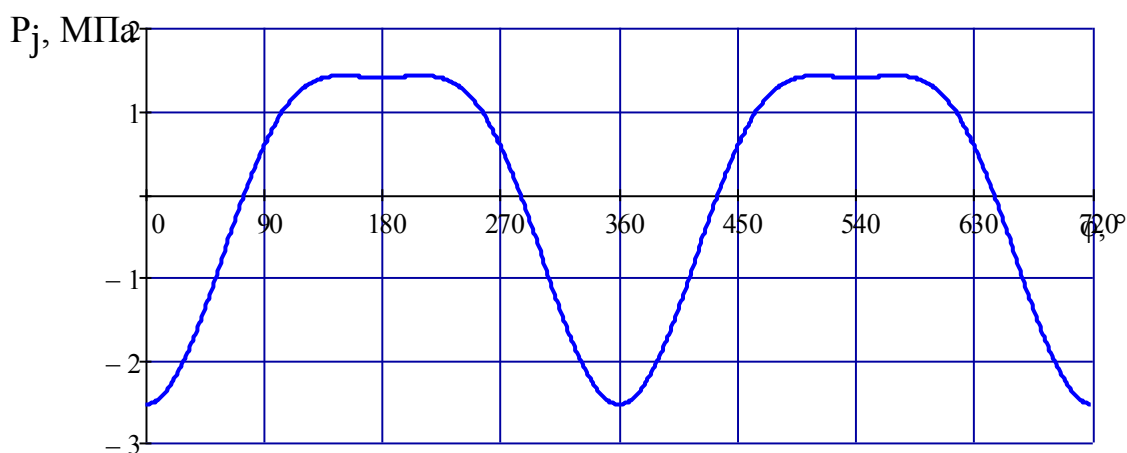


Рисунок 2.8 - график удельной силы инерции, действующей на поршень по углу ПКВ.

2.3.9 Центробежные силы инерции вращ. масс

$$K_R := -m_R \cdot \frac{S \cdot 10^{-3}}{2} \cdot \left(\frac{\pi \cdot n_N}{30} \right)^2 \cdot 10^{-3} \quad K_R = -16.24 \text{ (кН)}$$

2.3.10 Центробежные силы инерции вращ. масс шатуна

$$K_{R.ш} := -m_{ш.к} \cdot \left[\frac{S \cdot 10^{-3}}{2} \cdot \left(\frac{\pi \cdot n_N}{30} \right)^2 \right] \cdot 10^{-3} \quad K_{R.ш} = -7.1 \text{ (кН)}$$

2.3.11 Центробежные силы инерции вращ. масс кривошипа

$$K_{R.к} := -m_k \cdot \left[\frac{S \cdot 10^{-3}}{2} \cdot \left(\frac{\pi \cdot n_N}{30} \right)^2 \right] \cdot 10^{-3} \quad K_{R.к} = -9.14 \text{ (кН)}$$

2.3.12 Сила сосредоточенная на оси поршневого пальца

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

На рисунке 2.9 представлены графики удельных сил, действующих на поршень по углу ПКВ с точкой приложения на оси поршневого пальца.

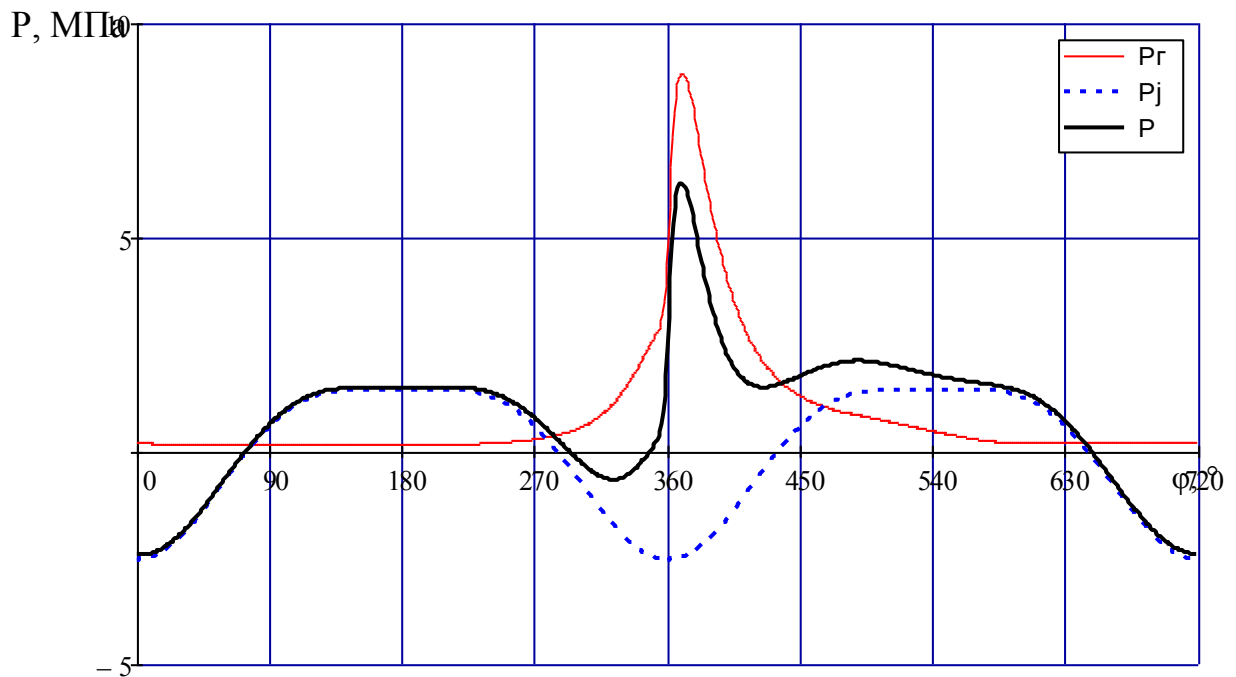


Рисунок 2.9 - Графики удельных сил, действующих на поршень по углу ПКВ с точкой приложения на оси поршневого пальца

2.3.13 Сила действующая перпендикулярно оси цилиндра (воспринимается стенками цилиндра)

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

2.3.14 Сила действующая вдоль шатуна

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

На рисунке 2.10 представлены графики удельных сил, действующих на стенку цилиндра и вдоль шатуна, по углу ПКВ.

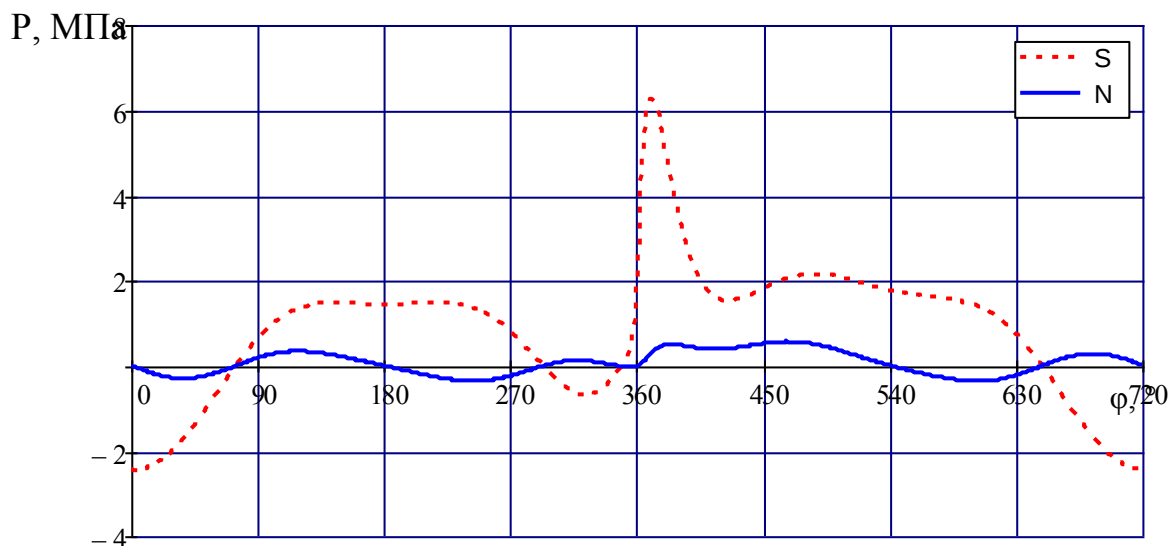


Рисунок 2.10 - Графики удельных сил, действующих на стенку цилиндра и вдоль шатуна, по углу ПКВ

2.3.15 Удельная сила, действующая вдоль шатуна

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

2.3.16 Удельная и полная тангенциальная сила, направленная по касательной к окружности радиуса кривошипа

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

2.3.17 Среднее значение тангенциальной силы

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

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

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

На рисунке 2.11 представлены графики удельных сил, направленная по радиусу кривошипа и тангенциально, по углу ПКВ.

