

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования  
«Тольяттинский государственный университет»

Институт машиностроения

(наименование института полностью)

Кафедра «Энергетические машины и системы управления»

(наименование кафедры)

13.03.03 «Энергетическое машиностроение»

(код и наименование направления подготовки, специальности)

Двигатели внутреннего сгорания

(направленность (профиль/специализация))

## БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

на тему Улучшение виброакустических характеристик двигателей  
семейства ВАЗ

Студент

П.Э. Кравцов

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Руководитель

Д.А. Павлов

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Консультанты

М.И. Фесина

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

А.Г. Егоров

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

С.А. Гудкова

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

**Допустить к защите**

Заведующий кафедрой

к.т.н., доцент Д.А. Павлов

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

(личная подпись)

« \_\_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2019 г.

Тольятти 2019

## Аннотация

Название дипломной работы - "Улучшение виброакустических характеристик двигателей ВАЗ". Данная дипломная работа посвящена различным способам погашения шума двигателей, анализу их преимуществ и недостатков, произведенному тепловому расчету базовых и модернизированных двигателей, а также предложенной структурной схеме осуществления изменений на базовом двигателе.

Данная дипломная работа состоит из пояснительной записки на 69 страницах, введения, включая 9 таблиц, списка из 25 источников, 3 приложений и чертежей на 6 листах А1. На основании результатов анализа различных систем шумоподавления сделан выбор способа снижения веса противовесов на коленчатом валу путем установки облегченных штоков.

Дипломная работа может быть разделена на следующие логически взаимосвязанные части:

- тепловой баланс и тепловой расчет двигателя, где рассчитаны основные параметры двигателя.

- кинематический расчет, изображающий изменение кинематических параметров данного двигателя.

- динамический расчет, изображающий силу и нагрузку, действующие на кривошипно-шатунный механизм.

- расчет противовесов на коленчатом валу в разделе специальной части, их влияние на массу двигателя и фоновый шум. Анализ и оценку облегченных шатунов и противовесов на коленчатом валу модернизированного двигателя.

Графическая часть работы содержит 6 листов формата А1. К ним относятся чертежи двигателя: сборочный чертеж, обзорные виды, вид в разрезе.

Сравнение численных результатов с расчётами базового двигателя подтверждает улучшение виброакустических характеристик модернизированного двигателя и снижение уровня шума автомобиля.

## Abstract

The title of the graduation work is Improving vibroacoustic characteristics of VAZ engines. This graduation work is about the different methods of the engine noise cancellation, the analysis of their advantages and disadvantages, the heat calculation of the basic and upgraded engines.

The senior thesis consists of an explanatory note on 69 pages, introduction, including 9 tables, the list of 25 references 3 appendices, and the graphic part on 6 A1 sheets.

The graduation work is divided into several logically connected parts which are:

- thermal balance and thermal calculation of the engine, where the main parameters of the engine are calculated.
- kinematic calculation showing the change in the kinematic parameters of the engine.
- dynamic calculation showing the force and load acting on the crank mechanism.
- calculation of counterweights on the crankshaft in the section of the special part their impact on the engine weight and background noise. Analysis and evaluation of installed connecting rods and counterweights on the crankshaft of the upgraded engine.
- analysis of the environmental impact and safety of the new engine.

The graphic part of the work contains 6 sheets of A1 format. These include drawings of the engine: assembly drawing, scenic views, cross-section view.

The comparison of numerical results with results of basic engine confirms that the vibroacoustic characteristics of the modernized engine have improved and the noise level of the car has been reduced.

## СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
1 Обзор методов снижения уровня шума автомобильных ДВС .....	7
1.1 Основные источники шума .....	7
1.2 Обзор способов уменьшения шума .....	10
1.3 Обзор модернизируемого двигателя .....	19
2 Тепловой расчет двигателя .....	22
2.1 Исходные данные.....	22
2.2 Расчёт наполнения цилиндров .....	22
2.3 Процесс сжатия рабочего тела.....	24
2.4 Термохимический расчет.....	25
2.5 Термодинамический расчет.....	26
2.6 Расчет процесса расширения и выпуска.....	28
2.7 Индикаторные показатели рабочего цикла .....	29
2.8 Эффективные показатели и параметры двигателя .....	30
2.9 Индикаторные диаграммы и ВСХ.....	32
3. Расчёт кинематики и динамики .....	37
3.1 Кинематический расчёт .....	37
3.2 Динамический расчёт .....	39
4 Специальная часть .....	52
5 Безопасность и экологичность бакалаврской работы .....	56
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	57
СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ.....	58
ПРИЛОЖЕНИЕ А .....	61
ПРИЛОЖЕНИЕ Б .....	63
ПРИЛОЖЕНИЕ В .....	66

## ВВЕДЕНИЕ

Проблема высокого шумового загрязнения окружающей среды является особенно актуальной в наши дни, когда растёт число автотранспортных средств. Одним из самых крупных источников шума являются двигатели внутреннего сгорания. Снижение уровня шума невозможно без исследования шумового образования и способов предотвращения.

Анализ спектров звуковой энергии, излучаемой автомобилями в окружающую среду, показывает, что автомобиль является преимущественно источником низкочастотного шума, обладающего высокой проникающей способностью и градостроительные шумозащитные мероприятия, в связи с этим, являются малоэффективными. Таким образом, создание низкошумных конструкций автомобилей следует считать одним из наиболее эффективных и экономически целесообразных способов уменьшения шумового фона в жилой зоне. Звуковая энергия, обусловленная вибрацией поверхностей корпусных деталей и аэродинамическим возбуждением от систем газообмена ДВС, как правило, практически полностью определяют уровень внешнего шума современных легковых автомобилей. Причем, если уровни внешнего шума в средне- и высокочастотном диапазоне определяются излучением от корпусных деталей, то уровни в низкочастотном диапазоне, как правило, формируются излучением аэродинамического характера от системы впуска ДВС.

Значительное влияние на низкочастотную энергию, излучаемую в окружающую среду системой впуска ДВС, оказывает конструкция моторного отсека автомобиля, что вызывает необходимость исследования совместной излучательной системы "система впуска ДВС - моторный отсек автомобиля". Таким образом, успешное решение проблемы уменьшения излучения шумовой энергии в окружающую среду от легковых автомобилей связано, в первую очередь, с созданием низкошумных конструкций корпусных деталей двигателя, системы впуска двигателя и моторного отсека автомобиля.

Целью работы является теоретическое и экспериментальное исследование

путей уменьшения шума двигателя легкового автомобиля за счёт внесения конструктивных изменений на примере двигателя ВАЗ 21127.

# 1 Обзор методов снижения уровня шума автомобильных ДВС

## 1.1 Основные источники шума двигателя легкового автомобиля.

Шум ПД, в зависимости от механизма его образования, можно разделить на аэродинамический (газодинамический) и механический (структурный) [2].

Шум, возникновение которого связано с процессом сгорания, имеет газодинамическую природу, но проявляется в основном в результате механического взаимодействия деталей цилиндра-поршневой группы (ЦПГ) и кривошипно-шатунного механизма (КШМ) с остовом. Непосредственное проникновение газодинамических колебаний через стенки цилиндра также имеет место и в некоторых случаях может играть существенную роль.

Механический шум излучается остовом ПД. Его уровень зависит от сил возбуждения, импеданса передачи и коэффициента излучения.

Основной причиной механического шума у тронковых двигателей являются удары поршней при переключке. Определенную роль играют и удары в подшипниках КШМ. Шум от ударов поршней и в подшипниках КШМ вызван действием сил давления газов и инерционных сил возвратно-поступательного движения КШМ. В крейцкопфных дизелях шум от ударов поршней практически отсутствует, поскольку сила давления поршня на гильзу воспринимается ползуном крейцкопфа.

Механический шум также вызывают клапанно-распределительный механизм (КРМ), топливная аппаратура (ТА), а также агрегаты наддува (АН).

Аэродинамический (газодинамический) шум связан с системой воздухообмена ПД и непосредственно с тактами всасывания и выпуска. Интенсивным источником шума системы турбонаддува являются компрессор, его впускной и нагнетательный тракты, включающие диффузор с улиткой, холодильник наддувочного воздуха и ресивер. У четырехтактных ПД без наддува (а иногда и с наддувом) во всасывающем тракте, вследствие резонансных явлений, возникают низкочастотные колебания воздуха. У двухтактных дизелей возможен резонанс столба воздуха в ресивере создаваемого возмущающими усилиями вследствие заброса газов из цилиндров.

Газодинамические импульсы, возникающие в первоначальные периоды выпуска газов (свободный выпуск), вызывают колебания стенок выпускного тракта в широком диапазоне частот и при его жестком креплении к корпусным конструкциям распространяются в виде структурного шума.

На основании исследований большого количества дизелей основные источники шума располагаются в порядке убывания их интенсивности в следующем порядке:

1. системы впуска и выпуска;
2. процесс сгорания;
3. цилиндро-поршневая группа;
4. топливо-впрыскивающая аппаратура;
5. клапанно-распределительный механизм;
6. зубчатые передачи и т.п.

Рост среднего эффективного давления и максимального давления сгорания приводит к росту интенсивности пульсаций давления в системе воздухообращения ПД, и соответственно к росту уровней звука, излучаемого ПД, в том числе и газовыпускным трактом.

Основной причиной шума на выпуске являются колебания давления в потоке выпускных отработавших газов.

В момент открытия выпускных клапанов газы устремляются из рабочего цилиндра в выпускную систему, что приводит к интенсивному падению давления в цилиндре. Вследствие многократных отражений в цилиндре возникает затухающий газодинамический колебательный процесс. Подобный процесс происходит и в выпускном коллекторе. Изменения давления, возникшие в районе выпускных клапанов, распространяются по длине выпускного коллектора со скоростью, близкой к скорости звука. Кривая колебаний давления в выпускном коллекторе представляет собой периодически повторяющиеся импульсы. Эти импульсы сопровождаются резким периодическим усилением интенсивности шума на выпуске. Периодичность объясняется тем, что каждый импульс давле-



ния отработавших газов успевают затухнуть за время до следующего импульса.

В автотранспортных двигателях объем выпускного коллектора имеет порядок объема рабочего цилиндра и площадь сечения, близкую к площади проходного сечения горловины выпускного клапана (или клапанов) при максимальном объеме. Такое соотношение объемов определяет достаточно быстрое выравнивание давлений в цилиндре и выпускном коллекторе (рис. 2).

Они будут различаться на величину гидравлических потерь в клапанной щели или выпускном окне. Резкий подъем давления в системе наблюдается во время свободного выпуска. В дальнейшем характер изменения давления в цилиндре и коллекторе определяется соотношениями эффективных

проходных сечений выпускных органов, кинематикой поршня, а также объемом самого коллектора. Малый объем выпускного коллектора обуславливает значительные амплитуды колебаний давления газа от давления порядка начала выпуска до давления, близкого к давлению за выхлопным коллектором.

Наличие сложных колебательных процессов выпускных газов, а также вихреобразования на конструктивных элементах газовыпускного тракта обуславливает сплошной спектр шума на выпуске.

В спектре шума на выпуске наряду с интенсивными составляющими, частота которых кратна частоте тактов выпуска, имеются также составляющие шума, возникающие вследствие вихреобразования при протекании струи газа через переменное сечение выпускного клапана.

В проходных сечениях выпускных клапанов вследствие больших скоростей выхлопных газов образуются вихри, вызывающие так называемые щелевые звуки высокой частоты.

В связи с непрерывным изменением площади проходных сечений выпускных клапанов и объемов цилиндров в процессе такта выпуска, можно полагать, что спектр шума на выпуске, в большой мере обусловленный щелевыми звуками, будет также непрерывным.

Как показали исследования, интенсивность шума на выпуске пропорциональна 8-й степени скорости пульсации выхлопных газов, что и определяет вы-

сокий уровень воздушного шума на выпуске.

Кроме того, шум на выпуске характеризуется большой нестационарностью во времени, что оказывает существенное влияние на его субъективное восприятие.

Общий уровень и спектральный состав шума на выпуске в основном определяются числом оборотов коленчатого вала дизеля, числом рабочих цилиндров, величиной противодействия выпуску и «время-сечением» выпускных клапанов.

Вместе с тем уровень и частотный состав шума на выпуске зависят также от формы и размеров камеры сгорания и всего выпускного тракта.

Для снижения шума на выпуске следует уменьшать скорость пульсаций давления отработавших газов и препятствовать распространению шума через выпускные клапаны в атмосферу в момент их открытия.

## 1.2 Методы снижения шума двигателя

Для снижения шумности двигателя ВАЗ 21127 есть два направления:

Первое направление реализуется в основном: 1) применением капсул, акустически герметизирующих двигатель в подкапотном пространстве; 2) использованием звукопоглощающих и звукоотражающих экранов, устанавливаемых в направлении распространения звуковых волн от двигателя к точкам измерения шума при его нормативной оценке.

Капсулирование двигателя даёт наибольший акустический эффект. Лучшие конструкции звукоизолирующих капсул ДВС позволяют снизить уровни звука на 8...10 дБ. В конструкции капсул используются специальные материалы с высокими звукоизолирующими и звукопоглощающими свойствами. В настоящее время конструкции капсул изготавливают из полимерных материалов, имеющих: высокие показатели шумоизоляции и вибродемпфирования – акустическую эффективность 6...8 дБ А; малую плотность (около 350 г/м<sup>2</sup>) имеют массу 25...40 кг. Они увеличивают стоимость автомобиля среднего класса на 5...8%. Капсулирование не является целесообразным и перспективным способом шумоглушения на массовых автомобилях потребительского класса в основном по соображениям технико-экономического характера, требующих существенного увеличения его массы, габаритов и стоимости.

Звукоизолирующие и звукопоглощающие экраны, размещаемые в моторном отсеке: обладают меньшим по сравнению с капсулами акустическим эффектом; предполагают определенные затраты на их установку. При акустическом эффекте более 1,5...2 дБ А целесообразность таких мероприятий ограничивается: возрастающей материалоемкостью конструкции; усложнением обслуживания и эксплуатации автомобиля.

Более актуальным вопросом в настоящее время является совершенствование акустических качеств системы впуска, что связано с жесткими ограничениями её массогабаритных и гидравлических характеристик. Практика показала, что обязательные для систем впуска автомобилей воздухоочистители являются эффективными глушителями шума процесса впуска. Они выполняют, как

правило, роль камерного глушителя. При этом для эффективного снижения составляющей спектра шума с частотой, равной частоте следования тактов впуска, необходимо обеспечить нужную геометрию впускного тракта – в основном требуемую его длину. Для выполнения требований действующих нормативов достаточно иметь уровень излучаемой системой впуска звуковой мощности на 3...5 дБ А ниже аналогичного параметра структурного шума двигателя. Это требование на современных автомобилях в основном удовлетворяется без применения специальных глушителей шума впуска. Поддержание указанного соотношения уровней между шумом системы впуска и структурным шумом двигателя, особенно на низких частотах, которым соответствует значительная часть излучаемой звуковой мощности, требует существенного увеличения объёма и габаритов впускной системы для размещения в ней дополнительных резонаторных и активных шумоглушающих устройств. Это может создать серьёзные трудности при компоновке системы впуска на автомобиле. Более эффективной представляется комбинация традиционной системы выпуска и активного излучателя для подавления наиболее акустически активных гармоник низкочастотного шума. Его излучение контролируется микропроцессором и формируется в виде акустического сигнала, находящегося в противофазе сигналу заглушаемых гармоник. Экспериментальные образцы таких устройств простейшего исполнения: обеспечивают большой акустический эффект подавления шума впуска на низких частотах на 6...8 дБ А; не вызывают увеличения габаритов и массы впускной системы; обладают невысокой стоимостью; являются технологически доступными. Применение такого способа шумоглушения во впускных системах весьма перспективно.

Технология активного контроля шума (англ. active-noise-control (ANC)) использует аудиосистему автомобиля для уменьшения нежелательного шума, создаваемого двигателем. Чтобы уменьшить этот шум, инженеры используют активное акустическое управление или ANC для генерации сигналов шумоподавления, которые воспроизводятся на динамиках в кабине автомобиля.

Активное управление аудио звуками – это методология обработки сигнала

лов, которая уменьшает эффективную амплитуду звука для улучшения отношения сигнал/шум (SNR), что позволяет частично «заглушить» нежелательные шумы. Технология активного контроля шума также еще называют шумоподавлением (англ. audio noise reduction (ANR)). Данная методология основана на когерентной акустике, которая точно воспроизводит исходное звуковое поле во всех его формах. Она использует усилители и микрофоны внутри автомобиля, а также цифровую обработку сигналов (DSP) для подавления шумов. Звук можно описать как волну давления, состоящую из амплитуды и фазы.

Система шумоподавления встраивается в звуковое устройство, излучающее волну с одинаковой амплитудой, но с фазой на  $180^\circ$  (инвертированная фаза, также известная как противофаза) сдвинутой относительно исходной волны. Процесс рекомбинации двух волн основан на физическом принципе, называемом деструктивной интерференцией. Активный контроль шума достигается с помощью схем смешанного сигнала или DSP с алгоритмом управления для анализа формы сигнала звука для генерации усиленной противофазовой волны для преобразователя.

Эти системы все больше полагаются на интегрированные системы (SoC), оснащенные высокопроизводительными стандартными процессорами и программной инфраструктурой. Ресурсы в режиме реального времени необходимы для быстрого внедрения и завершения циклов управления обратной связью, чтобы шумоподавление работало должным образом.

Идеальный метод для реализации такого решения использует цифровую обработку сигнала. Типичная автомобильная система на базе ANC использует четыре или пять сабвуферов звуковой системы и добавляет три-шесть микрофонов. При такой настройке система может уменьшить шум в диапазоне от 30 до 250 Гц (спектр охватывает частоты зажигания четырехцилиндрового двигателя) в пассажирском салоне.

Особенности разработки

ANC генерирует противофазу ( $180^\circ$ ), которая идеально подходит к этому источнику помех. Чтобы получить максимально эффективные результаты, си-

стема ANC также должна быть расположена достаточно близко к источнику шума, главным образом передаваемого в одном направлении.

Системы ANC используют один из двух основных методов:

- Адаптивный метод удаления: он основан на одном или нескольких микрофонах для обнаружения шума и генерации противошумовой волны.
- Метод синтеза: он включает в себя выборку и сохранение ряда шумовых циклов и генерирование сигнала шумоподавления на основе сохраненной информации.

Такая система особенно полезна для таких приложений, как промышленное оборудование, динамические системы и бытовая техника.

На данной схеме блок Dff представляет собой звено задержки поступления звукового сигнала на динамик. Микрофон воспринимает звуковой сигнал и посылает его на фильтр  $G(\omega)$ , после чего происходит смешивание звуков для компенсации.

Система, как правило, строится либо на основании прогнозирования, где когерентный входной звуковой сигнал обнаруживается прежде, чем распространится далее, либо же используется управление с обратной связью, в которой активный регулятор шума пытается преодолеть помехи без входного звукового сигнала. Вариант 1 показан на блок-схеме выше, второй – на блок-схеме ниже.

В типичной конфигурации Гарвардская архитектура цифровой обработки сигналов представляет собой ядро системы — она может выполнять математическую обработку и манипулирование реальными сигналами, такими как голос, звук и видео. В приложении для подавления шума цифровая обработка сигнала исследует характеристики формы сигнала входного шума и затем генерирует его противошумовую форму. Поэтому человеческое ухо получает меньше «белого» шума, так как «фильтрация» происходит в реальном или почти реальном времени.

Кодеки необходимы в аудио приложениях, поскольку он может преобразовывать аналоговые сигналы реального мира (например, звук) в цифровые

сигналы для обработки микропроцессором и обратно к аналоговым для человеческого уха. Как правило, используют фильтры, работающие по методу наименьших средних квадратов или с конечным импульсным откликом, которые могут изменять коэффициенты во время работы, эффективно решать проблему фактической оценки шума и, таким образом, максимизировать производительность системы в реальных условиях.

Управление звуковыми помехами в транспортном средстве задача сложная, так как звук производится многими механическими компонентами, а также при взаимодействии объектов с дорогой и воздухом. Промышленные усилия во многом привели к снижению шума от автомобиля. В то же время были подняты опасения относительно полной тишины транспортных средств — они могут представлять опасность для пешеходов, которые, возможно, не смогут услышать приближающуюся машину. Технология активного контроля шума довольно эффективна и способна снизить его примерно на 20 дБ.

Активные способы снижения шума. Это направление шумоглушения структурного шума предполагает целенаправленные изменения: характера процессов в ДВС, вызывающих шум данного происхождения; конструкции двигателя, обеспечивающей поглощение колебательной энергии и ограничивающей передачу энергии на наружные поверхности, а также интенсивность излучения. Для конструктивного снижения шума используются: организации трения в сопряжениях соединенных деталей; включение в конструкцию специальных демпферов, например, в резьбовых соединениях (рис. 5.1). Данный метод пока не нашел широкого применения; изготовление корпусных деталей из материалов с высоким коэффициентом демпфирования. Такие материалы дорогие, а технология изготовления деталей из них достаточно сложна; Введение продольных ребер жесткости на стенках развала блок-картера, а также применение ребер в отдельных подструктурах конструкции деталей ДВС для повышения их жесткости с учетом технологических, эксплуатационных, а также габаритных проблем и ограничений; специальной продольной стяжки крышек коренных опор; промежуточной плиты, связывающей все крышки коренных подшипни-

ков; Выполнение протяженных поверхностей нагруженных деталей корпуса ДВС: выпукло-вогнутыми; оребренными.

Эффективным методом снижения шума на выпуске является уменьшение амплитуды колебания давления в самом выпускном коллекторе за счет специального его конструктивного выполнения с тем расчетом, чтобы волны давления отработавших газов накладывались в нем одна на другую в противофазе.

Введение газовой турбины в выпускной тракт также позволяет уменьшить интенсивность шума на выпуске. При прохождении потока отработавших газов через проточную часть турбины происходит превращение энергии газов в механическую работу. Поэтому на выходе из турбины поток выпускных газов становится более равномерным, а шум – ослабленным.

В настоящее время уменьшение скорости пульсаций давления выпускных газов достигается в основном установкой глушителей с расширительными камерами. Выбор типа глушителя определяется частотным составом шума на выпуске и требуемой величиной заглушения. Кроме того, снижение шума выпуска производится путем соответствующей звуко- и виброизоляции выпускного трубопровода.

Значительное снижение шума ПД в целом может быть достигнуто выбором рациональной конструкции глушителя выпуска еще на стадии разработки двигателя с учетом прогнозируемых санитарных норм по уровню производимого шума.

Для снижения шума автомобиля, прежде всего, стремятся:

- · конструировать менее шумные механические узлы;
- · уменьшать число процессов, сопровождающихся ударами;
- · снижать величину неуравновешенных сил, скорости обтекания деталей газовыми струями, допуски сопрягаемых деталей;
- · улучшать смазку;
- · применять подшипники скольжения и бесшумные материалы.

Кроме того, уменьшение шума автомобиля достигается применением шумопоглощающих и шумоизолирующих устройств.



Шум во впускном тракте двигателя может быть уменьшен с помощью воздухоочистителя специальной конструкции, имеющего резонансную и расширительную камеры, и конструкций впускных труб, уменьшающих скорости обтекания внутренних поверхностей потоком топливовоздушной смеси. Эти устройства позволяют снижать уровень шума впуска на 10-15 дБ по шкале А.

Уровень шума, при выпуске отработавших газов (при их истечении через выпускные клапаны), может достигать 120-130 дБ по шкале А. Чтобы уменьшить шум при выпуске, устанавливают активные или реактивные глушители. Наиболее распространенные простые и дешевые активные глушители представляют собой многокамерные каналы, внутренние стенки которых изготовлены из звукопоглощающих материалов. Звук гасится в результате трения отработавших газов о внутренние стенки. Чем больше длина глушителя и меньше сечение каналов, тем интенсивнее гасится звук.

Реактивные глушители представляют собой сочетание элементов различной акустической упругости; снижение шума в них происходит вследствие многократного отражения звука и возвращения его к источнику. Следует помнить, что чем эффективнее работает глушитель, тем больше уменьшается эффективная мощность двигателя. Эти потери могут достигать 15% и более. В процессе эксплуатации автомобилей необходимо тщательно следить за исправностью (прежде всего - герметичностью) впускного и выпускного трактов. Даже небольшая разгерметизация глушителя резко усиливает шум выпуска.

Шум в трансмиссии, ходовой части и кузове нового исправного автомобиля может быть уменьшен путем конструктивных усовершенствований. В коробке передач применяются синхронизаторы, косозубые шестерни постоянного зацепления, блокирующие конусные кольца и ряд других конструктивных решений. Получают распространение промежуточные опоры карданного вала, гипоидные главные передачи, менее шумные подшипники. Совершенствуются элементы подвески. В конструкциях кузовов и кабин широко используются сварка, шумоизолирующие прокладки и покрытия.

Шум в перечисленных выше частях и механизмах автомобилей может

возникать и достигать значительных величин только при неисправностях отдельных узлов и деталей: поломке зубьев шестерни, коробления дисков сцепления, дисбалансе карданного вала, нарушении зазоров между зубчатыми колесами в главной передаче и т.д. Особенно резко возрастает шум автомобиля при неисправности различных элементов кузова. Основной путь устранения шума - правильная техническая эксплуатация автомобиля.

### 1.3 Описание двигателя

Двигатель ВАЗ 21127 – одно из последних нововведений в линейку двигателей ВАЗ. Конструктивно, мотор отличается от предшественника – ВАЗ 21126 – установкой иного типа впускного коллектора с изменяемыми фазами, т.н. «фазера», и заменой датчика массового расхода воздуха(ДМРВ) на датчики абсолютного давления воздуха(ДАД) и температуры воздуха(ДТВ), за счёт чего исключена проблема так называемого «плавания» холостых оборотов.

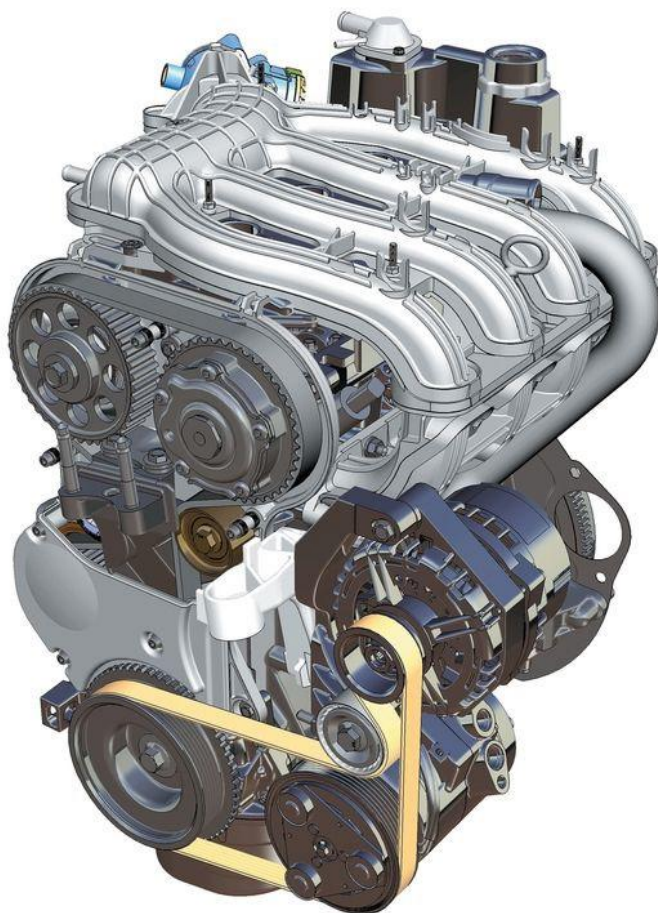


Рисунок 1 - Внешний вид двигателя ВАЗ 21127



Рисунок 2 - Внешний вид нового ресивера двигателя ВАЗ 21127

#### Технические характеристики двигателя

Объем 1597см<sup>3</sup> (1,6л)

Мощность 78кВт (106л.с.)

Момент крутящий 148Нм (на 5800об/мин)

Вес 116кг

Степень сжатия 11

Питание инжектор

Тип мотора рядный

Впрыск распределенный с электронным управлением

Зажигание катушка для каждой свечи

Число цилиндров 4

Число клапанов на каждом цилиндре 4

Данный двигатель - представитель двигателей, устанавливаемых на ав-

томобили Волжского автомобильного завода и именно с использованием его характеристик, будут проводится все дальнейшие расчеты.

## 2 Тепловой расчёт

### 2.1 Исходные данные

В представленной дипломной работе, малолитражный двигатель ВАЗ 21127, рассчитан на пяти установившихся режимах работы, соответствующих следующим значениям числа оборотов коленчатого вала.:

$n_1 = 840$  (мин<sup>-1</sup>) – обороты холостого хода;

$n_2 = 2350$  (мин<sup>-1</sup>) – рабочий режим работы двигателя;

$n_3 = 400$  (мин<sup>-1</sup>) – обороты максимального крутящего момента;

$n_4 = 5800$  (мин<sup>-1</sup>) – обороты максимальной мощности;

$n_5 = 6150$  (мин<sup>-1</sup>) – максимальные обороты двигателя «отсечка».

Для расчёта, нам необходим ряд исходных данных двигателя, сведенный в таблицу 1.

Таблица 1 □ Исходные данные для начала расчета

$i$	$D, \text{мм}$	$\tau$	$V_{л}, \text{л}$	$\alpha$	$\varepsilon$	$S, \text{мм}$
4	82	4	1,597	1	11	75,6

Задаём атмосферные условия:

$p_0 = 0,1$  (МПа);  $T_0 = 293$  (К).

Принимаем давление и температуру остаточных газов:

$p_{г} = 0,1 - 0,12$  (МПа);  $T_{г} = 912 - 1110$  (К).

### 2.2 Расчёт наполнения цилиндров

Плотность заряда на впуске:

$$\rho_0 = \frac{p_0 \cdot 10^6}{Rb \cdot T_0}$$

Температура подогрева заряда  $\Delta T = 8$ .

Потери давления на впуске:

$$\Delta p_a = \frac{2,8 \cdot A_n^2 \cdot n^2 \cdot \rho_0 \cdot 10^{-6}}{2}, (\text{МПа})$$

Сила, приложенная на площадь, в конце процесса впуска:

$$p_a = p_0 - \Delta p_a$$

Коэффициент остаточных газов:

$$\gamma_r = \frac{T_0 + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon \cdot p_a - p_r}$$

Температура в конце впуска:

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r}$$

Рассчитываем коэффициент наполнения при условии, что максимально возможный коэффициент дозарядки:  $\varphi_{\text{доз}} = 1,14$

$$\eta_v = \frac{T_0}{T_0 + \Delta T} \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{1}{p_0} \cdot \varphi_{\text{доз}} \cdot \varepsilon \cdot p_a - p_r$$

По окончанию процесса наполнения удельный объем газовой эмиссии рассчитывается по представленной формуле:

$$V_a = 8,314 \cdot 10^{-3} \frac{T_a}{\mu_B \cdot p_a};$$

- где  $\mu_B = 28,98$  – молярная масса воздуха.

Данные, полученные в ходе расчётов, для всех 5 режимов работы, сводятся в таблицу 2:

Таблица 2 □ Процесс наполнения

	$n_1 = 840$	$n_2 = 2350$	$n_3 = 4000$	$n_4 = 5800$	$n_5 = 6150$
$A_n$	0,003966	0,010567	0,017168	0,023811	0,024196
$\Delta p_a$	0,003716	0,005351	0,007284	0,012044	0,013416
$p_a$	0,096284	0,094649	0,092716	0,087956	0,086584
$\gamma_r$	0,037455	0,036303	0,037107	0,03817	0,039734
$T_a$	335,8079	332,9634	330,9959	329,2738	331,0187
$\eta_v$	0,890745	0,892921	0,992372	0,903915	0,810822
$V_a$	1,000574	1,009238	1,024185	1,073995	1,096792

### 2.3 Процесс сжатия рабочего тела

Вычисляем политропу сжатия:

$$n^1 = 1 + \frac{8,314}{20,16 + 1,738 \cdot 10^{-3} \cdot \left( \epsilon^{n_1-1} + 1 \right) \cdot T_a}$$

Параметры в конце сжатия: температура, давление:

$$p_c = p \cdot \epsilon^{n_1}; \quad T_c = T_a \cdot \epsilon^{n_1-1}$$

Давление, температура и удельный объем рабочего тела в момент воспламенения, при УОЗ  $\Theta = 14^\circ \div 37^\circ$  и  $\lambda = 0,286$ :

$$p_y = \left( \frac{V_a}{V_y} \right)^{n_1} \cdot p_a;$$

$$T_y = \left( \frac{V_a}{V_y} \right)^{n_1-1} \cdot T_a.$$

$$V_y = \frac{V_a}{\epsilon} \cdot \left[ 1 + \frac{\epsilon - 1}{2} \cdot \left[ \left( 1 + \frac{1}{\lambda} \right) - \left[ \cos \left( \frac{\Theta \cdot \pi}{180} \right) + \frac{1}{\lambda} \cdot \sqrt{1 - \lambda^2 \left( \sin \left( \frac{\Theta \cdot \pi}{180} \right) \right)^2} \right] \right] \right]$$

Текущие значения  $p_y$ ,  $T_y$ ,  $V_y$  вычисляются по формулам аналогичным тем, что приведены выше.

Итоговые значения сведены в таблицу 3.



Таблица 3 □ Процесса сжатия

	$n_1 = 840$	$n_2 = 2350$	$n_3 = 4000$	$n_4 = 5800$	$n_5 = 6150$
$n^I$	1,37	1,373	1,375	1,377	1,378
$P_c$	2,571942	2,546517	2,506517	2,389264	2,357649
$T_c$	815,4667	814,3966	813,4763	813,1343	819,4057
$V_y$	0,108249	0,12704	0,157508	0,180429	0,225883
$P_y$	2,026443	1,628873	1,216568	1,025706	0,763974
$T_y$	764,6214	721,3005	667,9231	645,086	601,5216
$\Theta$	14	20	27	30	37

## 2.4 Термохимический расчет

Теоретическая масса воздуха, необходимая для сгорания 1,0 килограмма топлива, при  $C = 0,855$  и  $H = 0,145$  будет равна:

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \cdot \left( \frac{8}{3} \cdot C + 8H \right); l_0 = 14,957 \text{ (кмоль.возд./кг.топл.)}.$$

Количество воздуха, которое требуется для сгорания 1,0 килограмма топлива:

$$L_0 = \frac{1}{0,208} \cdot \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} \right); L_0 = 0,517 \text{ (кмоль.возд./кг.топл.)}.$$

Количество свежего заряда при коэффициента избытка воздуха -  $\alpha = 1$ :

$$M_1 := \alpha \cdot L_0 + \frac{1}{m_T}; M_1 = 0,517 \text{ (кмоль.гор.см./кг.топл.)}.$$

- где  $m_T = 115$  кг/моль – молярная масса паров бензина

Суммарное количество элементов сгорания:

$$M_2 = 0,553 \text{ (кмоль гор. см./кг топл.)}$$

Коэффициент молекулярного изменения свежей смеси:

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1}; \mu_0 = 1,052.$$

Коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси:

$$\mu = \frac{\mu_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r}; \mu = 1,05.$$

## 2.5 Термодинамический расчет

Основной целью термодинамического расчёта, служит определение давления в цилиндре двигателя и температуры газов в любой момент времени сгорания. Расчёт производится при учёте УОЗ и характера сгорания. Благодаря применению этой методике расчёта, можно определить температуру и давление рабочего тела по углу поворота коленчатого вала с большой точностью, а так же скорость нарастания давления и прочие показатели: индикаторное давление, индикаторный КПД, температуру газов в конце расширения и др.