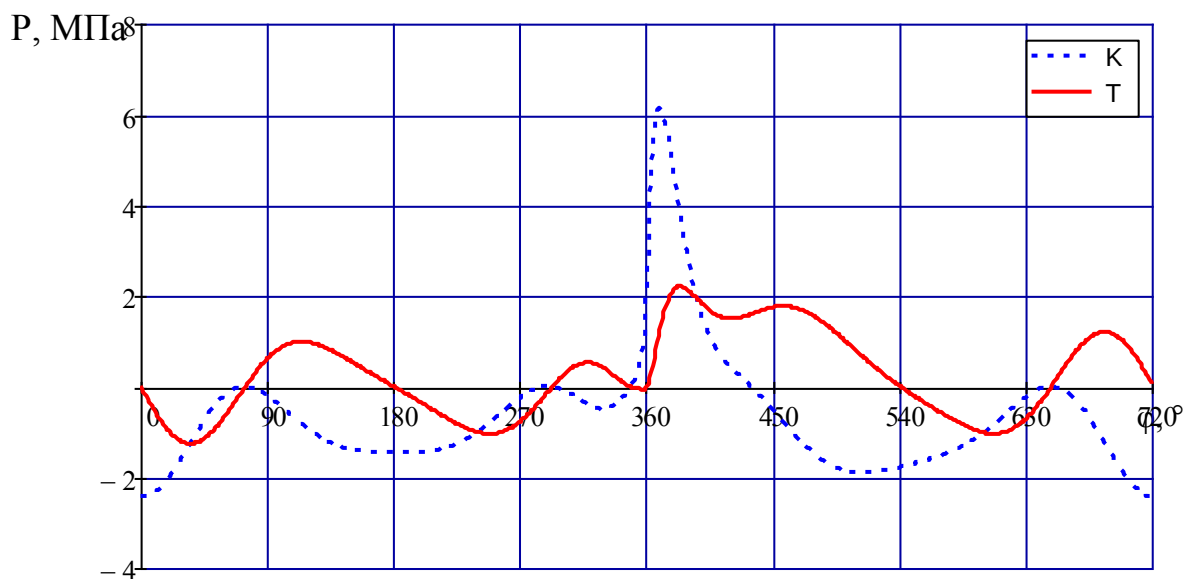


Рисунок 2.11 - Графики удельных сил, направленная по радиусу кривошипа и тангенциально, по углу ПКВ

2.3.18 Крутящий момент одного цилиндра

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

2.3.19 Суммарный крутящий момент

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

$$M'_{кр.ср} := \frac{M_{e3}}{\eta_{M3}} \quad M'_{кр.ср} = 189.715 \text{ (Н м)} - \text{средний суммарный крутящий момент}$$

$$M_{кр.ср} := \frac{\sum M_{кр}}{180} \quad M_{кр.ср} = 179.3512 \text{ (Н м)}$$

$$\Delta := \left| \frac{M'_{кр.ср} - M_{кр.ср}}{M'_{кр.ср}} \right| \cdot 100 \quad \Delta = 5.463 \%$$

На рисунке 2.12 представлены графики крутящего момента для 1-го цилиндра и суммарного крутящего момента, по углу ПКВ.

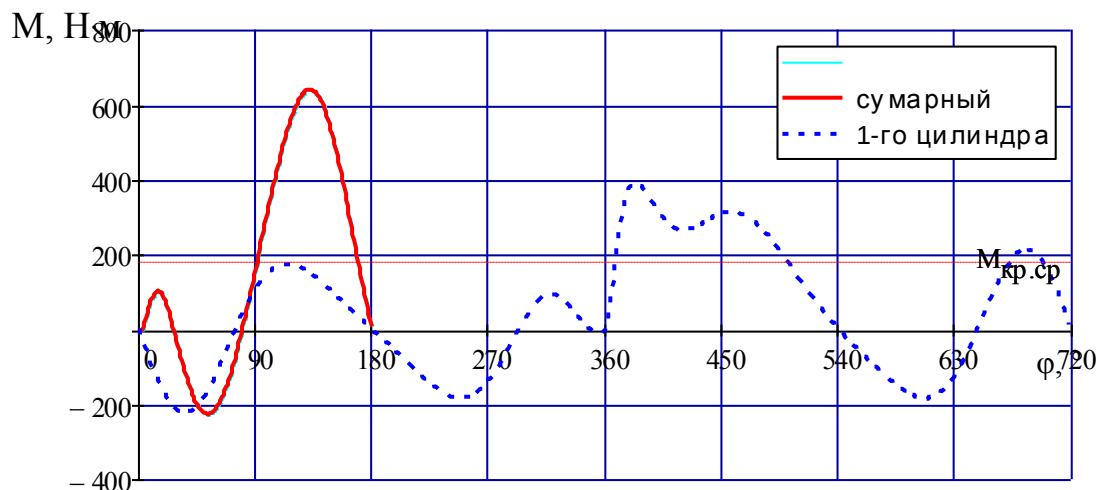


Рисунок 2.12 - Графики крутящего момента для 1-го цилиндра и суммарного крутящего момента, по углу ПКВ

2.3.20 Суммарная сила, действующая на шатунную шейку по радиусу

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

$$R_{ш.ш_k} := \sqrt{\left(p_{T_k} \cdot 10^3 \cdot F_{II} \right)^2 + \left| P_{K_k} \right|^2} \quad R_{ш.ш.ср} := \frac{\sum_k R_{ш.ш_k}}{720} \quad R_{ш.ш.ср} = 12.319 \text{ (кН)}$$

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

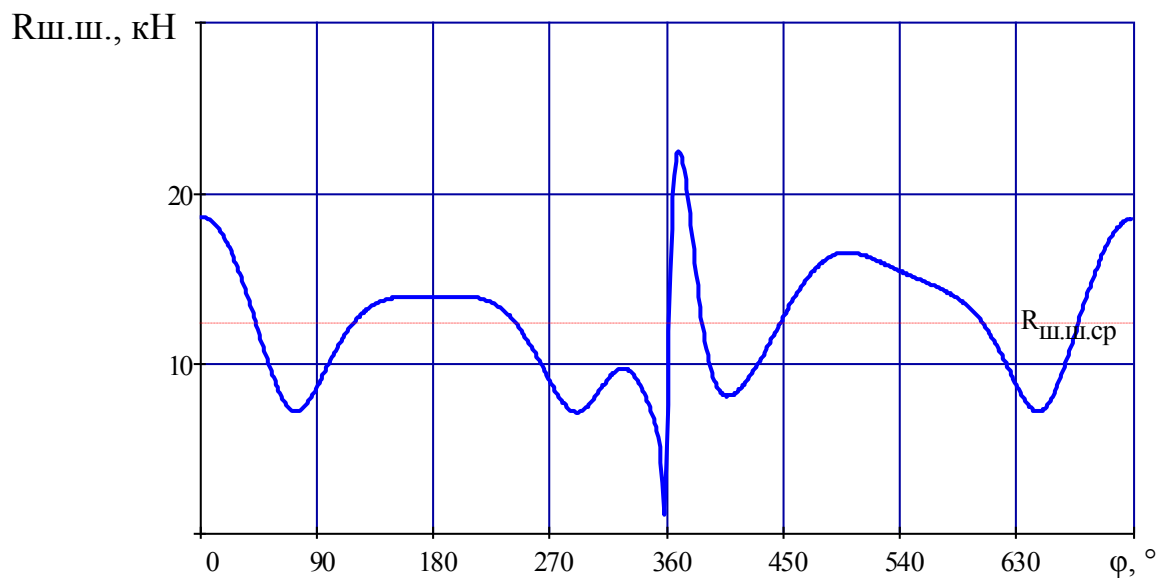


Рисунок 2.13 - График силы $R_{ш.ш.}$ в прямоугольных координатах.