Коэффициент эффективности сгорания топлива, при коэффициенте избытка воздуха  $\alpha = 1$ , выбираем из таблицы и принимаем его в диапазоне  $\zeta = 0,91 \div 0,98$ .

Учтенная удельная теплота сгорания топлива будет равна:

$$H_u = 43,929 \left( \frac{\text{кМоль}}{\text{кг}} \right)$$

$$q_z = \frac{\zeta \cdot H_u}{\mu + \gamma_r \cdot \mu \cdot l_0 + 1}$$

Давление газов в процессе сгорания определяется следующим образом:

$$p_2 = E_2 \cdot \Delta X_{1-2} + p_1 \cdot \left[ \frac{p_1}{p_2} \cdot \psi \left( \frac{p_1}{p_2} \right) - \psi \left( \frac{p_2}{p_1} \right) \right] \cdot \left[ \frac{p_1}{p_2} \cdot \psi \left( \frac{p_1}{p_2} \right) - \psi \left( \frac{p_2}{p_1} \right) \right]$$

$$E_2 = \left( 0,002 \cdot \frac{\varepsilon}{V_a} \right) \cdot q_z;$$

Часть топлива, сгоревшего на рассматриваемом участке:

$$\Delta X_{1-2} = \exp \left[ -6,908 \left[ \frac{\varphi_1}{\varphi_z} \right]^{m+1} \right] - \exp \left[ -6,908 \left[ \frac{\varphi_2}{\varphi_z} \right]^{m+1} \right].$$

Для расчёта требуется указать следующие значения:

$p_1$  – давление в начале рассматриваемого участка, МПа;

$\varphi'_1$  и  $\varphi'_2$  – углы поворота коленчатого вала в начале и в конце определенного участка соответственно;

$\varphi_1$  и  $\varphi_2$  – углы поворота коленчатого вала, отсчитываемые от момента воспламенения до начала или конца рассматриваемого участка соответственно;

$$K_{1-2} = \frac{k_{1-2} + 1}{k_{1-2} - 1} - \text{фактор теплоемкостей.}$$

Расчёты теплоемкостей рабочего тела на участке 1-2, сведены в Приложение и могут быть вычислены по уравнению:

$$k_{1-2} = 1,259 + \left[ 76,7 - \left( 13,6 - \frac{14,2}{\alpha} \right) \cdot x_{1-2} \right] \cdot \frac{1}{T_{1-2}} - \left( 0,0665 - \frac{0,0245}{\alpha} \right) \cdot x_{1-2}.$$

Среднее значение части топлива, приведенного в Приложении, сгоревшего на участке 1-2:

$$x_{1-2} = 0,5 \left[ \exp \left[ -6,908 \left[ \frac{\varphi_1}{\varphi_z} \right]^{m+1} \right] - \exp \left[ -6,908 \left[ \frac{\varphi_2}{\varphi_z} \right]^{m+1} \right] \right];$$

$T_{1-2} = (T_1 + T_2)/2$  – промежуточная температура на участке 1-2;

$$\psi_{\varphi'} = 1 + \frac{\varepsilon - 1}{2} \cdot \sigma;$$

$$\sigma = \left( 1 + \frac{1}{\lambda} \right) - \left[ \cos \varphi' + \frac{1}{\lambda} \cdot \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi'} \right];$$

Сведённая в Приложение температура газов во время процесса сгорания:

$$T_2 = \frac{T_y \cdot p_2 \cdot \psi_{\varphi'_2}}{p_y \cdot \psi_{\varphi'_y} \cdot \mu_{1-2}}$$

$\mu_{1-2} = (\mu_1 + \mu_2)/2$  – средний на рассматриваемом участке коэффициент молекулярного изменения смеси;

$$\mu_1 = 1 + \frac{\mu_{0\max} - 1 \left[ 1 - \exp \left[ -6,908 \left( \frac{\varphi_1}{\varphi_z} \right)^{m+1} \right] \right]}{1 + \gamma_r}$$

Данные  $\mu_1$  показаны в приложении для каждого из рабочих режимов.

$\mu_0 = \mu_{0\max}$  □ расчетный коэффициент молекулярного изменения свежей

смеси.

Результаты расчета сведены в таблицу 4.

Таблица 4 – Термодинамические данные

	$n_1 = 840$	$n_2 = 2350$	$n_3 = 4000$	$n_4 = 5800$	$n_5 = 6150$
$q_z$	2414,85	2444,101	2601,48	2519,26	2488,993
$E_2$	53,0962	53,27802	55,88105	51,60518	49,92547

## 2.6 Расчет процесса расширения и выпуска

Данный пункт рассматривает нахождение средних показателей политроп расширения, находящихся методом последовательных приближений, при заданной начальной  $T_Z$  и  $n_2$ . Значение  $V_Z$  – объем рабочего тела, соответствует конечному значению давления  $p_Z$  при сгорании, т.е. при  $\varphi = \varphi_Z$  (данные значения берутся из Приложения).

Рассчитываем  $n_2$  по представленной формуле:

$$n_2 = 1 + \frac{8,341}{23,7 + 0,0046 \cdot 2872,74 \cdot \left(1 + \frac{1}{\delta^{n_2-1}}\right)}.$$

Значения в конце процесса расширения, как политропного процесса:

$$p_b = \frac{p_Z}{\delta^{n_2}}; p_b; \quad T_b = \frac{T_Z}{\delta^{n_2-1}}; T_b,$$

где  $p_Z$  и  $T_Z$  – параметры в конце сжатия (берутся из Приложения).

Текущие значения удельного объема, давления и температуры газов от конца процесса сгорания до  $540^\circ$  поворота коленчатого вала находятся из соотношений

$$V_y = \frac{V_a}{\varepsilon} \cdot \left[ 1 + \frac{\varepsilon - 1}{2} \cdot \left[ \left( 1 + \frac{1}{\lambda} \right) - \left[ \cos \varphi_{pm} \right] + \frac{1}{\lambda} \cdot \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi_{pm}} \right] \right],$$

$\varphi_{pt}$  – значение угла п.к.в. в данный момент

Необходимо провести проверку на верность подбора значений получен-

ных температур отработавших газов. Для проведения проверки, воспользуемся представленной формулой:

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{P_b}{P_r}}};$$

Построим таблицу 5 и заполним её полученными значениями.

Таблица 5 □ Впуск и расширение

	$n_1 = 840$	$n_2 = 2350$	$n_3 = 4000$	$n_4 = 5800$	$n_5 = 6150$
$n^2$	1,184086	1,18122	1,176788	1,182705	1,194334
$V_z$	0,194566	0,164625	0,136294	0,131584	0,11366
$P_z$	4,023882	4,976949	6,42078	6,241838	6,381412
$P_b$	0,578821	0,584459	0,598188	0,521101	0,425674
$T_z$	1977,81	2015,607	2093,217	1915,95	1603,187

## 2.7 Индикаторные показатели рабочего цикла

Следующий этап расчета предназначен для получения индикаторных показателей за цикл работы двигателя. Теоретическая индикаторная работа за цикл определяется по методу «трапеций»:

$$L_i = \sum_{i=1}^n \frac{P_{1i} + P_{2i}}{2} |V_{2i} - V_{1i}|;$$

Расчётное среднее индикаторное давление

$$P_i = \frac{\varepsilon \cdot L_{iT}}{\pi - 1 \bar{V}_a}, \text{ МПа} .$$

Индикаторный коэффициент полезного действия

$$\eta_i = 8.314 \frac{M_1 \cdot P_{iT} \cdot T_0}{P_0 \cdot \eta_V \cdot H_u} .$$

Удельный индикаторный расход топлива

$$g_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot H_u} \cdot 10^3, \text{ г/кВт} \cdot \text{ч}$$

Полученный результаты расчета индикаторных показателей рабочего цикла, указаны в таблице 6.

Таблица 6 - Индикаторные показатели

	$n_1 = 840$	$n_2 = 2350$	$n_3 = 4000$	$n_4 = 5800$	$n_5 = 6150$
$\eta_i$	0,384421	0,422208	0,421881	0,422889	0,418464
$g_i$	213,1762	194,0973	194,2477	193,7847	195,8338
$P_i$	1,175028	1,29368	1,436654	1,311721	1,164317
$L_i$	1,068821	1,186938	1,337636	1,280711	1,160921

## 2.8 Эффективные показатели и параметры двигателя

В этом пункте, по формулам, представленным ниже, мы рассчитываем наиболее важные при повседневной эксплуатации показатели двигателя, такие как: расход топлива, мощность, крутящий момент и другие. Данный этап, является финальным в нашем расчёте.

Расчет средней скорости поршня

$$v_n = \frac{S \cdot n}{30} \text{ м/с}$$

Среднее давление вследствие воздействия механических потерь

$$P_M = 0.034 + 0.0113 v, \text{ МПа} .$$

Среднее эффективное давление

$$P_e = P_{iT} - P_M, \text{ МПа}$$

Механический коэффициент положительного действия

$$\eta_M = \frac{P_e}{P_{iT}}$$

Эффективный коэффициент положительного действия

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M$$

Удельный эффективный расход топлива

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_M}, \text{ кВт} \cdot \text{ч}$$

Расчетная эффективная мощность

$$N_e = \frac{P_e \cdot V_L \cdot n}{30\tau}, \text{ кВт}$$

Часовой расход топлива

$$G_T = N_e \cdot g_e, \text{ кг/ч}$$

Крутящий момент двигателя

$$M_e = \frac{3 \cdot 10^4 \cdot N_e}{\pi \cdot n}, \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Значение рассчитанных эффективных показателей двигателя сводятся в таблицу 7.

Таблица 7 - Эффективные показатели двигателя

при n =	$V_{л.ср}$	$P_M$	$P_e$	$\eta_M$	$\eta_e$	$g_e$	$N_e$	$M_e$	$G_T$
840	2,1168	0,061518	1,113509	0,947645	0,364295	224,9536	12,44776	141,5088	2,800168
2350	5,922	0,110986	1,182694	0,914209	0,385987	212,3117	36,98779	150,301	7,852941
4000	10,08	0,16504	1,271614	0,885122	0,373416	219,4587	67,69138	161,6013	14,85546
5800	14,616	0,224008	1,087713	0,829226	0,350671	233,6935	83,95766	138,2304	19,62036
6150	15,498	0,235474	0,928843	0,797758	0,333833	245,4802	76,02138	118,0408	19,64394

## 2.9 Индикаторные диаграммы

Далее приведен ряд индикаторных диаграмм рассчитанного выше двигателя ВАЗ 21127.

Диаграммы, представленные ниже, на рисунках с 1 по 10, показывают зависимость давления в цилиндре двигателя, в зависимости от его оборотов.

На рисунках с 3 по 7, показана зависимость давления в цилиндре двигателя от угла поворота коленчатого вала.

Рисунки с 8 по 12, демонстрируют зависимость давления в цилиндре двигателя от объема цилиндра.

Внешняя скоростная характеристика двигателя, построенная по данным сведенным в таблицу 7, приведена на рисунке 13.

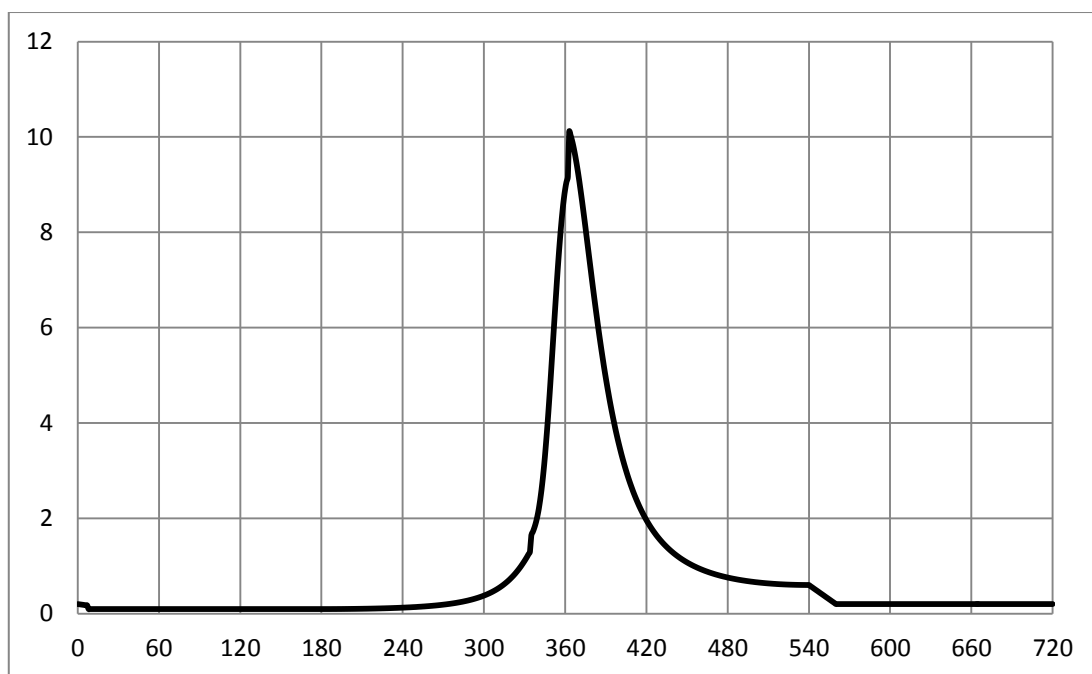


Рисунок 3 – 840 об/мин<sup>-1</sup>



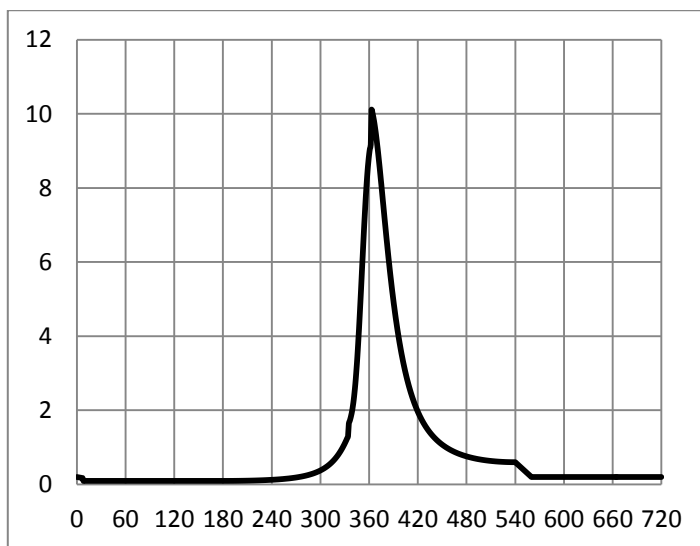


Рисунок 4 – 2350 об/мин<sup>-1</sup>

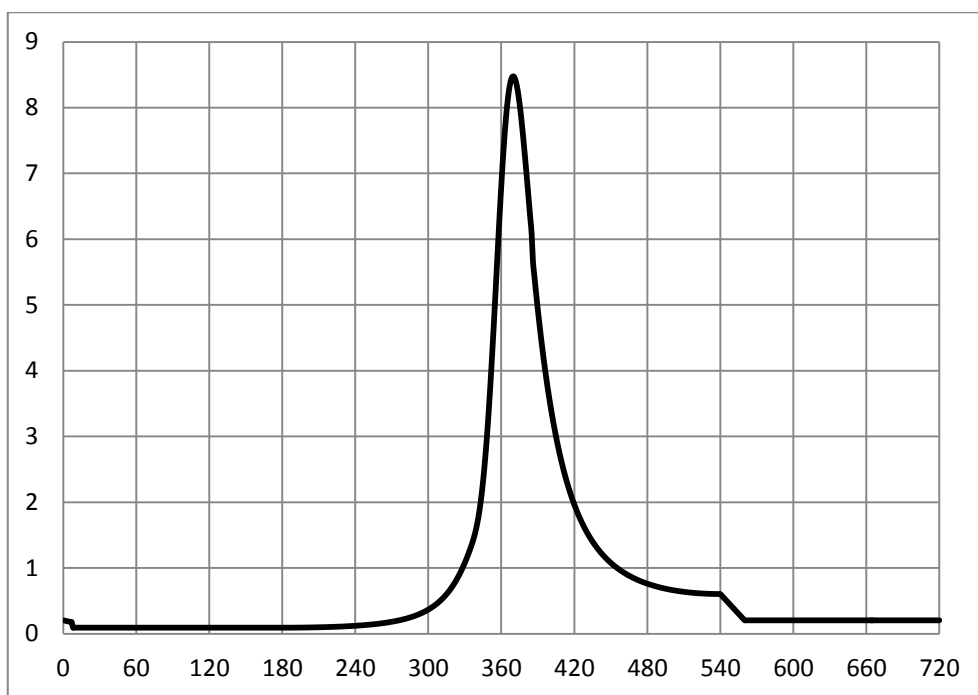


Рисунок 5 – 4000 об/мин<sup>-1</sup>

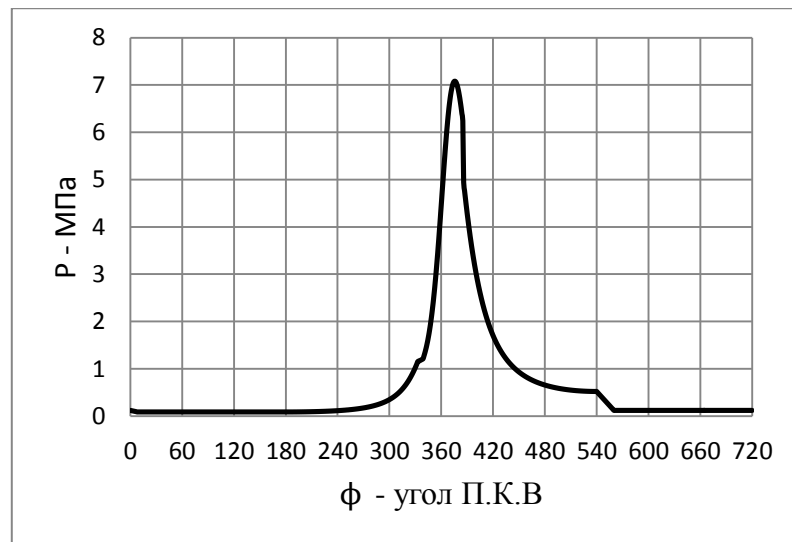


Рисунок 6 – 5800 об/мин<sup>-1</sup>

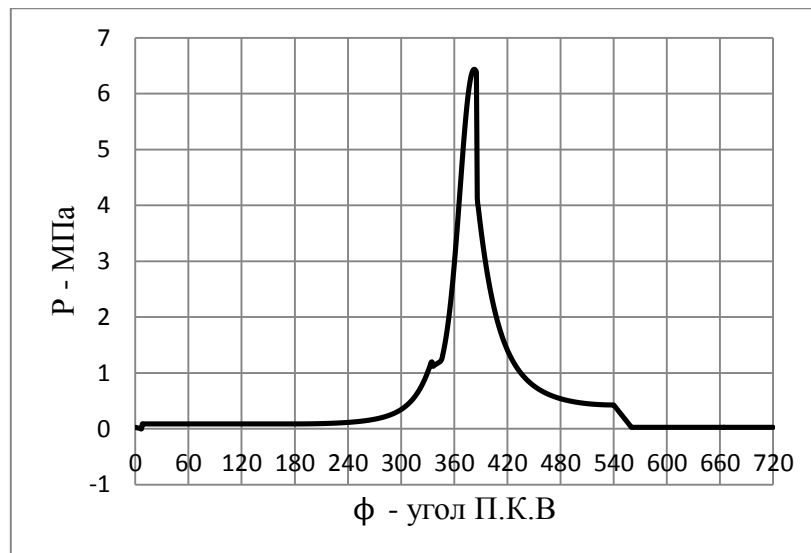


Рисунок 7 – 6150 об/мин<sup>-1</sup>

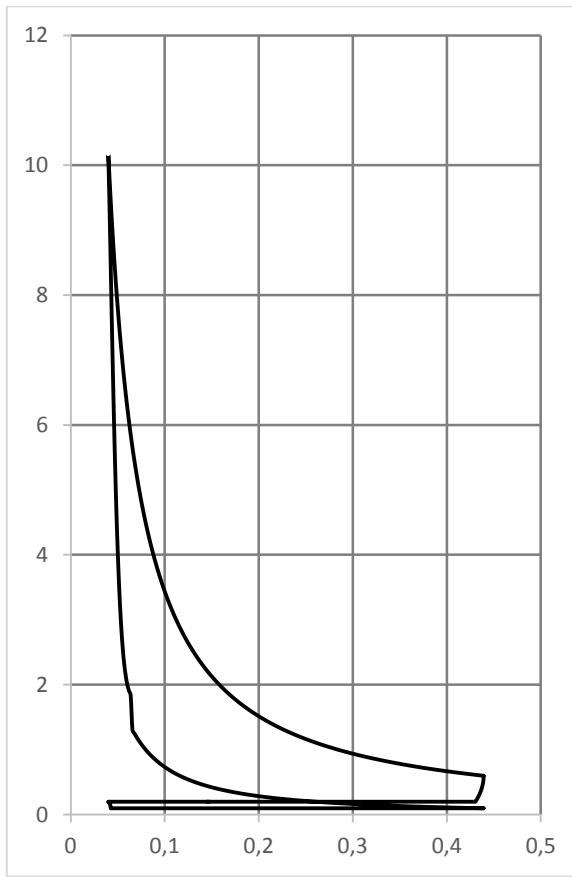


Рисунок 8 – 840 об/мин<sup>-1</sup>

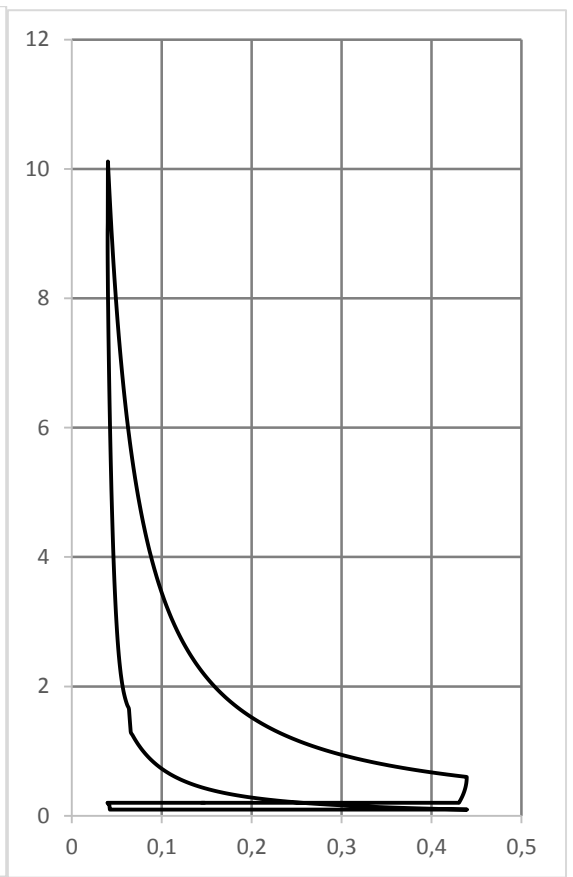


Рисунок 9 – 2350 об/мин<sup>-1</sup>

1

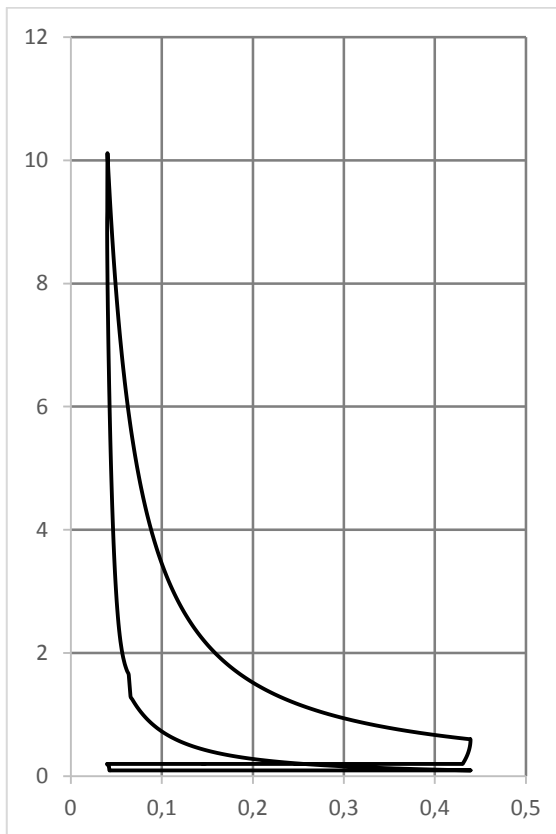


Рисунок 10 – 4000 об/мин<sup>-1</sup>

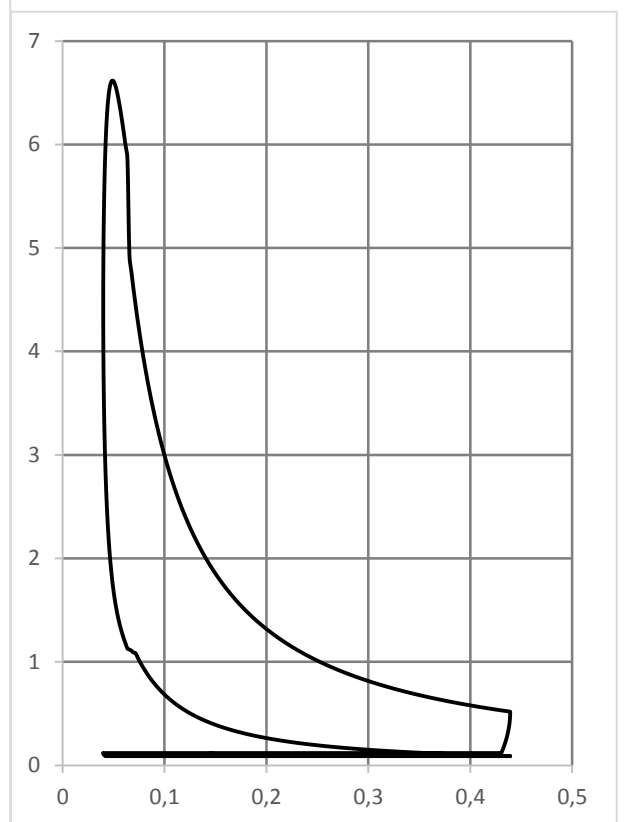


Рисунок 11 – 5800 об/мин<sup>-1</sup>

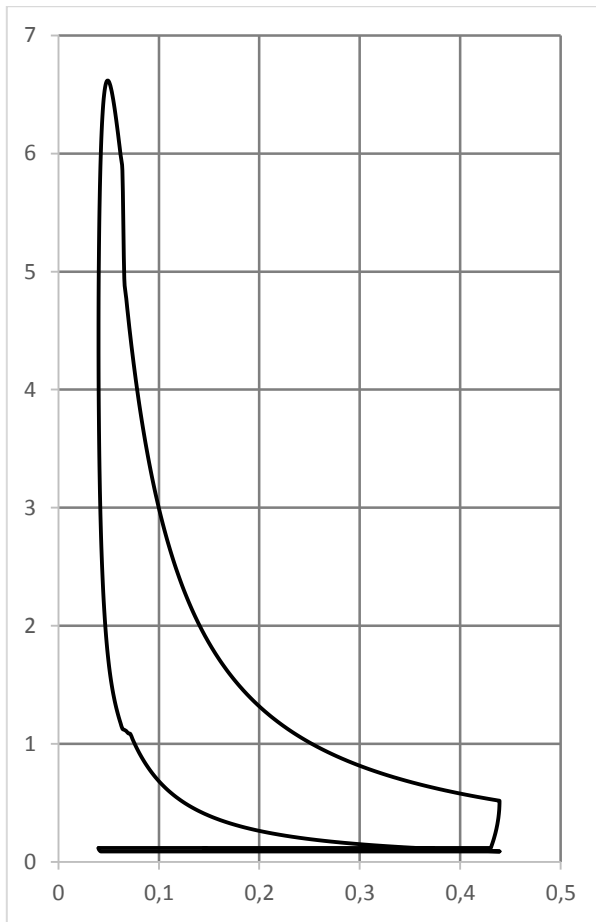


Рисунок 12 – 6150 об/мин<sup>-1</sup>

### 3 Кинематический и динамический расчёты

Ниже, в целях экономии объема выпускной работы, приведены основные пункты расчетов кинематики и динамики выбранного ДВС.

Основные параметры для расчета Данные для этого пункта берутся исходя из результатов теплового расчета и заводских характеристик двигателя ВАЗ 21127.

Максимальная мощность	$N_e = 78$ кВт
Обороты коленчатого вала	$N = 5800$ об/мин
Диаметр цилиндра	$D_{\Pi} = 82$ мм
Ход поршня	$S = 75,6$ мм
Отношение радиуса кривошипа к длине шатуна	$\lambda \sim 0,286$

Угловая скорость вращения коленчатого вала	$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3,14 \cdot 5800}{30} = 607 \text{ с}^{-1}$
--	---

Радиус кривошипа	$r = \frac{S}{2} = \frac{75,6}{2} = 37,8 \text{ мм}$
------------------	--

Длина шатуна	$l = \frac{r}{\lambda} = \frac{37,8}{0,286} = 132 \text{ мм}$
--------------	---

#### 3.1 Кинематический расчёт

##### Перемещение поршня

Перемещение поршня состоит из перемещения первого порядка  $S_{\Pi 1}$  при длине шатуна равной  $\infty$ , и второго порядка  $S_{\Pi 2}$ , дополнительного перемещения, зависящей от конечной длины шатуна и определяется по формуле:

$$S_x = r \cdot (1 - \cos\varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi)$$

где:  $\varphi$  – угол поворота коленчатого вала;

$S_{П1} = r (1 - \cos\varphi)$  – перемещение первого порядка;

$S_{П2} = r \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi)$  – перемещение второго порядка.

При  $\varphi = 0^\circ$ :

$$S_x = 37,8 \cdot (1 - \cos 0) + \frac{0,286}{4} (1 - \cos 2 \cdot 0) = 0 \text{ мм}$$

Рассчитаем перемещения поршня до  $720^\circ$  и построим график перемещения  $S_x = f(\varphi)$ . Так как перемещение поршня циклически, график строится до  $360^\circ$ . Таблица с полными результатами всех вычислений, в целях удобства восприятия, вместе с графиками, сведена в Приложение Б.

Скорость поршня

Рассчитаем скорость поршня по формуле:

$$V_x = \omega \cdot r \sin\varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi$$

$V_{x1} = \omega \cdot r \sin\varphi$  – скорость первого порядка;

$V_{x2} = \omega \cdot r \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi$  – скорость второго порядка.

При  $\varphi = 0^\circ$ :

$$V_x = 607 \cdot 37,8 \cdot \sin 0 + \frac{0,286}{2} \sin 2 \cdot 0 = 0 \text{ м/с}$$

Рассчитаем скорость поршня до  $720^\circ$  и построим график скорости  $V_x = f(\varphi)$ . Так как скорость поршня циклическа, график строится до  $360^\circ$ . Таблица с полными результатами всех вычислений, в целях удобства восприятия, вместе с графиками, сведена в Приложение Б.

Ускорение поршня

Выясним ускорение поршня, вычислив его по формуле:

$$j = \omega^2 \cdot r \cdot \cos\varphi + \lambda \cos 2\varphi$$

$j_{\text{П1}} = \omega^2 \cdot r \cdot \cos\varphi$  – ускорение первого порядка;

$j_{\text{П2}} = \omega^2 \cdot r \cdot \lambda \cos 2\varphi$  – ускорение второго порядка.

При  $\varphi = 0^\circ$ :

$$j = 607^2 \cdot 37,8 \cdot \cos 0 + 0,286 \cdot \cos 2 \cdot 0 = 17,9 \text{ м}^2/\text{с}$$

Рассчитаем ускорение поршня до  $720^\circ$  и построим график ускорения  $j = f(\varphi)$ . Так как ускорения поршня цикличны, график строится до  $360^\circ$ . Таблица с полными результатами всех вычислений, в целях удобства восприятия, вместе с графиками, сведена в Приложение Б.

### 3.2 Динамический расчёт

Определим силу давления газов рассчитав ее по формуле:

$$P_{\Gamma} = p_{\Gamma} \cdot F_{\text{П}}$$

где:  $F_{\text{П}}$  – площадь поршня.

$$P_{\Gamma} = (p_{\text{х}} - p_0) \cdot \frac{\pi \cdot d_{\text{П}}^2}{4}$$

Величина давления  $p_{\text{х}}$  берется с индикаторной диаграммы приведенной в курсовой работе,  $p_0$  – атмосферное давление,  $d_{\text{П}}$  – диаметр поршня.

При  $\varphi = 0^\circ$ :

$$P_{\Gamma} = 0,12 - 0,1 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,082^2}{4} = 0,088 \text{ Н}$$

Рассчитаем силы давления газов действующих на поршень до  $720^\circ$  и построим график давления  $P_{\Gamma} = f(\varphi)$ . Таблица с полными результатами всех вычислений, в целях удобства восприятия, вместе с графиками, сведена в Приложение В.

Расчет силы инерции

К возвратно-поступательно движущимся массам относятся: поршень, поршневой палец, поршневые кольца, верхняя часть шатуна (0,275 массы шатуна).

Определим сумму инерции по формуле:

$$P_j = -m_j \cdot j$$

где:  $j$  – ускорение поршня,  $m_j$  – масса поршневой группы, равная:

$$m_j = m_{\Pi} + m_{\text{ШП}}$$

Масса поршня:

$$m_{\Pi} = m'_{\Pi} \cdot F_{\Pi} = 95 \cdot 0,0053 = 0,5 \text{ кг}$$

удельную конструктивную массу поршня примем равной  $m'_{\Pi} = 95 \text{ кг/м}^2$ .

Масса шатуна:

$$m_{\text{Ш}} = m'_{\text{Ш}} \cdot F_{\Pi} = 147,6 \cdot 0,0053 = 0,78 \text{ кг}$$

удельную конструктивную массу шатуна примем равной  $m'_{\text{Ш}} = 147,6 \text{ кг/м}^2$ .