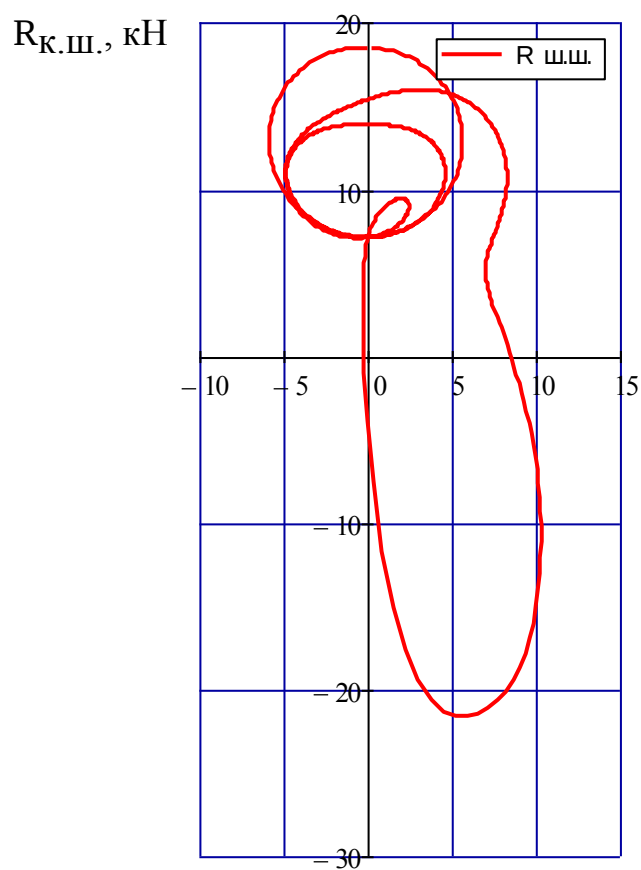


Рисунок 2.14 - График силы $R_{ш.ш.}$ в полярных координатах.

На рисунке 2.15 представлена диаграмма износа шатунной шейки.

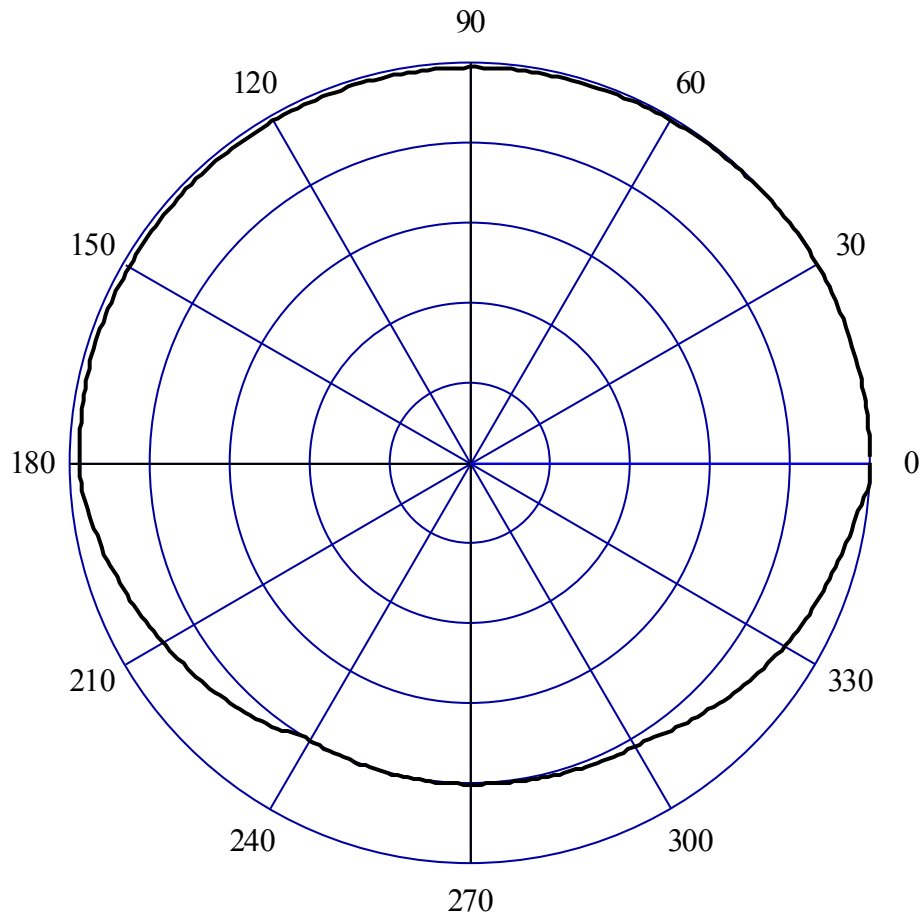


Рисунок 2.15 - Диаграмма износа шатунной шейки.

2.3.21 Суммарные силы, действующие на колено вала по радиусу кривошипа

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

2.3.22 Результирующая сила, действующая на колено вала

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

2.3.23 Силы действующие на коренные шейки

1(5)-я коренная шейка

$$T_{K.ш1_k} := 0.5 \cdot T_{K1_k} \quad K_{P_{K.ш1_k}} := 0.5 \cdot K_{P_{K1_k}} \quad R_{K.ш1_k} := \sqrt{\left| T_{K.ш1_k} \right|^2 + \left| K_{P_{K.ш1_k}} \right|^2}$$

На рисунке 2.16 и 2.17 показаны графики силы $R_{к.ш.}$ в прямоугольных и полярных координатах, действующие на 1-ю коренную шейку.

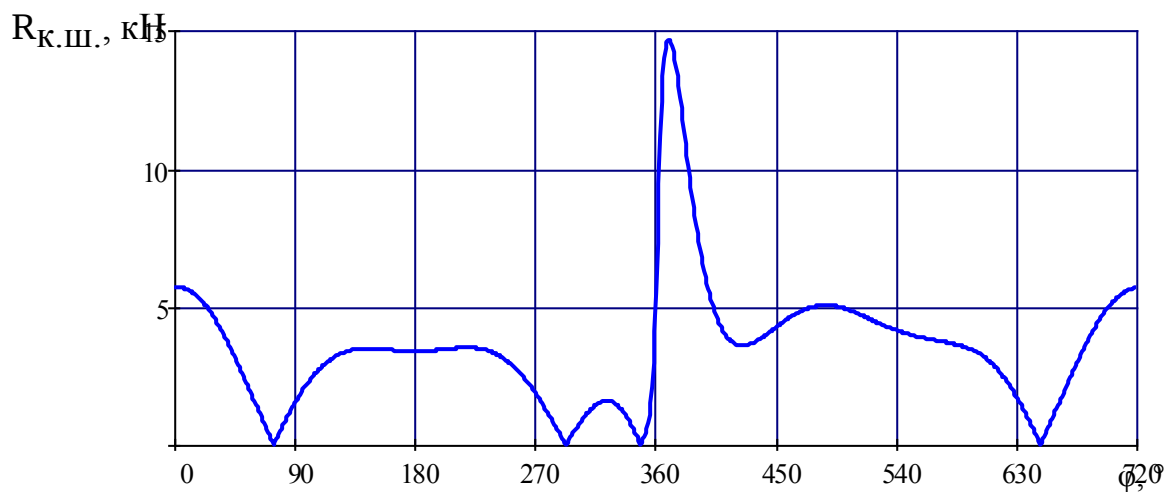


Рисунок 2.16 - график силы $R_{к.ш.}$ в прямоугольных координатах, действующая на 1-ю коренную шейку