Масса шатуна, сосредоточенная на оси поршневого пальца:

$$m_{\text{ШП}} = 0,275 \cdot m_{\text{Ш}} = 0,275 \cdot 0,783 = 0,22 \text{ кг}$$

Массы, совершающие возвратно-поступательное движение:

$$m_j = m_{\Pi} + m_{\text{ШП}} = 0,5 + 0,22 = 0,72 \text{ кг}$$

Формулу суммарной силы инерции представляем в виде:

$$P_j = -m_j \cdot j = -m_j \cdot r \cos\varphi + \lambda \cos 2\varphi \cdot \omega^2$$

$$P_j = -m_j \cdot \omega^2 \cdot r \cos\varphi - m_j \cdot \lambda \cos 2\varphi \cdot \omega^2$$

$$P_j = P_{j1} + P_{j2}$$

Сила инерции первого рода:

$$P_j = -m_j \cdot \omega^2 \cdot r \cos\varphi = -m_j \cdot j_{\Pi 1}$$

Сила инерции второго рода:

$$P_j = -m_j \cdot \lambda \cos 2\varphi \cdot \omega^2 = -m_j \cdot j_{\Pi 2}$$

При  $\varphi = 0^\circ$ :

$$P_{j1} = -m_j \cdot j_{\Pi 1} = -0,72 \cdot 13,9 = -7 \text{ Н}$$



$$P_{j2} = -m_j \cdot j_{\Pi 2} = -0,72 \cdot 3,9 = -2,8 \text{ Н}$$

$$P_j = P_{j1} + P_{j2} = -9,6 - 2,8 = -12,4 \text{ Н}$$

Рассчитаем силы инерции до  $720^\circ$  и построим график сил инерции  $P_j = f(\varphi)$ . Так как силы инерции циклически, график строится до  $360^\circ$ . Таблица с полными результатами всех вычислений, в целях удобства восприятия, вместе с графиками, сведена в Приложение В.

### Силы инерции вращающихся масс

К вращающимся массам относятся кривошип и нижняя часть шатуна (0,725 массы шатуна).

Определим силу инерции по формуле:

$$P_r = -m_r \cdot \omega^2 \cdot r$$

где:  $m_r$  – масса вращающихся деталей.

$$m_r = m_k + m_{\text{шк}}$$

Масса неуравновешенных частей одного колена без противовесов находится по формуле:

$$m_k = m'_k \cdot F_{\Pi} = 170 \cdot 0,0053 = 0,897 \text{ кг}$$

удельную конструктивную массу вала принимаем равной  $m'_k = 170 \text{ кг/м}^2$ .

Масса шатуна, на оси кривошипа:

$$m_{\text{шк}} = 0,725 \cdot m_{\text{ш}} = 0,725 \cdot 0,783 = 0,57 \text{ кг}$$

Масса вращающихся частей:

$$m_r = m_k + m_{\text{шк}} = 0,897 + 0,57 = 1,467 \text{ кг}$$

Силы инерции, создаваемые ими:

$$P_r = -m_r \cdot \omega^2 \cdot r = -1,467 \cdot 607^2 \cdot 0,0378 = -20431 \text{ Н}$$

### Суммарные силы в КШМ

Суммарная сила  $P_1$  рассчитывается по формуле:

$$P_1 = P_\Gamma + P_j$$

При  $\varphi = 0^\circ$ :

$$P_1 = P_\Gamma + P_j = 0,088 - 12,4 = -12,3 \text{ кН}$$

Рассчитаем суммарные силы в КШМ действующие на поршень до  $720^\circ$  и построим график  $P_1 = f(\varphi)$ . Таблица с полными результатами всех вычислений, в целях удобства восприятия, вместе с графиками, сведена в Приложение В.

На поршневом пальце суммарная сила инерции  $P_1$  раскладывается на две составляющие:

$N$  – нормальная к поверхности цилиндра, прижимающая поршень к поверхности цилиндра, вызывает механические потери и износ цилиндропоршневой группы.

$K$  – действует вдоль оси шатуна, передает усилие поршня на коленчатый вал, вызывает деформации сжатия и растяжения в шатунах.

Силу  $N$ , определим по формуле:

$$N = P_1 \cdot \operatorname{tg}\beta$$

При  $\varphi = 0^\circ$ :

$$N = P_1 \cdot \operatorname{tg}\beta = -12,3 \cdot 0 = 0 \text{ кН}$$

Проведем расчет до  $\varphi = 720^\circ$ . Результаты расчетов сводятся в приложение В.

Силу  $K$ , определим по формуле:

$$K = \frac{P_1}{\cos\beta}$$

При  $\varphi = 0^\circ$ :

$$K = \frac{P_1}{\cos\beta} = \frac{-12,3}{1} = -12,3 \text{ кН}$$

Проведем расчет до  $\varphi = 720^\circ$ . Результаты расчетов сводятся в приложение В.

Разложим силу  $K$  на две составляющие:

$Z$  – радиальная сила, изгибающая шатунную шейку.

$T$  – тангенциальная сила, изгибающая шатунную шейку, щеки коленчатого вала и дополнительно скручивает коренную шейку.

Определим силу  $Z$ , рассчитав ее по формуле:

$$Z = P_1 \cdot \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos\beta}$$

При  $\varphi = 0^\circ$ :

$$Z = -12,3 \cdot \frac{\cos \varphi + \beta}{\cos\beta} = -12,3 \text{ кН}$$

Проведем расчет до  $\varphi = 720^\circ$ . Результаты расчетов сводятся в приложение В.

Определим силу  $T$ , рассчитав ее по формуле:

$$T = P_1 \cdot \frac{\sin \varphi + \beta}{\cos\beta} = -12,3 \cdot 0 = 0 \text{ кН}$$

Проведем расчет до  $\varphi = 720^\circ$ . Результаты расчетов сводятся в приложение В. Все значения тригонометрических функций берутся из литературных источников.

Действия всех, описанных выше, сил, показано на рисунке 13.

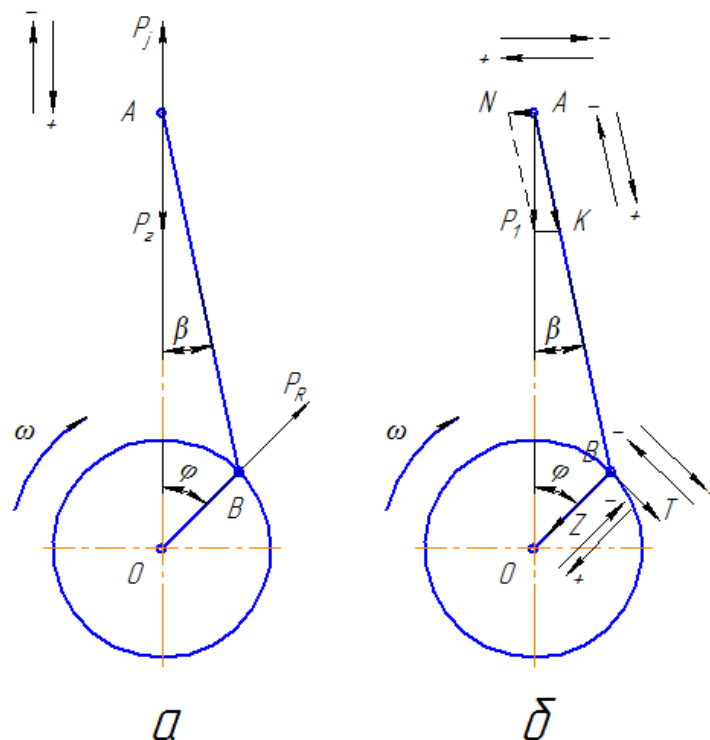


Рисунок 13 – Силы инерции

Построение полярной диаграммы сил

Равнодействующая  $R_{шш}$ , действующих на шатунную шейку, складывается из  $P_r, Z, T$  и определяется по формуле:

$$R_{шш} = \sqrt{T^2 + (Z + P_r)^2}$$

при  $\varphi = 0^\circ$ :

$$\begin{aligned} R_{шш} &= \sqrt{T^2 + (Z + P_r)^2} \\ &= \sqrt{0^2 + (-12,3 - 19,4)^2} \\ &= 31,7 \text{ кН} \end{aligned}$$

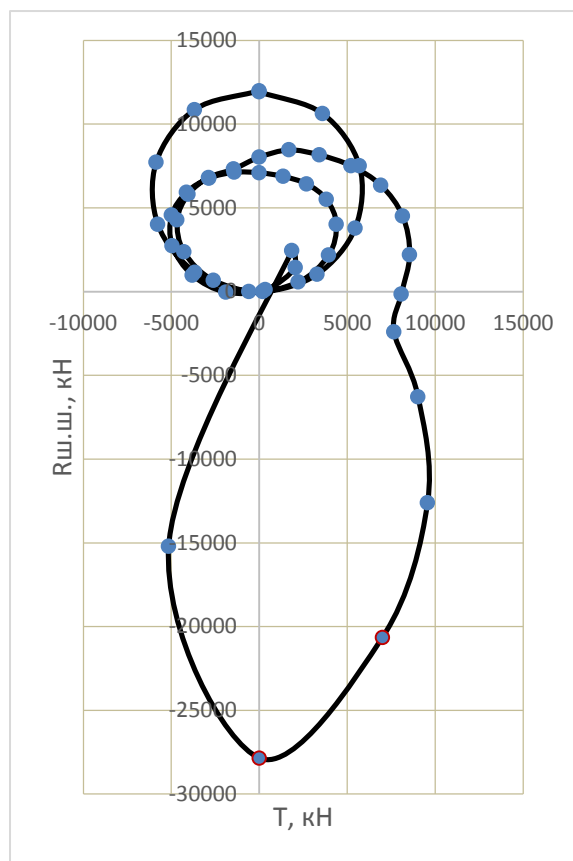


Рисунок 14 – Диаграмма полярной силы

Проведем расчет до  $\varphi = 720^\circ$ . Результаты расчетов сводятся в приложение В.

По результатам вычислений строится диаграмма полярной силы  $R_{шш}$ , рисунок 14, действующей на шатунную шейку. Данная диаграмма показывает направление действия силы в каждый конкретный момент времени, в зависимости от угла поворота коленчатого вала.

Для определения максимальной и минимальной силы  $R_{шш}$ , полярную диаграмму перестраиваем в прямоугольные координаты, рисунок 15, в зависимости от угла П.К.В.

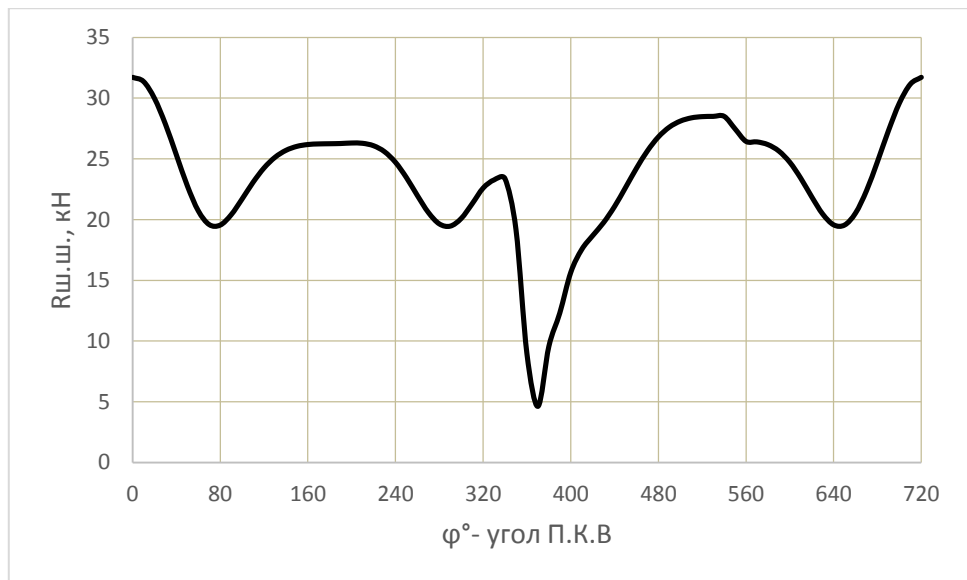


Рисунок 15 – Полярная диаграмма в прямоугольных координатах

### Диаграмма износа шатунной шейки

Диаграмма износа строится следующим образом:

- воздействие силы распространяется равномерно по всему подшипнику в секторе  $120^\circ$  (по  $60^\circ$  в обе стороны от точки ее приложения);
- величина износа прямо пропорциональна величине действующей силы;
- суммарный износ равен сумме износов от действия отдельных сил.

Построения выполняется следующим образом. Вычерчиваются две отдельные окружности произвольного радиуса и делятся на сектора по  $10^\circ$  каждый. На первом круге производится вспомогательное построение. Для его построения из полярной диаграммы переносятся вектора действия сил и в соответствии с их направлениями и их действиями находят точки воздействия данных сил. С учетом допущений, для каждой силы, из центра окружности строится дуга  $120^\circ$  с центром в точке приложения данной силы. Увеличение радиуса дуги относительно предыдущей, пропорционально величине силы, действующей в этой точке. По этому примеру строятся и другие построения, для каждой силы.

После обнаружения износа от действия всех сил во время рабочего

цикла, суммируется, по каждому радиусу, общая толщина вычерченных участков и откладывается от второй окружности по соответствующему радиусу в сторону центра. Концы данных отрезков соединяются плавной кривой, для получения нашей диаграммы

По диаграмме износа определяется место для подвода масла, которое назначается в зоне наименьших нагрузок.

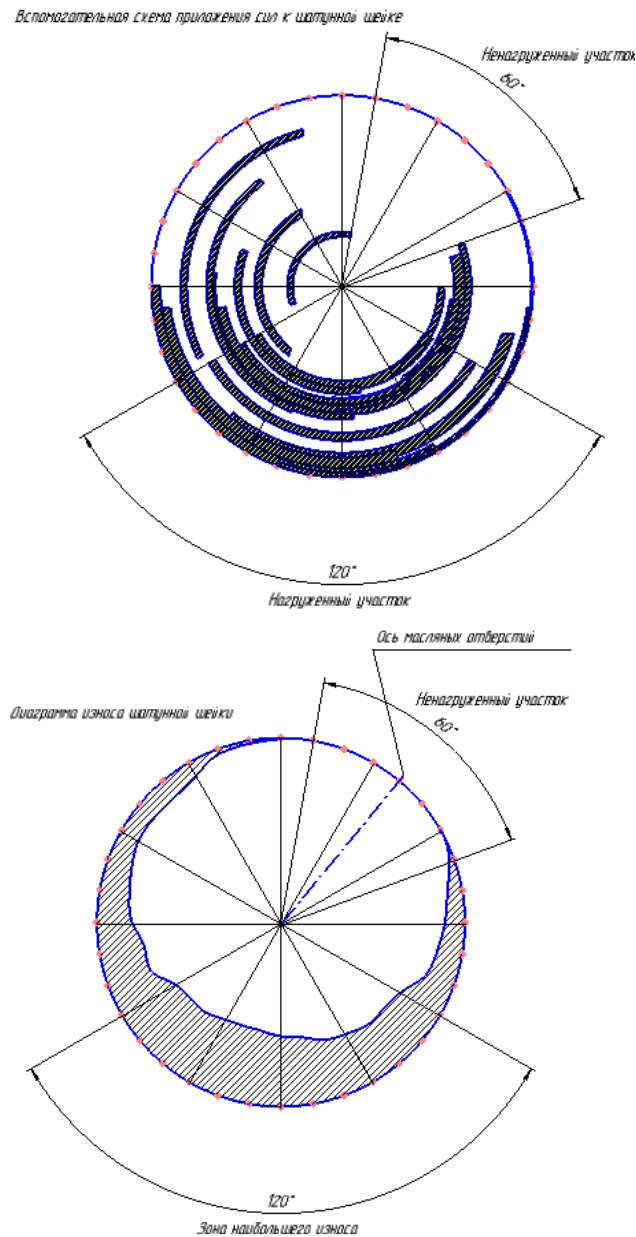


Рисунок 17 – Диаграмма износа

## Расчёт деталей двигателя

В этой части работы проведен расчет основных деталей двигателя внутреннего сгорания.

### 3.1 Расчет поршня

Рассчитаем напряжение изгиба днища поршня по формуле:

$$\sigma_{\text{из}} = p_{z\text{max}} \frac{r_i^2}{\delta} = 6 \cdot \frac{31^2}{7,5} = 102,5 \text{ МПа}$$

где:  $r_i = D/2 - (s+t+\Delta t) = 82/2 - (5+4+1) = 31 \text{ мм}$ .