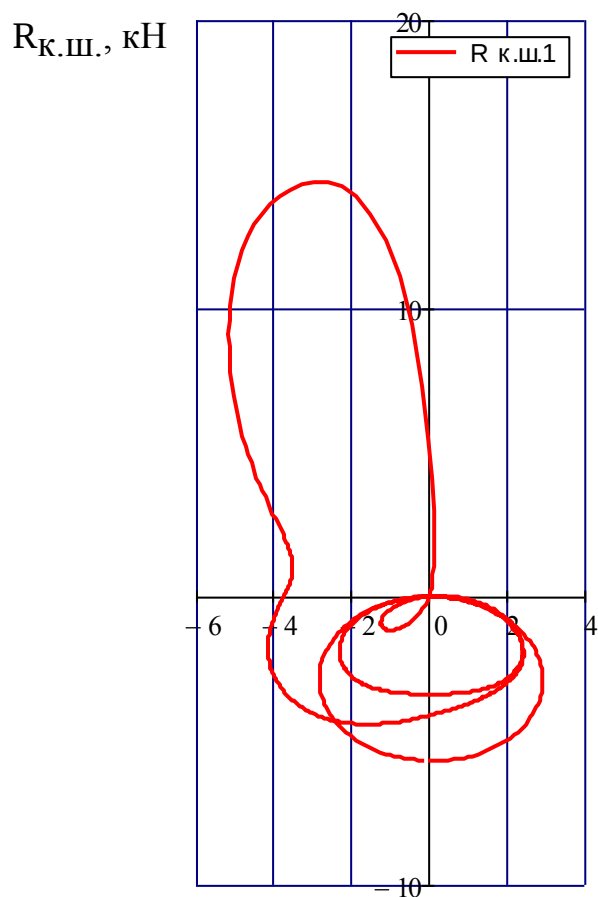


Рисунок 2.17 - график силы $R_{к.ш.}$ в полярных координатах, действующая на 1-ю коренную шейку

На рисунке 2.18 представлена диаграмма износа 1-й коренной шейки.

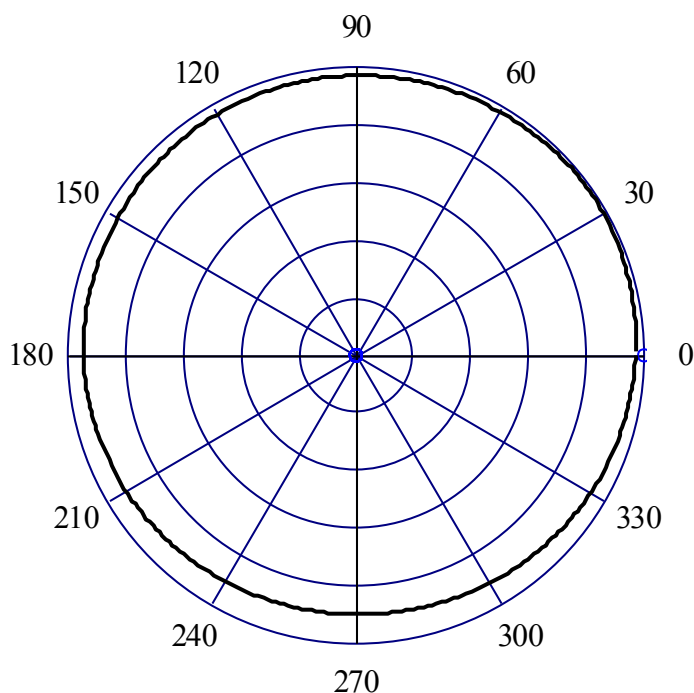


Рисунок 2.18 - Диаграмма износа 1-й коренной шейки

2(4)-я коренная шейка

$$k1 := 1..540 \quad T_{k2_{k1}} := T_{k1_{k1+180}} \quad K_{P_{k2_{k1}}} := K_{P_{k1_{k1+180}}}$$

$$k1 := 541..720 \quad T_{k2_{k1}} := T_{k1_{k1-540}} \quad K_{P_{k2_{k1}}} := K_{P_{k1_{k1-540}}}$$

$$T_{к.ш2_k} := -0.5 \left| T_{к1_k} - T_{к2_k} \right| \quad K_{P_{к.ш2_k}} := -0.5 \left| K_{P_{к1_k}} - K_{P_{к2_k}} \right|$$

$$R_{к.ш2_k} := \sqrt{\left| T_{к.ш2_k} \right|^2 + \left| K_{P_{к.ш2_k}} \right|^2}$$

На рисунке 2.19 и 2.20 показаны графики силы $R_{к.ш.}$ в прямоугольных и полярных координатах, действующие на 2(4)-ю коренную шейку.

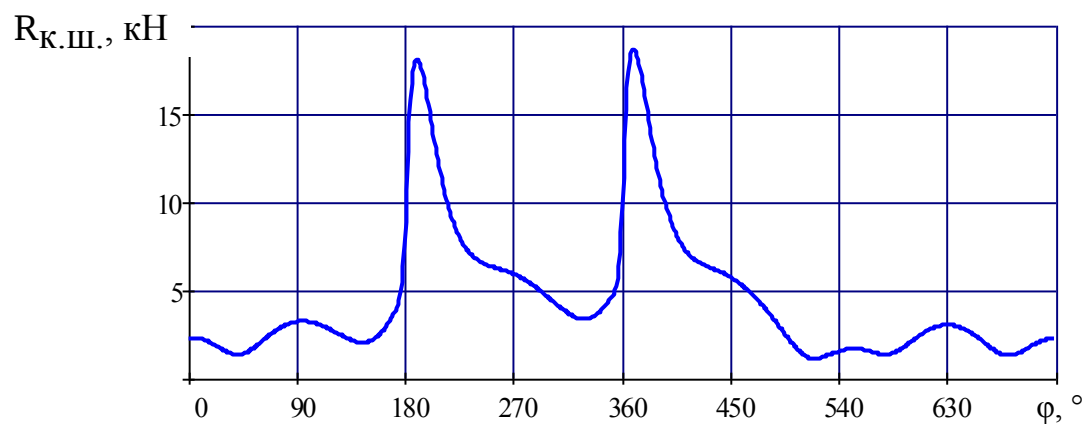


Рисунок 2.19 - График силы $R_{к.ш.}$ в прямоугольных координатах, действующая на 2(4)-ю коренную шейку