Определим в сечении наименьшей площади напряжение на сжатие:

$$\sigma_{\text{сж}} = \frac{P_{z\text{max}}}{F_{x-x}} = \frac{0,032}{0,0007} = 44 \text{ МПа}$$

где:  $P_{z\text{max}} = P_z F_{\Pi} = 6 \cdot 0,0053 = 0,032 \text{ МН}$  ;

$$F_{x-x} = \frac{\pi}{4} (d_k^2 - d_i^2) - n'_M F' = ((3,14/4) \cdot (72 - 65) - 8 \cdot 3,5) \cdot 10^{-6} = 0,0007 \text{ м}^2$$

$$F' = \frac{d_k - d_i}{2} \cdot d_M = \frac{72 - 65}{2} \cdot 1 = 3,5 \text{ мм}^2$$

$$d_k = D - 2 \cdot t + \Delta t = 82 - 2 \cdot 4 + 1 = 72 \text{ мм}$$

Максимальная угловая скорость х.х. нашего ДВС:

$$\omega_{\text{х.хmax}} = \frac{\pi n_{\text{х.хmax}}}{30} = \frac{3,14 \cdot 6150}{30} = 644 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$$

Определим максимальную разрывную силу:

$$P_j = m_{x-x} R \omega_{\text{х.хmax}}^2 (1 + \lambda) = 0,25 \cdot 0,04 \cdot 644^2 \cdot (1 + 0,286) \cdot 10^{-6} = 0,005 \text{ МН}$$

Рассчитаем напряжение разрыва поршня:

$$\sigma_p = \frac{P_j}{F_{x-x}} = \frac{0,005}{0,0007} = 7,4 \text{ МПа}$$

В кольцевой перемычки, определим напряжения:

Среза;

$$\tau = 0,0314 \cdot p_{zmax} \cdot \frac{D}{h_{II}} = 0,0314 \cdot 6 \cdot \frac{82}{3,5} = 4,4 \text{ МПа}$$

Изгиба;

$$\sigma_{из} = 0,0045 p_{zmax} \left(\frac{D}{h_p}\right)^2 = 0,0045 \cdot 6 \cdot \frac{82^2}{3,5} = 14,8 \text{ МПа}$$

Сложного;

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\sigma_{из}^2 + 4\tau^2} = 17,3 \text{ МПа}$$

Максимальное удельное давление юбки поршня на стенку цилиндра определяется по формулам, приведенным ниже:

$$q_1 = \frac{N_{max}}{h_{ю} \cdot D} = \frac{0,0045}{0,055 \cdot 0,082} = 0,99 \text{ МПа}$$

$$q_2 = \frac{N_{max}}{H \cdot D} = \frac{0,0045}{0,08 \cdot 0,082} = 0,69 \text{ МПа}$$

Диаметр головки поршня и юбки поршня соответственно, с учетом монтажных зазоров:

$$D_{\Gamma} = D - \Delta_{\Gamma} = 82 - 0,574 = 81,43 \text{ мм}$$

$$D_{ю} = D - \Delta_{ю} = 82 - 0,164 = 81,83 \text{ мм}$$

где:  $\Delta_{\Gamma} = 0,007D = 0,007 \cdot 82 = 0,574 \text{ мм}$ ;  $\Delta_{ю} = 0,002D = 0,002 \cdot 82 = 0,164 \text{ мм}$ .

### 3.2 Расчет поршневых колец

Расчет поршневых колец проходит по представленному ниже алгоритму.

Таблица 3 показывает давление кольца на зеркало цилиндра в зави-



симости от угла П.К.В. Усредненное давление кольца, его напряжение и другие параметры рассчитаны ниже.

Определим давление кольца на стенку цилиндра нашего ДВС:

$$p_{cp} = 0,152E \frac{\frac{A_0}{t}}{\frac{D}{t} - 1} \frac{1}{\frac{D}{t}} = 0,152 \cdot 1,2 \cdot 10^5 \frac{\frac{12}{4}}{\frac{82}{4} - 1} \frac{1}{\frac{82}{4}} = 0,35 \text{ МПа}$$

Определим напряжение изгиба кольца в состоянии работы:

$$\sigma_{изг} = 2,61p_{cp} \left(\frac{D}{t} - 1\right)^2 = 2,61 \cdot 0,35 \cdot \left(\frac{82}{4} - 1\right)^2 = 357 \text{ МПа}$$

Таблица 8 – Давления кольца на зеркало цилиндра

Угол определяющий положение текущего давления	0	30	60	90	120	150	180
Переменный коэффициент	1,05	1,04	1,02	1,02	1,03	1,28	1,45
Давление в конкретной точке	0,3698	0,3661	0,3545	0,3511	0,3568	0,4094	0,4952

Определим монтажное напряжение кольца, при его установке:

$$\sigma_{\text{изз}} = \frac{4E(1 - 0,114 \cdot \frac{A_0}{t})}{m \frac{D}{t} - 1,4 \frac{D}{t}} = \frac{4 \cdot 1,2 \cdot 10^5 \cdot 1 - 0,114 \cdot \frac{12}{4}}{1,6 \cdot \frac{82}{4} - 1,4 \cdot \frac{82}{4}} = 504 \text{ МПа}$$

Определим монтажный зазор в замке кольца:

$$\begin{aligned} \Delta_K &= \Delta'_K + \pi D \alpha_K T_K - T_0 - \alpha_{\text{ц}} T_{\text{ц}} - T_0 = \\ &= 0,07 + 3,14 \cdot 82 \cdot (11 \cdot 10^{-6} \cdot 525 - 293 - 11 \cdot 10^{-6} \cdot 390 - 293) = 0,45 \text{ мм} \end{aligned}$$

где:  $\Delta'_K = 0,07$  мм,  $T_K = 525$  К,  $T_{\text{ц}} = 390$  К

### 3.3 Расчет поршневого пальца

Воздействующие на поршневой палец силы:

- газовая

$$P_{zmax} = p_{zmsx} F_{\Pi} = 6 \cdot 0,0053 = 0,032 \text{ МН}$$

- инерционная

$$\begin{aligned} P_j &= -m_{\Pi} \omega_M^2 R (1 + \lambda \cdot 10^6) = -0,5 \cdot 607^2 \cdot 0,04 \cdot (1 + 0,286 \cdot 10^6) = \\ &= -0,0095 \text{ МН} \end{aligned}$$

-расчетная

$$P = P_{zmax} + kP_j = 0,032 - 0,8 \cdot 0,0095 = 0,024 \text{ МН}$$

Определяем давление на единицу площади втулки шатуна в поршневой головке:

$$q_{\text{ш}} = \frac{P}{d_{\Pi} l_{\text{ш}}} = \frac{0,024}{22 \cdot 32} = 34 \text{ МПа}$$

Рассчитаем давление пальца на бобышки:

$$q_6 = \frac{P}{d_{\Pi}(l_{\Pi} - b)} = \frac{0,024}{22 \cdot (70 - 32)} = 27 \text{ МПа}$$

Определим напряжение на изгибе:

$$\sigma_{\text{из}} = \frac{P (l_{\Pi} + 2b - 1,5l_{\text{ш}})}{1,2 \cdot (1 - \alpha^4) d_{\Pi}^3} = \frac{0,024 \cdot ((70 + 2 \cdot 32 - 1,5 \cdot 30))}{1,2 \cdot (1 - 0,64^4) \cdot 22} = 185 \text{ МПа}$$

Напряжения овализации на внешней поверхности пальца определяется по формулам и рассчитывается в двух плоскостях:

горизонтальная;

$$\begin{aligned}\sigma_{\alpha 0^{\circ}} &= \frac{15P}{d_{\Pi} l_{\Pi}} \cdot 0,19 \cdot \frac{2 + \alpha}{1 - \alpha^2} \frac{1 + \alpha}{1 - \alpha} - \frac{1}{1 - \alpha} \cdot 0,1 - \alpha - 0,4^3 \\ &= \frac{15 \cdot 0,024}{22 \cdot 70} \cdot 0,19 \cdot \frac{2 + 0,64}{1 - 0,64^2} \frac{1 + 0,64}{1 - 0,64} - \frac{1}{1 - 0,64} \cdot 0,1 - 0,64 - 0,4^3 \\ &= 71 \text{ МПа}\end{aligned}$$

вертикальная;

$$\begin{aligned}\sigma_{\alpha 90^{\circ}} &= -\frac{15P}{d_{\Pi} l_{\Pi}} \cdot 0,174 \cdot \frac{2 + \alpha}{1 - \alpha^2} \frac{1 + \alpha}{1 - \alpha} - \frac{0,636}{1 - \alpha} \cdot 0,1 - \alpha - 0,4^3 \\ &= \frac{15 \cdot 0,024}{22 \cdot 70} \cdot 0,174 \cdot \frac{2 + 0,64}{1 - 0,64^2} \frac{1 + 0,64}{1 - 0,64} + \frac{0,636}{1 - 0,64} \cdot 0,1 - 0,64 - 0,4^3 = \\ &= -92 \text{ МПа}\end{aligned}$$

Напряжения овализации на внутренней поверхности пальца определяется по формулам и рассчитывается в двух плоскостях:

горизонтальная;

$$\begin{aligned}\sigma_{\alpha 0^{\circ}} &= -\frac{15P}{d_{\Pi} l_{\Pi}} \cdot 0,19 \cdot \frac{1 + 2\alpha}{1 - \alpha^2} \frac{1 + \alpha}{\alpha} + \frac{1}{1 - \alpha} \cdot 0,1 - \alpha - 0,4^3 \\ &= -\frac{15 \cdot 0,024}{22 \cdot 70} \cdot 0,19 \cdot \frac{2 + 0,64}{1 - 0,64^2} \frac{1 + 0,64}{0,64} + \frac{1}{1 - 0,64} \cdot 0,1 - 0,64 - 0,4^3 \\ &= -125 \text{ Мпа}\end{aligned}$$

вертикальная;

$$\begin{aligned}\sigma_{\alpha 0^{\circ}} &= \frac{15P}{d_{\Pi} l_{\Pi}} \cdot 0,174 \cdot \frac{1 + 2\alpha}{1 - \alpha^2} \frac{1 + \alpha}{\alpha} - \frac{0,636}{1 - \alpha} \cdot 0,1 - \alpha - 0,4^3 \\ &= \frac{15 \cdot 0,024}{22 \cdot 70} \cdot 0,174 \cdot \frac{2 + 0,64}{1 - 0,64^2} \frac{1 + 0,64}{0,64} - \frac{0,636}{1 - 0,64} \cdot 0,1 - 0,64 - 0,4^3 \\ &= 57 \text{ Мпа}\end{aligned}$$

#### 4 Специальная часть

В данной части работы будет рассчитана уравновешенность модернизированного двигателя.

#### Уравновешенность двигателя

Наш двигатель 4х тактный и 4х цилиндровый, поэтому промежутки между вспышками равны  $180^\circ$ . Схема двигателя приведена на рисунке 18. Очередность процессов в двигателе нашего типа, с указаниями углов П.К.В., показана на таблице 9, приведенной ниже.

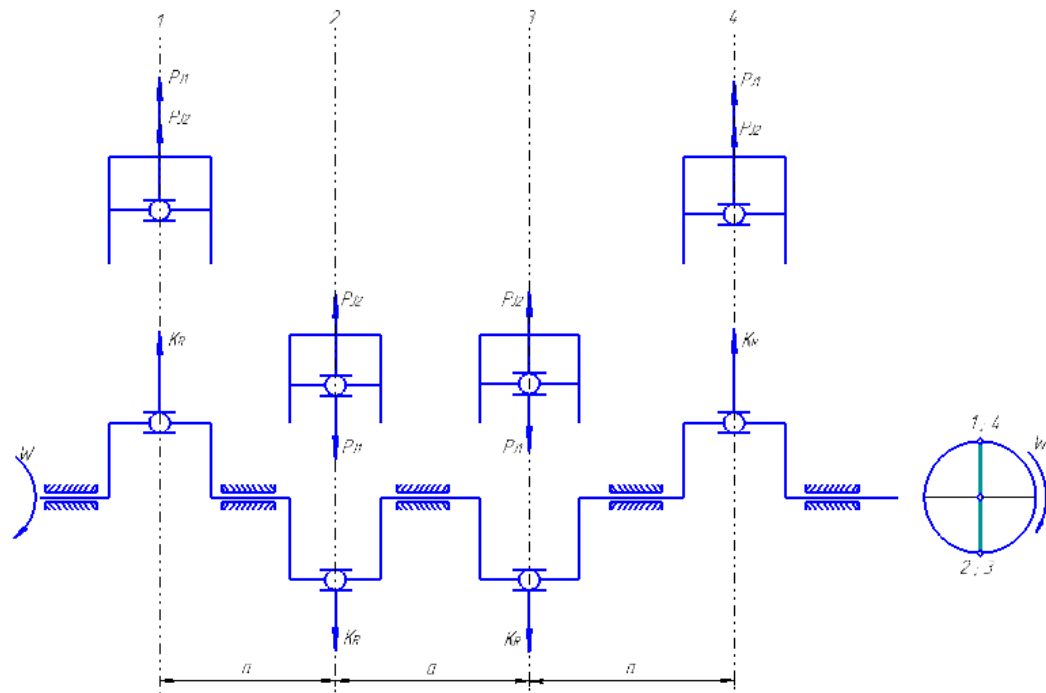


Рисунок 18 – Схема двигателя

Силы инерции первого порядка и второго порядка для данного типа двигателя взаимно уравновешиваются, так как действуют в одной плоскости и равны нулю:

$$\Sigma P_{j1} = 0$$

$$\Sigma P_{j2} = 0$$

Суммарный момент сил инерции второго порядка также равен нулю:

$$\Sigma M_{j2} = 0$$

Таблица 9 – Очередность процессов

Обороты ко- ленчатого ва- ла	Угол П.К.В., °	Цилиндры			
		1	2	3	4
Первый	0-30	Впуск	Рабочий ход	Сжатие	Выпуск
	30-60				
	60-90	Сжатие	Выпуск	Рабочий ход	Впуск
	90-120				
	120-150	Рабочий ход	Впуск	Выпуск	Сжатие
	150-180				
	180-210	Выпуск	Сжатие	Впуск	Рабочий ход
	210-240				
	240-270	Впуск	Рабочий ход	Сжатие	Выпуск
	270-300				
	300-330	Сжатие	Выпуск	Рабочий ход	Впуск
	330-360				
Второй	360-390	Рабочий ход	Впуск	Выпуск	Сжатие
	390-420				
	420-450	Выпуск	Сжатие	Впуск	Рабочий ход
	450-480				
	480-510	Впуск	Рабочий ход	Сжатие	Выпуск
	510-540				
	540-570	Сжатие	Выпуск	Рабочий ход	Впуск
	570-600				
	600-630	Рабочий ход	Впуск	Выпуск	Сжатие
	630-660				
	660-690	Выпуск	Сжатие	Впуск	Рабочий ход

Суммарный момент сил инерции первого порядка действует во вращающейся плоскости, составляющей с плоскостью первого кривошипа угол 30:

$$\Sigma M_{j1} = 0 \text{ Нм}$$

Центробежные силы инерции для всех цилиндров равны и направлены попарно в разные стороны. Равнодействующая этих сил равна нулю:

$$\Sigma K_R = 0$$

Суммарный момент  $\Sigma M_R$  центробежных сил действует в той же плоскости, что и равнодействующий момент сил инерции первого порядка:

$$\Sigma M_R = 0 \text{ Нм}$$

Суммарный момент инерции:

$$\Sigma M = \Sigma M_R + \Sigma M_{j1} = 0 \text{ Нм}$$

Уравновешивание этих сил осуществляется противовесами, установленными на продолжении щек вала или путем установки двух противовесов на концах коленчатого вала в плоскости действия моментов:

Масса каждого противовеса:

$$m_{\text{пр}} = a \cdot R \cdot \frac{1}{10} \cdot \frac{m_k + m_{\text{шк}} + m_j}{pb} = 0,17 \cdot 0,04 \cdot \frac{1}{10} \cdot \frac{0,897 + 0,57 + 0,69}{0,038 \cdot 0,9} = 1,36 \text{ кг,}$$

где:  $p$  - расстояние от центра тяжести противовеса до оси коленчатого вала,  $b$  - расстояние между центрами тяжести противовесов,  $a$  - расстояние между центрами шатунных шеек.

Уравновешенность двигателя с измененной массой противовесов

Проведём аналогичный расчёт, установив облегченную шатунную группу.

Масса поршня:

$$m_{\text{п}} = m'_{\text{п}} \cdot F_{\text{п}} = 95 \cdot 0,0053 = 0,5 \text{ кг}$$

удельную конструктивную массу поршня примем равной  $m'_{\text{п}} = 95 \text{ кг/м}^2$ .

$m_{\text{ш}} = 0,422 \text{ кг}$ , заменяя стандартный шатун кованным, отсюда получаем, что масса шатуна, сосредоточенная на оси поршневого пальца:

$$m_{\text{шп}} = 0,275 \cdot m_{\text{ш}} = 0,275 \cdot 0,422 = 0,12 \text{ кг}$$

Массы, совершающие возвратно-поступательное движение:

$$m_j = m_{\Pi} + m_{\text{ШП}} = 0,5 + 0,12 = 0,62 \text{ кг}$$

Масса неуравновешенных частей одного колена без противовесов находится по формуле:

$$m_k = m'_k \cdot F_{\Pi} = 170 \cdot 0,0053 = 0,897 \text{ кг}$$

удельную конструктивную массу вала принимаем равной  $m'_k = 170 \text{ кг/м}^2$ .

Масса шатуна, на оси кривошипа:

$$m_{\text{шк}} = 0,725 \cdot m_{\text{ш}} = 0,725 \cdot 0,422 = 0,31 \text{ кг}$$

Масса каждого противовеса на коленчатом валу должна быть:

$$m_{\text{пр}} = a \cdot R \cdot \frac{10 \cdot m_k + m_{\text{шк}} + m_j}{pb} = 0,17 \cdot 0,04 \cdot \frac{10 \cdot 0,897 + 0,31 + 0,62}{0,038 \cdot 0,9} = 1,15 \text{ кг.}$$

Масса вращающихся частей:

$$m_r = m_k + m_{\text{шк}} = 0,897 + 0,31 = 1,207 \text{ кг}$$

Силы инерции, создаваемые ими:

$$P_r = -m_r \cdot \omega^2 \cdot r = -1,207 \cdot 607^2 \cdot 0,0378 = -16810 \text{ Н}$$

В результате модернизации применялась установка облегчённых кованых шатунов массой 0,422 кг, используемых автомобилистами как детали для тюнинга. Выполнены из стали, обрабатываются вместе с крышкой, поэтому не взаимозаменяемы. В верхней головке шатуна запрессована сталебронзовая втулка. В результате проведения расчёта масса противовесов снизилась на 0,21 кг, за счёт этого уменьшились действующие силы инерции на коленчатый вал на 5%, уменьшились вибрации, снизился расход топлива, улучшились виброакустические характеристики, так же, что немаловажно, происходит более полное сгорание смеси, и уменьшается трение поршня и цилиндра

## 5 Безопасность и экологичность проекта

Данный раздел работы посвящен соответствию модернизированного двигателя при установке облегченных шатунов.

С учётом снижения сил инерции, уменьшается разрушительное влияние вибрации двигателя на резиновые подушки двигателя, продлевая их срок службы, увеличивается долговечность кривошипно-шатунного механизма за счёт снижения вибрационных нагрузок. Установка облегченных шатунов повышает надёжность модернизированного двигателя.

Благодаря облегченной суммарной массе шатунно-поршневой группы, снижается необходимая мощность для толкания поршня, благодаря чему снижается расход топлива, и как следствие, выбросы несгоревших углеводородов(CH).

Облегченный двигатель потребует меньшего смазывания, а следовательно, уменьшится угар масла, и сократится количество картерных газов.



## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате выполнения бакалаврской работы выполнены расчеты: тепловой, кинематический, динамический. В ходе проведения данных расчетов, были получены основные параметры двигателя, построены индикаторные диаграммы двигателя, диаграмма ВСХ, диаграмма перемещения поршня, диаграмма сил инерции действующих на поршень и диаграммы прочих сил, действующих на поршень рассчитанного двигателя, была применена установка облегченной шатунно-поршневой группы.

За счёт этого снизилась масса противовесов на коленчатом валу на 0,5 кг, улучшилась приёмистость двигателя и его виброакустические характеристики на 5-10%.

## Список используемых источников

1. Луканин В. Н. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн. 2. Динамика и конструирование: Учебник для вузов/В. Н. Луканин, И. В. Алексеев, М. Г. Шатров и др.; Под ред. В. Н. Луканина и М. Г. Шатрова. – 3-е изд. перераб. – М.: Высш. Шк., 2007. – 400 с.: ил.
2. Луканин В. Н. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн. 1. Теория рабочих процессов: Учебник для вузов/В. Н. Луканин, И. В. Алексеев, М. Г. Шатров и др.; Под ред. В. Н. Луканина и М. Г. Шатрова. – 3-е изд. перераб. – М.: Высш. Шк., 2007. – 479 с.: ил.
3. L. Qingyu «Comparative study on the pumping losses between continuous variable valve lift (CVVL) engine and variable valve timing (VVT) engine» vol.137 (2018), pp. 710-720/[www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431117351918](http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431117351918).
4. Y. Zhipeng «Quantitative study on influence factors of power performance of variable valve timing (VVT) engines and correction of its governing equation» vol. 157 (2018), pp. 314-326/[www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360544218309708](http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360544218309708)
5. U. Hasan «Effects of application of variable valve timing on the exhaust gas temperature improvement in a low-loaded diesel engine» vol. 122 (2017), pp. 758-767/[www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431117306130](http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431117306130)
6. L. [Kaimin](#) «Effect of asynchronous valve timing on combustion characteristic and performance of a high speed SI marine engine with five valves» vol. 123 (2016), pp.185-199/ [www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0196890416305210](http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0196890416305210)
7. Ютт В. Е. Электрооборудование автомобилей. Учебник для вузов. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Горячая линия – Телеком, 2006. – 440 с.: ил.
8. Орлин А. С. Двигатели внутреннего сгорания: Системы поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для вузов по спец. «Двигатели внутреннего сгорания»/С. И. Ефимов, Н. А. Иващенко, В. И. Ивин и др.; Под общ. ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. – 3-е изд., перераб. и доп.–М.: Машиностроение, 1985. – 456 с.,ил.

9. I. Zibani, R. Marumo, J. Chuma, I. Ngebani «Control Unit for a Coreless Stator for use with SI Engine Stepping Valve» vol. 21 (2018), pp. 397-404/[www.sciencedirect.com](http://www.sciencedirect.com).

10. A. Ainul, A. Shakrine «ENGINE OPTIMIZATION BY USING VARIABLE VALVE TIMING SYSTEM AT LOW ENGINE REVOLUTION» vol. 10 (2015), pp. 9730-9735/<https://www.researchgate.net/publication/290264041>.

11. Чайнов Н.Д. Конструирование двигателей внутреннего сгорания [Текст] / Чайнов Н.Д., Иващенко Н. А., Краснокутский А. Н., Мягков Л. Л. // Учебник - М.: Машиностроение, 2008. 496 с.

12. Вибе, И.И. Уточненный тепловой расчет двигателя [Текст] / И.И. Вибе// М. Машиностроение, 1971. – 282 с.

13. Райков И. Я., Рывинский Г.Н. Конструирование автомобильных и тракторных двигателей: Учебник для вузов по спец. «Двигатели внутреннего сгорания». – М.: Высш. шк., 1986. – 352 с.: ил.

14. Колчин А. И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: Учеб. пособие для вузов/А. И. Колчин, В. П. Демидов. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. Шк., 2008. – 496 с.: ил.

15. Крутов В. И. Автоматическое регулирование и управление двигателей внутреннего сгорания: Учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» – 5-е изд., перераб. И до. – М.: Машиностроение, 1989. – 416 с.: ил.

16. Ховах М. С. Автомобильные двигатели. Под ред. М. С. Ховаха. М., «Машиностроение», 1977. – 591 стр.

17. ТР ТС 018/2011 «О безопасности колесных транспортных средств».

18. ГОСТ Р 41.83-2004 (Правила ЕЭК ООН N 83) «Единообразные предписания, касающиеся сертификации транспортных средств в отношении выбросов вредных веществ в зависимости от топлива, необходимого для двигателей».

19. Орлин А. С. Двигатели внутреннего сгорания. Теория рабочих процессов поршневых и комбинированных двигателей. Изд. 3-е Коллектив авто-

ров, М., «Машиностроение», 1971, 400 стр.

20. Крутов В. И. Топливная аппаратура автотракторных двигателей. Учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности «Двигатели внутреннего сгорания»/В. И. Крутов, В. Е. Горбаневский, В. Г. Кислов; Под общ. ред. В. И. Крутова. – М.: Машиностроение, 1985. – 208 с., ил.

21. Z. Jinxing «Improving the partial-load fuel economy of 4-cylinder SI engines by combining variable valve timing and cylinder-deactivation through double intake manifolds» vol. 141 (2018), pp. 245-256/  
<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431117380675>.

22. ГОСТ 7.1-2003. Библиографическая запись. Общие требования и правила составления [Текст]. – Москва: ИПК Изд-во стандартов, 2004. – 47 с.

23. Дзюбан А.М. Учебно-методическое пособие к выполнению выпускной квалификационной работы бакалавров / А.М. Дзюбан, Д.А. Павлов, В.В. Смоленский - ФГБОУ ВО «Тольяттинский государственный университет» 2018 – 51 с.

24. Орлин, А.С. Двигатели внутреннего сгорания: Системы поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» /С.И. Ефимов, Н.А. Иващенко, В.И. Ивин и др.; Под общей редакцией А.С. Орлина, М.Г. Круглова //. – 3-е издание, перераб. И доп. – М.: Машиностроение, 1985. - с.456.

## Приложение А

Таблица А1 - Процесс наполнения

	$n_1 = 840$	$n_2 = 2350$	$n_3 = 4000$	$n_4 = 5800$	$n_5 = 6150$
$A_n$	0,003966	0,010567	0,017168	0,023811	0,024196
$\Delta p_a$	0,003716	0,005351	0,007284	0,012044	0,013416
$p_a$	0,096284	0,094649	0,092716	0,087956	0,086584
$\gamma_r$	0,037455	0,036303	0,037107	0,03817	0,039734
$T_a$	335,8079	332,9634	330,9959	329,2738	331,0187
$\eta_v$	0,890745	0,892921	0,992372	0,903915	0,810822
$V_a$	1,000574	1,009238	1,024185	1,073995	1,096792

Таблица А2 □ Процесса сжатия

	$n_1 = 840$	$n_2 = 2350$	$n_3 = 4000$	$n_4 = 5800$	$n_5 = 6150$
$n^I$	1,37	1,373	1,375	1,377	1,378
$P_c$	2,571942	2,546517	2,506517	2,389264	2,357649
$T_c$	815,4667	814,3966	813,4763	813,1343	819,4057
$V_y$	0,108249	0,12704	0,157508	0,180429	0,225883
$P_y$	2,026443	1,628873	1,216568	1,025706	0,763974
$T_y$	764,6214	721,3005	667,9231	645,086	601,5216
$\Theta$	14	20	27	30	37

Таблица А3 – Термодинамические данные

	$n_1 = 840$	$n_2 = 2350$	$n_3 = 4000$	$n_4 = 5800$	$n_5 = 6150$
$q_z$	2414,85	2444,101	2601,48	2519,26	2488,993

$E_2$	53,0962	53,27802	55,88105	51,60518	49,92547
-------	---------	----------	----------	----------	----------

Таблица А4 □ Впуск и расширение

	$n_1 = 840$	$n_2 = 2350$	$n_3 = 4000$	$n_4 = 5800$	$n_5 = 6150$
$n^2$	1,184086	1,18122	1,176788	1,182705	1,194334
$V_z$	0,194566	0,164625	0,136294	0,131584	0,11366
$P_z$	4,023882	4,976949	6,42078	6,241838	6,381412
$P_b$	0,578821	0,584459	0,598188	0,521101	0,425674
$T_z$	1977,81	2015,607	2093,217	1915,95	1603,187

Таблица А5 - Индикаторные показатели

	$n_1 = 840$	$n_2 = 2350$	$n_3 = 4000$	$n_4 = 5800$	$n_5 = 6150$
$\eta_i$	0,384421	0,422208	0,421881	0,422889	0,418464
$g_i$	213,1762	194,0973	194,2477	193,7847	195,8338
$P_{iT}$	1,175028	1,29368	1,436654	1,311721	1,164317
$L_{iT}$	1,068821	1,186938	1,337636	1,280711	1,160921

Таблица А6 - Эффективные показатели двигателя

при $n =$	$V_{п.ср}$	$P_M$	$P_e$	$\eta_M$	$\eta_e$	$g_e$	$N_e$	$M_e$	$G_T$
840	2,1168	0,061518	1,113509	0,947645	0,364295	224,9536	12,44776	141,5088	2,800168
2350	5,922	0,110986	1,182694	0,914209	0,385987	212,3117	36,98779	150,301	7,852941
4000	10,08	0,16504	1,271614	0,885122	0,373416	219,4587	67,69138	161,6013	14,85546
5800	14,616	0,224008	1,087713	0,829226	0,350671	233,6935	83,95766	138,2304	19,62036
6150	15,498	0,235474	0,928843	0,797758	0,333833	245,4802	76,02138	118,0408	19,64394

## Приложение Б

Таблица Б1 - Кинематические характеристики двигателя ВАЗ 21127

φ	Sx	Sn1	Sn2	Vx	Vx1	Vx2	j	jn1	jn2
0	0	0	0	0	0	0	17849	13945	3904
10	0,7338	0,574	0,1596	5,086	3,987	1,0993	17402	13733	3669
20	2,8987	2,28	0,619	9,918	7,852	2,0661	16095	13104	2991
30	6,3872	5,064	1,323	14,263	11,479	2,7836	14029	12076	1952
40	11,03	8,844	2,1865	17,923	14,758	3,1654	11360	10682	678
50	16,6081	13,503	3,1055	20,753	17,587	3,1654	8285	8963	-678
60	22,869	18,9	3,969	22,666	19,883	2,7836	5020	6972	-1952
70	29,5446	24,872	4,673	23,64	21,574	2,0661	1778	4769	-2991
80	36,3685	31,236	5,1324	23,709	22,61	1,0993	-1248	2421	-3669
90	43,092	37,8	5,292	22,959	22,959	0	-3904	0	-3904
100	49,4963	44,364	5,1324	21,511	22,61	-1,0993	-6090	-2421	-3669
110	55,4013	50,728	4,673	19,508	21,574	-2,0661	-7760	-4769	-2991
120	60,669	56,7	3,969	17,099	19,883	-2,7836	-8925	-6972	-1952
130	65,2028	62,097	3,1055	14,422	17,587	-3,1654	-9641	-8963	-678
140	68,943	66,756	2,1865	11,592	14,758	-3,1654	-10004	-10682	678
150	71,8588	70,536	1,323	8,696	11,479	-2,7836	-10124	-12076	1952
160	73,9394	73,32	0,619	5,786	7,852	-2,0661	-10113	-13104	2991
170	75,1853	75,026	0,1596	2,887	3,987	-1,0993	-10064	-13733	3669
180	75,6	75,6	0	0	0	0	-10040	-13945	3904
190	75,1853	75,026	0,1596	-2,887	-3,987	1,0993	-10064	-13733	3669
200	73,9394	73,32	0,619	-5,786	-7,852	2,0661	-10113	-13104	2991
210	71,8588	70,536	1,323	-8,696	-11,479	2,7836	-10124	-12076	1952
220	68,943	66,756	2,1865	-11,592	-14,758	3,1654	-10004	-10682	678
230	65,2028	62,097	3,1055	-14,422	-17,587	3,1654	-9641	-8963	-678
240	60,669	56,7	3,969	-17,099	-19,883	2,7836	-8925	-6972	-1952
250	55,4013	50,728	4,673	-19,508	-21,574	2,0661	-7760	-4769	-2991
260	49,4963	44,364	5,1324	-21,511	-22,61	1,0993	-6090	-2421	-3669
270	43,092	37,8	5,292	-22,959	-22,959	0	-3904	0	-3904
280	36,3685	31,236	5,1324	-23,709	-22,61	-1,0993	-1248	2421	-3669
290	29,5446	24,872	4,673	-23,64	-21,574	-2,0661	1778	4769	-2991
300	22,869	18,9	3,969	-22,666	-19,883	-2,7836	5020	6972	-1952
310	16,6081	13,503	3,1055	-20,753	-17,587	-3,1654	8285	8963	-678
320	11,03	8,844	2,1865	-17,923	-14,758	-3,1654	11360	10682	678
330	6,3872	5,064	1,323	-14,263	-11,479	-2,7836	14029	12076	1952
340	2,8987	2,28	0,619	-9,918	-7,852	-2,0661	16095	13104	2991
350	0,7338	0,574	0,1596	-5,086	-3,987	-1,0993	17402	13733	3669
360	0	0	0	0	0	0	17849	13945	3904
370	0,7338	0,574	0,1596	5,086	3,987	1,0993	17402	13733	3669
380	2,8987	2,28	0,619	9,918	7,852	2,0661	16095	13104	2991
390	6,3872	5,064	1,323	14,263	11,479	2,7836	14029	12076	1952
400	11,03	8,844	2,1865	17,923	14,758	3,1654	11360	10682	678
410	16,6081	13,503	3,1055	20,753	17,587	3,1654	8285	8963	-678

420	22,869	18,9	3,969	22,666	19,883	2,7836	5020	6972	-1952
430	29,5446	24,872	4,673	23,64	21,574	2,0661	1778	4769	-2991
440	36,3685	31,236	5,1324	23,709	22,61	1,0993	-1248	2421	-3669
450	43,092	37,8	5,292	22,959	22,959	0	-3904	0	-3904
460	49,4963	44,364	5,1324	21,511	22,61	-1,0993	-6090	-2421	-3669
470	55,4013	50,728	4,673	19,508	21,574	-2,0661	-7760	-4769	-2991
480	60,669	56,7	3,969	17,099	19,883	-2,7836	-8925	-6972	-1952
490	65,2028	62,097	3,1055	14,422	17,587	-3,1654	-9641	-8963	-678
500	68,943	66,756	2,1865	11,592	14,758	-3,1654	-10004	-10682	678
510	71,8588	70,536	1,323	8,696	11,479	-2,7836	-10124	-12076	1952
520	73,9394	73,32	0,619	5,786	7,852	-2,0661	-10113	-13104	2991
530	75,1853	75,026	0,1596	2,887	3,987	-1,0993	-10064	-13733	3669
540	75,6	75,6	0	0	0	0	-10040	-13945	3904
550	75,1853	75,026	0,1596	-2,887	-3,987	1,0993	-10064	-13733	3669
560	73,9394	73,32	0,619	-5,786	-7,852	2,0661	-10113	-13104	2991
570	71,8588	70,536	1,323	-8,696	-11,479	2,7836	-10124	-12076	1952
580	68,943	66,756	2,1865	-11,592	-14,758	3,1654	-10004	-10682	678
590	65,2028	62,097	3,1055	-14,422	-17,587	3,1654	-9641	-8963	-678
600	60,669	56,7	3,969	-17,099	-19,883	2,7836	-8925	-6972	-1952
610	55,4013	50,728	4,673	-19,508	-21,574	2,0661	-7760	-4769	-2991
620	49,4963	44,364	5,1324	-21,511	-22,61	1,0993	-6090	-2421	-3669
630	43,092	37,8	5,292	-22,959	-22,959	0	-3904	0	-3904
640	36,3685	31,236	5,1324	-23,709	-22,61	-1,0993	-1248	2421	-3669
650	29,5446	24,872	4,673	-23,64	-21,574	-2,0661	1778	4769	-2991
660	22,869	18,9	3,969	-22,666	-19,883	-2,7836	5020	6972	-1952
670	16,6081	13,503	3,1055	-20,753	-17,587	-3,1654	8285	8963	-678
680	11,03	8,844	2,1865	-17,923	-14,758	-3,1654	11360	10682	678
690	6,3872	5,064	1,323	-14,263	-11,479	-2,7836	14029	12076	1952
700	2,8987	2,28	0,619	-9,918	-7,852	-2,0661	16095	13104	2991
710	0,7338	0,574	0,1596	-5,086	-3,987	-1,0993	17402	13733	3669
720	0	0	0	0	0	0	17849	13945	3904