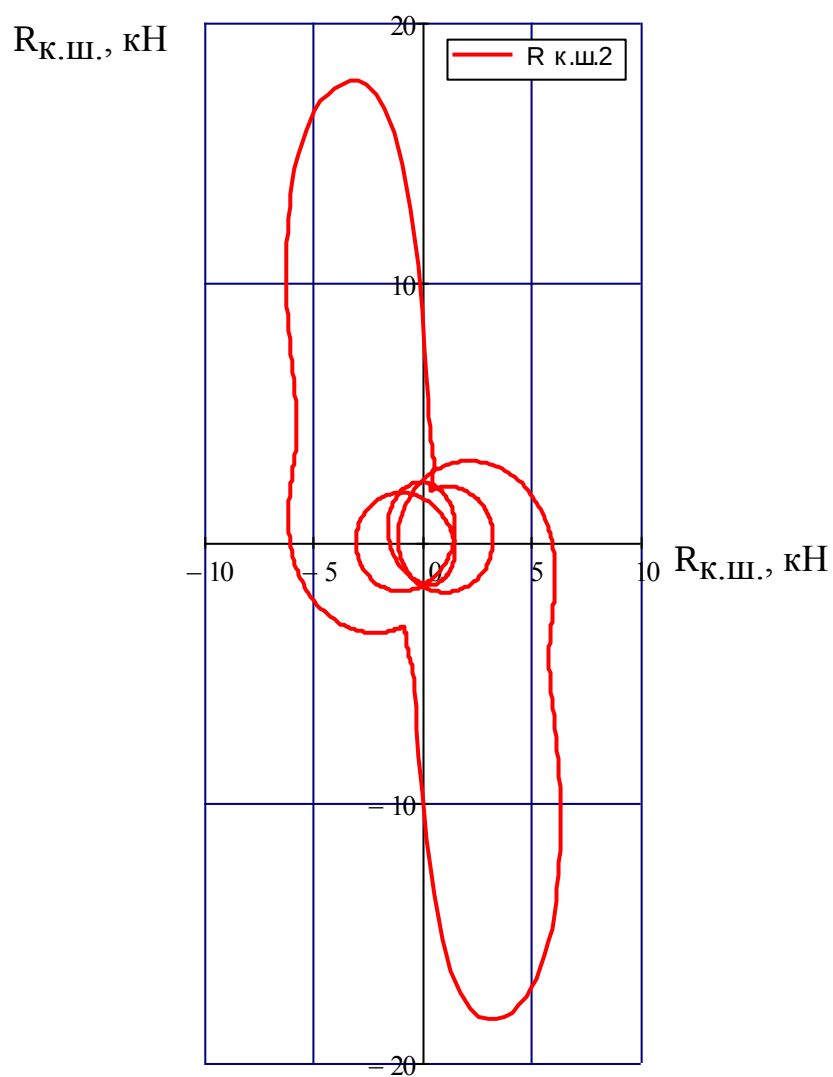


Рисунок 2.20 - График силы $R_{к.ш.}$ в полярных координатах, действующая на 2(4)-ю коренную шейку

На рисунке 2.21 представлена диаграмма износа 2(4)-й коренной шейки.

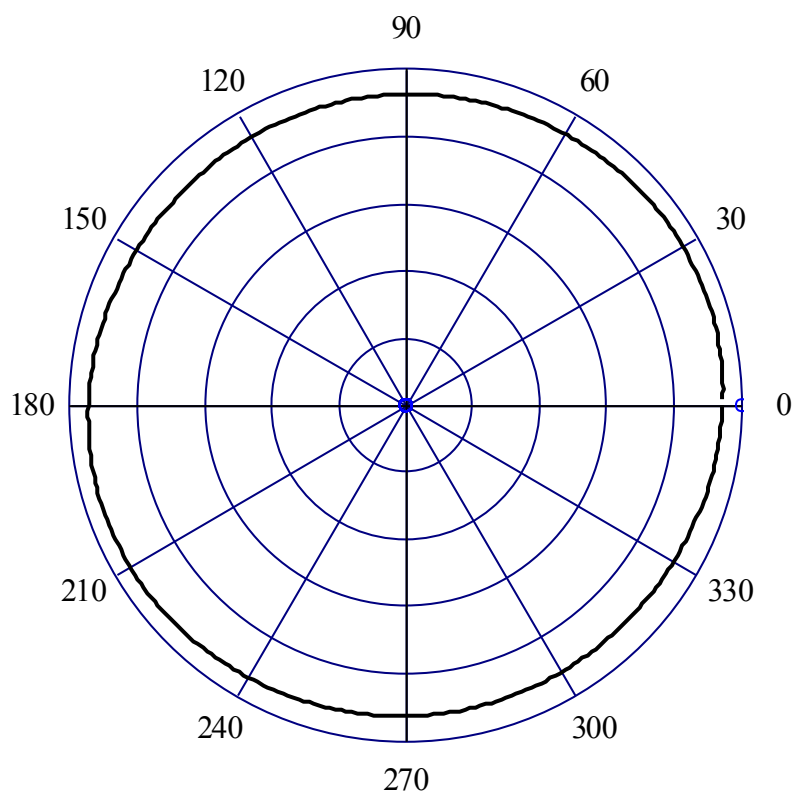


Рисунок 2.21 - Диаграмма износа 2(4)-й коренной шейки

3-я коренная шейка

$$k1 := 1..180$$

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

$$K_{P_{k3}_{k1}} := K_{P_{k1}_{k1+540}}$$

$$k1 := 181..720$$

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

$$K_{P_{k3}_{k1}} := K_{P_{k1}_{k1-180}}$$

$$T_{k.ш3_k} := -0.5 \cdot |T_{k2_k} + T_{k3_k}|$$

$$K_{P_{k.ш3_k}} := -0.5 \cdot |K_{P_{k2_k}} + K_{P_{k3_k}}|$$

$$R_{k.ш3_k} := \sqrt{|T_{k.ш3_k}|^2 + |K_{P_{k.ш3_k}}|^2}$$

На рисунке 2.22 и 2.23 показаны графики силы $R_{к.ш.}$ в прямоугольных и полярных координатах, действующие на 3-ю коренную шейку.

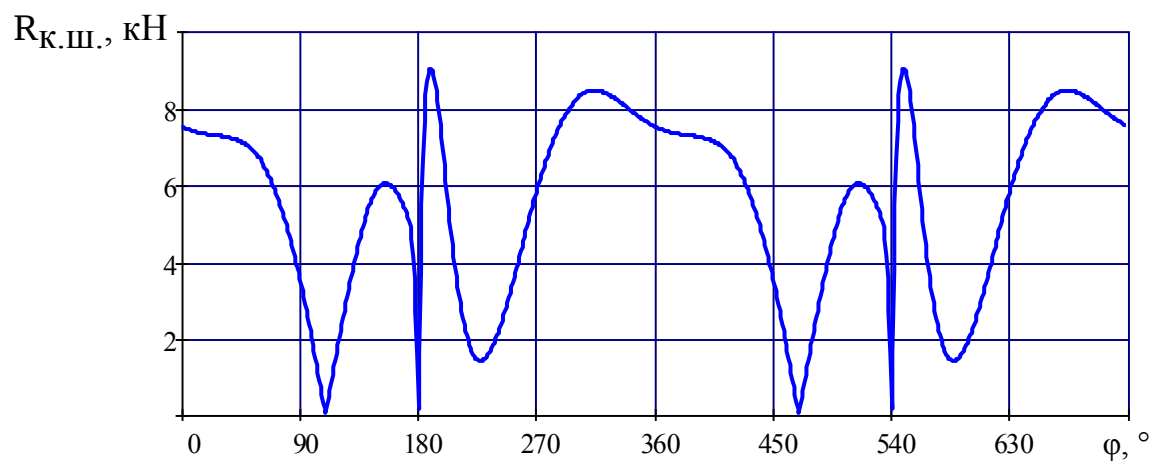


Рисунок 2.22 - график силы $R_{к.ш.}$ в прямоугольных координатах, действующей на 3-ю коренную шейку

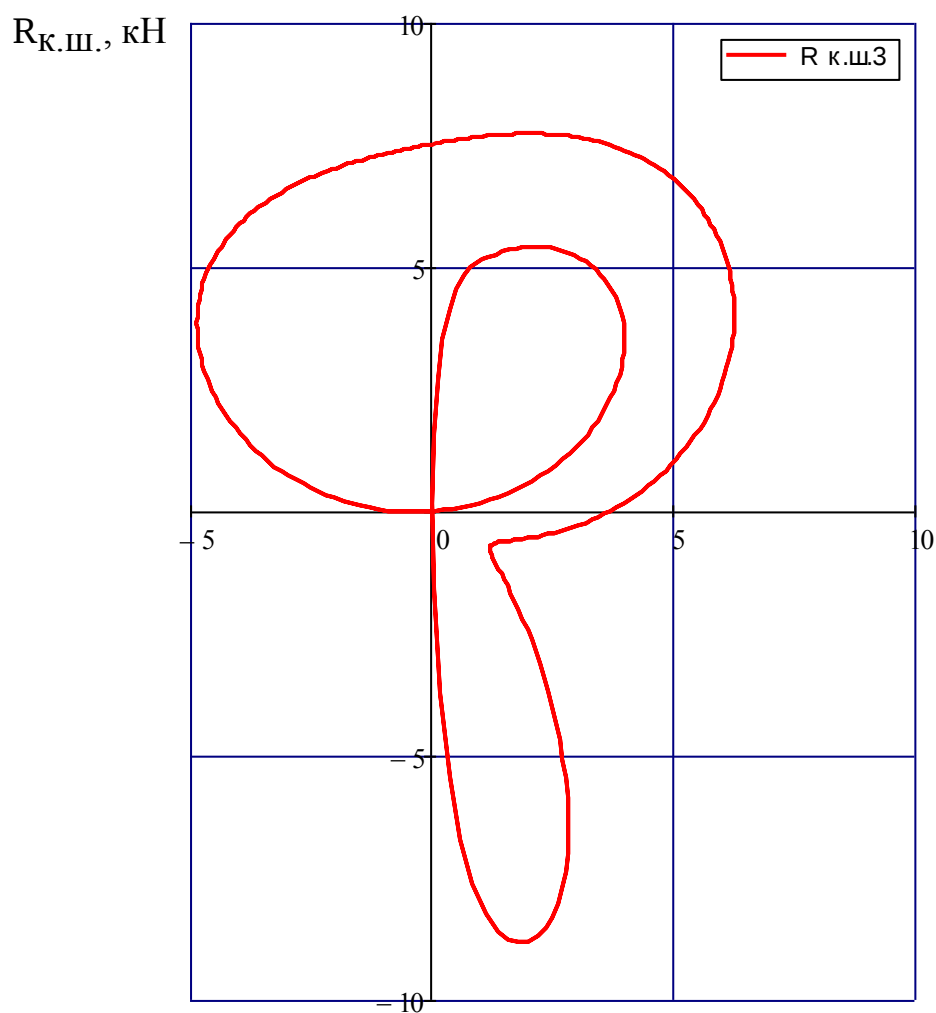


Рисунок 2.23 - график силы $R_{к.ш.}$ в полярных координатах, действующей на 3-ю коренную шейку

На рисунке 2.24 представлена диаграмма износа 3-й коренной шейки.

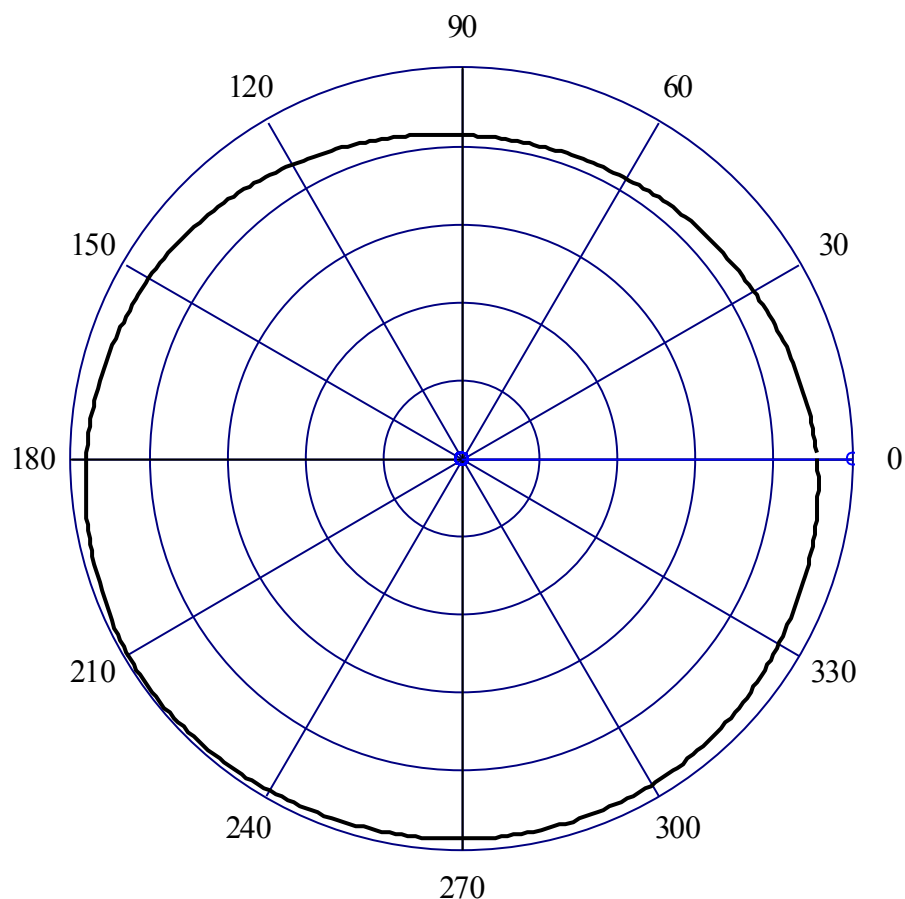


Рисунок 2.24 - Диаграмма износа 3-й коренной шейки

2.4 Уравновешивание двигателя

2.4.1 Силы инерции второго порядка для всех цилиндров

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

На рисунке 2.25 представлен график неуравновешенных сил инерции второго порядка.

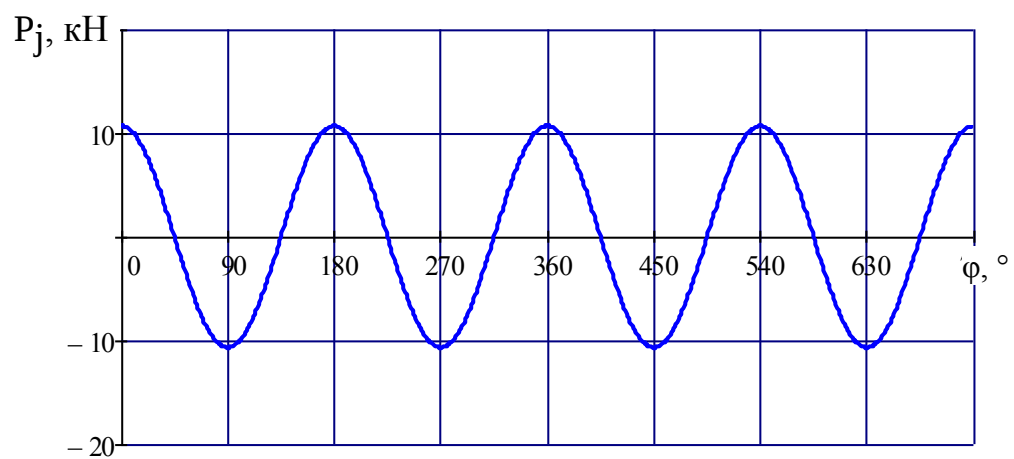


Рисунок 2.25 - График неуравновешенных сил инерции второго порядка

3 Спецчасть

Для моделирования в программном комплексе AVL Boost за основу был взят двигатель ВАЗ-11194 производства АВТОВАЗ. В таблице 1 представлены основные параметры двигателя заданные для создания модели.

Таблица 1 - основные параметры двигателя заданные для создания модели.