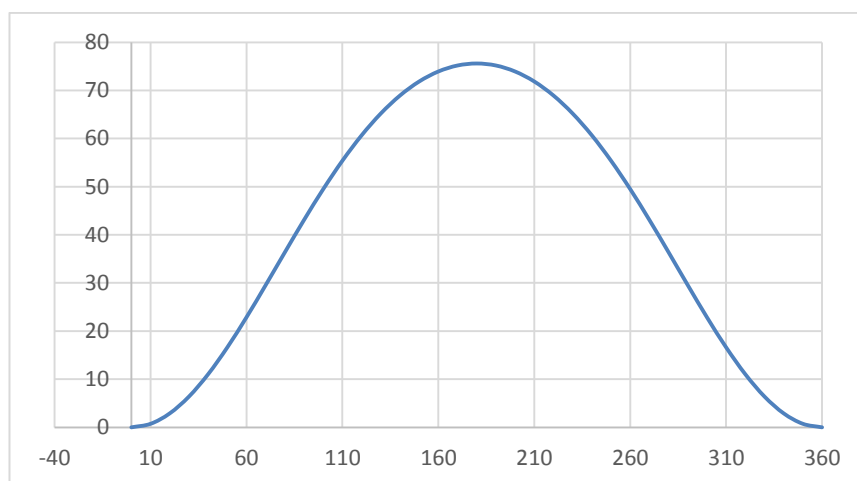


Рисунок Б1 – Перемещения поршня



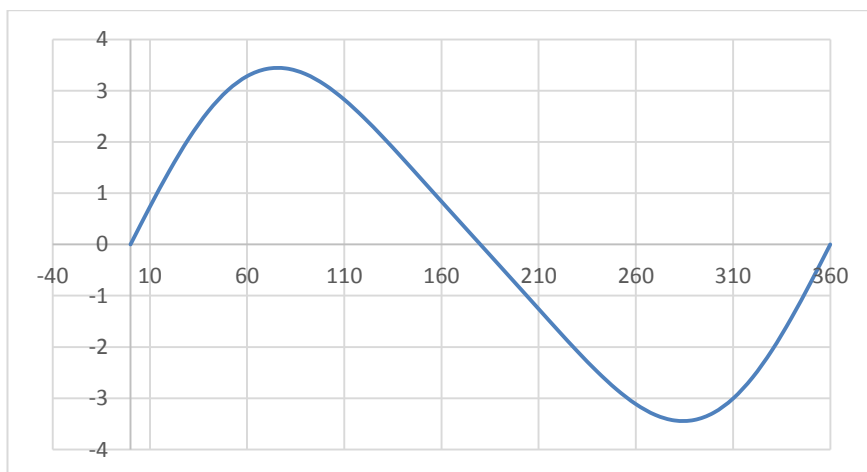


Рисунок Б2 – Скорость поршня

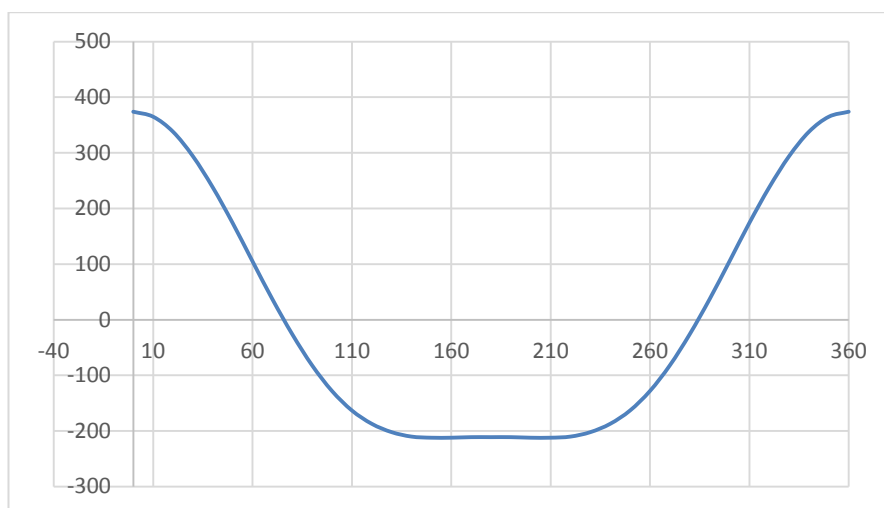


Рисунок Б3 – Ускорения поршня

## Приложение В

Таблица В1 – Силы действующие в КШМ двигателя ВАЗ 21127

φ	P <sub>r</sub>	P <sub>j</sub>	P <sub>1</sub>	N	K	Z	T	Rш.ш.
0	0,087825	-12,7959	-12,7081	0	-12,7081	-12,7081	0	32,16785
10	-0,05673	-12,4755	-12,5322	-0,61408	-12,5197	-12,2314	-2,76961	31,81198
20	-0,05673	-11,5385	-11,5952	-1,11314	-11,5375	-10,5169	-5,00913	30,39225
30	-0,05673	-10,0566	-10,1134	-1,42599	-10,0132	-8,04014	-6,29052	28,2102
40	-0,05673	-8,14396	-8,2007	-1,49253	-8,07155	-5,32225	-6,41294	25,59832
50	-0,05673	-5,9395	-5,99623	-1,30718	-5,8557	-2,85421	-5,43259	22,96577
60	-0,05673	-3,59883	-3,65556	-0,90658	-3,54909	-1,04183	-3,61901	20,81857
70	-0,05673	-1,27464	-1,33138	-0,35947	-1,28511	-0,11716	-1,37398	19,62508
80	-0,05673	0,894689	0,837956	0,23798	0,805727	-0,08882	0,866447	19,56778
90	-0,05673	2,79877	2,742037	0,792449	2,634042	-0,79245	2,742037	20,437
100	-0,05673	4,365909	4,309177	1,223806	4,143439	-1,95206	4,033389	21,7884
110	-0,05673	5,563129	5,506396	1,492233	5,315054	-3,28181	4,663918	23,2149
120	-0,05673	6,397599	6,340866	1,572535	6,15618	-4,53372	4,704922	24,45043
130	-0,05673	6,911615	6,854882	1,494364	6,69422	-5,55245	4,291156	25,37765
140	-0,05673	7,171849	7,115116	1,294951	7,003067	-6,28265	3,578903	25,99001
150	-0,05673	7,257876	7,201144	1,015361	7,129845	-6,74747	2,722032	26,34822
160	-0,05673	7,24999	7,193258	0,690553	7,15747	-6,99904	1,812701	26,52083
170	-0,05673	7,214862	7,15813	0,350748	7,150979	-7,10802	0,901924	26,58309
180	-0,05673	7,198374	7,141641	0	7,141641	-7,14164	0	26,60141
190	-0,05349	7,214862	7,161369	-0,35091	7,154215	-7,11124	-1,58266	26,6181
200	-0,04353	7,24999	7,206457	-0,69182	7,170604	-7,01188	-3,11319	26,65408
210	-0,02609	7,257876	7,231785	-1,01968	7,160183	-6,77618	-4,49817	26,61876
220	0,000218	7,171849	7,172066	-1,30532	7,05912	-6,33293	-5,60856	26,39544
230	0,037616	6,911615	6,949231	-1,51493	6,786358	-5,62888	-6,296	25,86657
240	0,08952	6,397599	6,487119	-1,60881	6,298174	-4,63829	-6,42225	24,93916
250	0,161143	5,563129	5,724273	-1,54555	5,52536	-3,41167	-5,90745	23,62203
260	0,260527	4,365909	4,626436	-1,31391	4,448496	-2,09578	-4,78373	22,07998
270	0,400319	2,79877	3,199089	-0,92454	3,073092	-0,92454	-3,19909	20,63381
280	0,600939	0,894689	1,495628	-0,42476	1,438104	-0,15854	-1,39991	19,66819
290	0,896302	-1,27464	-0,37834	0,102531	-0,3652	-0,03329	0,320456	19,49569
300	1,344258	-3,59883	-2,25457	0,559133	-2,1889	-0,64255	1,672891	20,17181
310	2,044977	-5,9395	-3,89452	0,849006	-3,80325	-1,85379	2,437972	21,45254
320	3,168461	-8,14396	-4,9755	0,905541	-4,89715	-3,2291	2,502677	22,82648
330	4,968792	-10,0566	-5,08785	0,717387	-5,03748	-4,04484	1,923209	23,58316
340	6,835898	-11,5385	-4,70258	0,451447	-4,67918	-4,26524	1,185049	23,75458
350	12,31294	-12,4755	-0,16252	0,007963	-0,16236	-0,15862	0,020477	19,61839
360	22,85484	-12,7959	10,05893	0	10,05893	10,05893	0	9,400838
370	32,70544	-12,4755	20,22998	0,991269	20,20977	19,74446	4,470826	4,479882
380	33,22733	-11,5385	21,68885	2,08213	21,58095	19,67179	9,369584	9,371983
390	22,07228	-10,0566	12,01564	1,694205	11,89667	9,55243	7,473725	12,41015
400	15,53357	-8,14396	7,389606	1,344908	7,273234	4,795854	5,778672	15,76145

410	11,23048	-5,9395	5,290976	1,153433	5,166969	2,518505	4,793624	17,6064
420	8,415564	-3,59883	4,816735	1,19455	4,676442	1,37277	4,768568	18,70504
430	6,539878	-1,27464	5,265233	1,421613	5,082272	0,463341	5,433721	19,75828
440	5,258513	0,894689	6,153202	1,747509	5,91654	-0,65224	6,362411	21,09438
450	4,361691	2,79877	7,160462	2,069373	6,878445	-2,06937	7,160462	22,68868
460	3,720897	4,365909	8,086806	2,296653	7,775775	-3,66332	7,56925	24,33045
470	3,255744	5,563129	8,818873	2,389915	8,512425	-5,25605	7,469585	25,81988
480	2,914743	6,397599	9,312342	2,309461	9,041109	-6,65832	6,909758	27,01665
490	2,664194	6,911615	9,575809	2,087526	9,351376	-7,75641	5,994456	27,8685
500	2,481684	7,171849	9,653532	1,756943	9,501508	-8,52407	4,855727	28,40199
510	2,352216	7,257876	9,610092	1,355023	9,514943	-9,00466	3,632615	28,69528
520	2,265868	7,24999	9,515858	0,913522	9,468516	-9,25893	2,397996	28,81864
530	2,216363	7,214862	9,431226	0,46213	9,421804	-9,36521	1,188334	28,84946
540	2,200232	7,198374	9,398606	0	9,398606	-9,39861	0	28,85837
550	1,144028	7,214862	8,358891	-0,40959	8,35054	-8,30038	-1,84731	27,82154
560	0,087825	7,24999	7,337815	-0,70443	7,301309	-7,13969	-3,16994	26,78768
570	0,087825	7,257876	7,345701	-1,03574	7,272972	-6,88292	-4,56903	26,73599
580	0,087825	7,171849	7,259674	-1,32126	7,145348	-6,41029	-5,67706	26,48564
590	0,087825	6,911615	6,99944	-1,52588	6,83539	-5,66955	-6,34149	25,91711
600	0,087825	6,397599	6,485424	-1,60839	6,296528	-4,63708	-6,42057	24,93755
610	0,087825	5,563129	5,650954	-1,52576	5,454589	-3,36797	-5,83178	23,56088
620	0,087825	4,365909	4,453734	-1,26486	4,282437	-2,01754	-4,60516	21,96548
630	0,087825	2,79877	2,886595	-0,83423	2,772906	-0,83423	-2,8866	20,49826
640	0,087825	0,894689	0,982514	-0,27903	0,944725	-0,10415	-0,91963	19,58551
650	0,087825	-1,27464	-1,18682	0,321628	-1,14558	-0,10444	1,005236	19,59001
660	0,087825	-3,59883	-3,511	0,870729	-3,40874	-1,00064	2,605165	20,62559
670	0,087825	-5,9395	-5,85168	1,275665	-5,71453	-2,7854	3,663149	22,54475
680	0,087825	-8,14396	-8,05614	1,466217	-7,92927	-5,22843	4,052237	25,01855
690	0,087825	-10,0566	-9,96882	1,405604	-9,87012	-7,92521	3,768214	27,64302
700	0,087825	-11,5385	-11,4506	1,099262	-11,3937	-10,3857	2,885564	29,98467
710	0,087825	-12,4755	-12,3876	0,606994	-12,3753	-12,0903	1,560842	31,58868
720	0,087825	-12,7959	-12,7081	0	-12,7081	-12,7081	0	32,16785

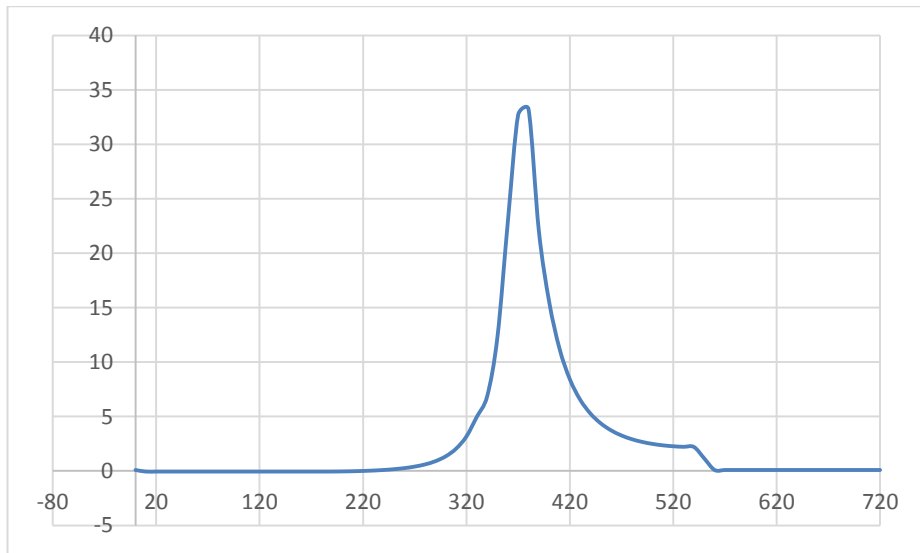


Рисунок В1 – Силы давления газов

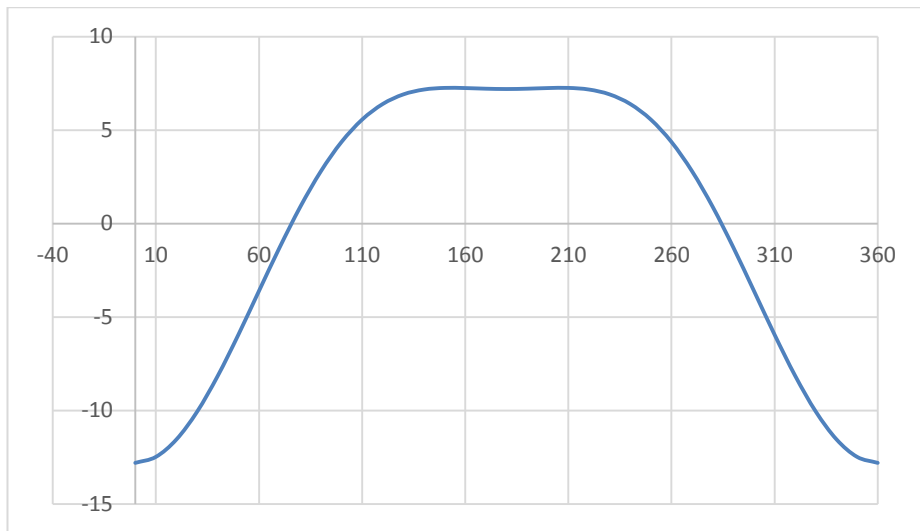


Рисунок В2 – Силы инерции

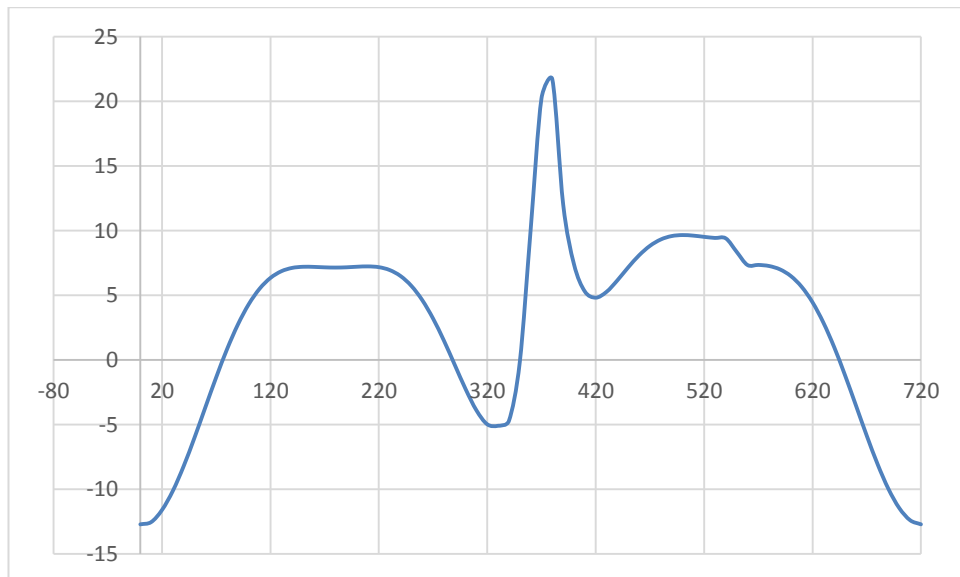


Рисунок В3 – Суммарные силы