Диаметр цилиндра	76,5 мм
Ход поршня	75,6 мм
Длина шатуна	128 мм
Общий рабочий объем	1,4 л
Рабочий объем отдельных цилиндров	0,35 л
Количество цилиндров	4
Порядок зажигания	1-3-4-2
Степень сжатия	8,5
Внутренний диаметр седла клапана	26,4 мм
Количество клапанов	2
Подъем	8,7 мм
Внутренний диаметр седла клапана	22,5 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 создания модели двигателя с наддувом от приводного нагнетателя была использована обычная модель двигателя 1.4 л., в модели двигателя установлен компрессор с приводом от коленчатого вала [19], установлен в систему по ходу движения воздуха, «обвязан» трубами («пайпингами»), проходящими через охладитель. Диаметры и длины патрубков выбраны с учетом деталей современных двигателей с наддувом от приводного нагнетателя.

На рисунке 3.1 показана модель двигателя, созданная в программном комплексе AVL BOOST.

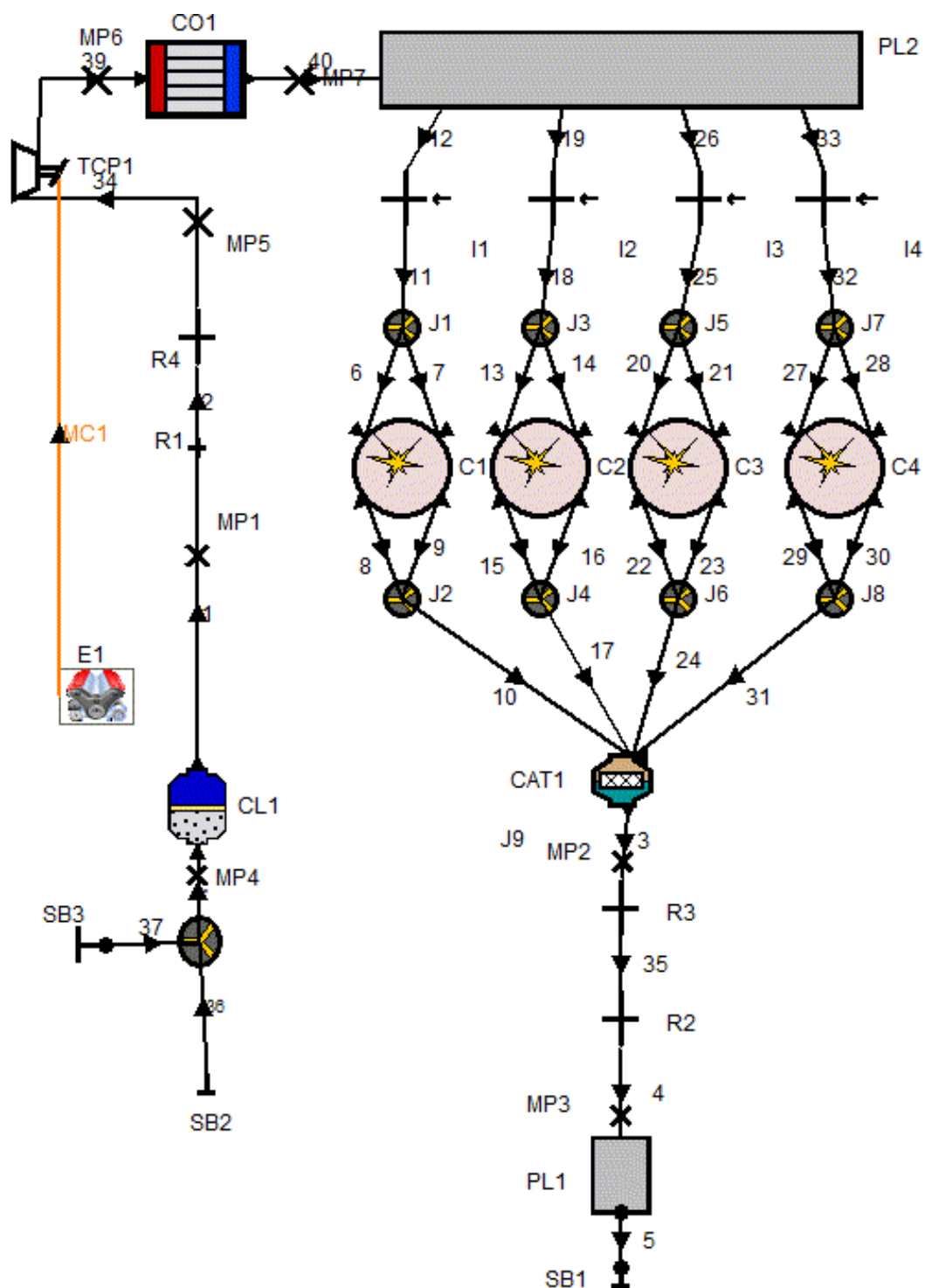


Рисунок 3.1 – Модель двигателя, созданная в программном комплексе AVL BOOST

4 Данные расчета на имитационной модели

Для моделирования течения газа в каналах двигателя [20] используется одномерная (1D) модель и решаются следующие уравнения:

- уравнение сохранения массы (уравнение неразрывности):

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

- уравнение сохранения момента количества движения:

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

- уравнение 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 ρ – плотность, кг/м³;

u – скорость, м/с;

p – давление, Па;

A – площадь поперечного сечения, м²;

dx – длина контрольного объема, м.

Для моделирования процессов в цилиндре двигателя используется нульмерная (0D) модель и решаются следующие уравнения:

- уравнение 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:

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

- уравнение закона идеального газа:

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

На рисунке 4.1 показан график эффективной мощности и эффективного крутящего момента, в зависимости от оборотов коленчатого вала, полученный в результате расчета.

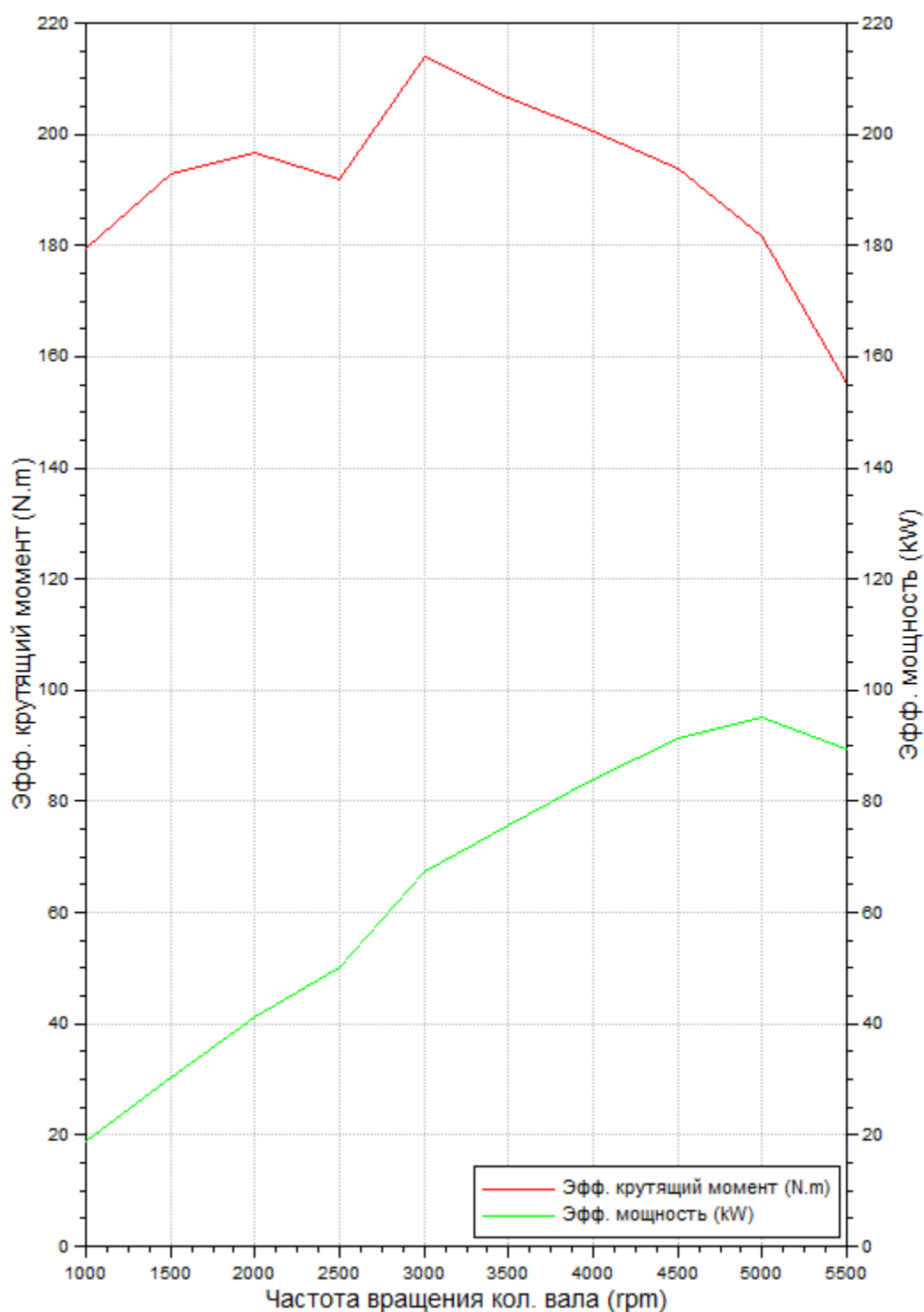


Рисунок 4.1 – График эффективной мощности и эффективного крутящего момента

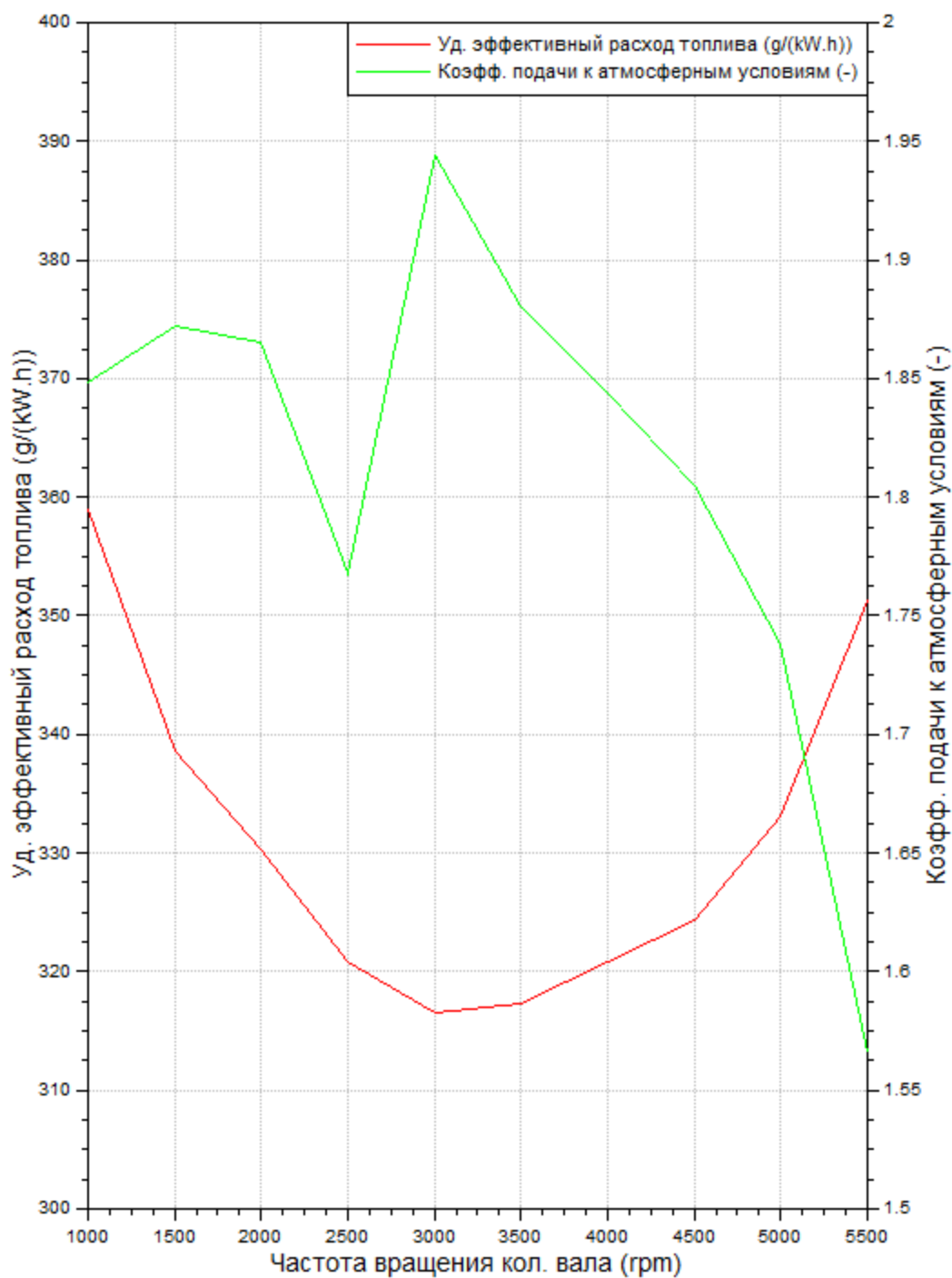


Рисунок 4.2 – График удельного эффективного расхода топлива и коэффициента подачи к атмосферным условиям

Для вывода графиков нагрузочной характеристики задана таблица «Case». Таблица «Case» представлена в Приложении А.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данной работе спроектирован бензиновый 4-х тактный двигатель с номинальной мощностью $N_e=100$ кВт при $n=5800$ мин⁻¹, с максимальным крутящим моментом $M_{\max}=190$ Нм при $n=3400$ мин⁻¹. Удельные показатели $N_l=47,81$ кВт/л и $g_e=231$ г/кВтч.

Уточненный расчет проводился в программном комплексе AVL Boost с учетом характеристик агрегата наддува. Уточненная мощность $N_e=95$ кВт при $n=5000$ мин⁻¹, крутящий момент $M_{\max}=213$ Нм при $n=3000$ мин⁻¹

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Heikrodt K., Rotary Piston Supercharger for Spark Ignition and Diesel Engines. SAE-paper 890456, 1989
2. Stosic N., Smith I.K., Kovacevic A. Combined Compressor-Expander in Fuel Cell Application. COBEM 2003, 17th International Congress of Mechanical Engineers, Sao Paulo, November 10-14, 2003
3. Lange, P., Isaksson, K., Fransson, H., 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. Наumenко, Л.В. Грехова – М.: МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2007.
8. Способ холодного пуска двигателя внутреннего сгорания поршневого типа. Авторы: Борисов А.О., Байбурин 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. Благоев, Е. Э. Пределный максимальный коэффициент расхода сужающих устройств гидросистем [Текст] / Е. Э. Благоев // 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. 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.-638с.

14. 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

15. 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

16. Кальней, Е.Д. и др. Патент РФ №2372524 Компрессор-экспандер с коническими роторами // Бюл. изобр. №31 10.11.2009

17. Литвин, Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений [Текст] / Ф.Л. Литвин - М.: Наука, 1968

18. 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.

19. 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

20. 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 ⁻¹	Головка блока цилиндров, К	Продолжи тельность сгорания, град	Температу ра стенки выпускног о канала, К	Температура стенки блока цилиндров в НМТ, К	Температура стенки блока цилиндров в ВМТ, К	Начало процесса сгорания, град	Показате ль сгор. Вибе	Соотношен ие 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