

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

## БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

на тему Улучшение мощностных характеристик бензинового двигателя  
путем совершенствования процессов газообмена

Студент	<u>К.А. Игнатьев</u> (И.О. Фамилия)	_____ (личная подпись)
Руководитель	<u>Д.А. Павлов</u> (И.О. Фамилия)	_____ (личная подпись)
Консультанты	<u>М.И. Фесина</u> (И.О. Фамилия)	_____ (личная подпись)
	<u>А.Г. Егоров</u> (И.О. Фамилия)	_____ (личная подпись)
	<u>О.Н. Брега</u> (И.О. Фамилия)	_____ (личная подпись)

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

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2017 г.

Тольятти 2017

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

«Тольяттинский государственный университет»

Институт энергетики и электротехники

(наименование института полностью)

Кафедра «Энергетические машины и системы управления»

(наименование кафедры)

УТВЕРЖДАЮ

Зав. кафедрой ЭМиСУ

Д.А. Павлов

(подпись)

(И.О. Фамилия)

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2017г

## ЗАДАНИЕ

### на выполнение бакалаврской работы

Студент Игнатъев Клим Андреевич

1. Тема Улучшение мощностных характеристик бензинового двигателя путем совершенствования процессов газообмена

2. Срок сдачи студентом законченной бакалаврской работы 13.06.2017

3. Исходные данные к бакалаврской работе

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

*Тепловой расчет, динамический расчет, введение, спецчасть, заключение*

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

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

Контроль аннотаций к.п.н О.Н. Брега

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

Руководитель бакалаврской работы

(подпись)

Е.Д. Кальней

(И.О. Фамилия)

Задание принял к исполнению

(подпись)

С.А. Цепляев

(И.О. Фамилия)

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

«Тольяттинский государственный университет»

Институт энергетики и электротехники

(наименование института полностью)

Кафедра «Энергетические машины и системы управления»

(наименование кафедры)

УТВЕРЖДАЮ

Зав. кафедрой ЭМиСУ

\_\_\_\_\_ Д.А. Павлов

(подпись) (И.О. Фамилия)

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2017г

### КАЛЕНДАРНЫЙ ПЛАН

#### выполнения выпускной квалификационной работы

Студента Игнатьева Клим Андреевича

по теме Улучшение мощностных характеристик бензинового двигателя путем совершенствования процессов газообмена

Наименование раздела работы	Плановый срок выполнения раздела	Фактический срок выполнения раздела	Отметка о выполнении	Подпись руководителя

Руководитель выпускной  
квалификационной работы

\_\_\_\_\_ (подпись)

\_\_\_\_\_ (И.О. Фамилия)

Задание принял к исполнению

\_\_\_\_\_ (подпись)

\_\_\_\_\_ (И.О. Фамилия)

## АННОТАЦИЯ

Данная работа содержит анализ характеристик фактического рабочего цикла бензинового двигателя. Описан способ и схема работы, выбранные для улучшения мощностных характеристик бензинового двигателя ВАЗ 21126.

Расчетно-пояснительная записка для бакалаврской работы содержит: 46 страниц, таблиц, рисунков.

Целью настоящей работы является исследование возможностей и эффективности использования в качестве электронной системы газораспределения системы регулировки гидравлического клапана.

Данная бакалаврская работа состоит из пояснительной записки и графической части. Пояснительная записка включает тепловой расчет в выбранных условиях, кинематические и динамические расчеты, специальная часть содержит анализ системы распределения газов при помощи электрогидравлической системы двигателя и сравнительный анализ. Графическая часть проекта включает в себя продольные и поперечные сечения двигателя, а также графики кинематических и динамических расчетов, диаграмму ВСХ и специальную часть.

## ABSTARACT

This paper contains an analysis of the characteristics of the actual operating cycle of the gasoline engine. The method and the scheme chosen to improve the power characteristics of the gasoline engine VAZ 21126 are described.

Calculation and explanatory note for bachelor's work: 46 pages, tables, .. figures.

The purpose of this paper is to investigate the possibilities and efficiency of using as an electronic gas distribution system an electrohydraulic valve lift adjustment system.

Bachelor's work consists of an explanatory note and a graphic part. The explanatory note includes thermal calculation under the selected conditions, kinematic and dynamic calculations, a special part contains an analysis of the electrohydraulic engine gas distribution system and a comparative analysis. The graphical part of the project shows longitudinal and transverse sections of the engine, as well as graphs of kinematic and dynamic calculations, the diagram of the HSC, and a special part.

## УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ И СОКРАЩЕНИЯ

ДВС - двигатель внутреннего сгорания.

КПД – коэффициент полезного действия.

ОЖ – охлаждающая жидкость

## СОДЕРЖАНИЕ

	Введение.....	4
1	Состояние вопроса.....	5
1.1	Пути повышения мощностных показателей.....	5
1.1.1	Регулирование подъема клапана .....	5
1.1.2	Увеличение мощности двигателя за счет установки турбокомпрессора.....	6
1.1.3	Установка нагнетателя воздуха с механическим приводом.....	7
1.1.4	Снижение тепловых потерь.....	7
1.1.5	Увеличение степени сжатия.....	8
1.1.6	Улучшение эффективных показателей бензиновых ДВС путем усовершенствования конструкции шатунно-поршневой группы.....	8
2	Расчет бензинового двигателя.....	10
2.1	Топливо.....	10
2.2	Горючая смесь. Количество.....	11
2.3	Впуск.....	12
2.4	Сжатие.....	13
2.5	Сгорание.....	14
2.6	Выпуск расширение.....	15
2.7	Параметры рабочего цикла индикаторные.....	16
2.8	Характеристика двигателя скоростная.....	20
2.9	Динамический расчет.....	24
2.10	Моменты крутящие.....	25
2.11	Расчет деталей двигателя.....	27
2.12	Расчет систем. Расчет жидкостного насоса .....	28
2.12.1	Жидкостный насос. Расчет параметров.....	31

2.12.2	Масляный насос расчет.....	32
3	Специальная часть.....	33
4	Сравнительный анализ двигателей.....	36
	Заключение.....	38
	Список использованных источников.....	39
	Приложение А.....	41
	Приложение Б – Безопасность и экологичность проекта.....	44



## ВВЕДЕНИЕ

В данный момент улучшение мощностных характеристик бензиновых (ДВС) по-прежнему является актуальной научно-технической задачей. Один из способов улучшения мощностных характеристик двигателей является регулирование подъема клапанов при помощи электромагнитного клапана. Приемлемым алгоритмом управления клапанном механизмом при прогреве двигателя и рециркуляция отработавших газов, является повторное открытия впускного клапана во время такта выпуска, снижающее выбросы несгоревших углеводородов (СН) и угарного газа (СО) на 40%, окислов азота (NO<sub>x</sub>) — на 60%.

В разработке силового механизма уже достигнуты значительные успехи. В настоящее время наиболее эффективной и востребованной в бензиновых ДВС является системы регулирования подъема клапанов используя технологию MultiAir в которой применяется электрогидравлическая система с дополнительным соленоидом, который управляется электроникой и контролирует давление в гидравлической системе. Во время такта открытия и закрытия этот соленоид может изменять момент и продолжительность открытия впускных клапанов, скорость их закрытия (с помощью специального «гидравлического тормоза»), а также может открывать клапаны многократно за один цикл для создания наиболее оптимальной смеси в цилиндре.

В данной выпускной квалификационной работе рассмотрен наиболее перспективный и интересный вариант улучшения мощностных характеристик двигателя внутреннего сгорания.

## 1 Состояние вопроса

### 1.1 Пути повышения мощностных показателей:

#### 1.1.1 Регулирование подъема клапана

Наилучшая совместимость в системе Multiair - это то, что она удаляет прямую связь между распределительным валом и впускными клапанами. Один распределительный выполняет сразу несколько функций. Две из которых приведение в действие выпускных клапанов и одного входного кулачка, который толкает небольшой насос, в свою очередь насос либо гидравлически открывает клапаны, либо при помощи перемещения моторного масла в отдельный гидротолкатель.

При отсутствии привычного управления дроссельной заслонки во впускных коллекторах двигатель освобождается от потерь в насосе, которые имеют обычные бензиновые агрегаты. Раннее закрытие и позднее открытие может использоваться для экономии топлива в определенных условиях использования ДВС.

Когда требуется максимальная мощность, электромагнитный клапан с электронным управлением остается закрытым, и давление масла открывает впускные клапаны непосредственно в соответствии с профилями впускного кулачка, которые рассчитаны на высокую мощность на больших оборотах. В условиях частичной нагрузки электромагнитный клапан может использоваться для безразмерного изменения открывания впускных клапанов каждого цилиндра для повышения эффективности.

Например, при минимально допустимых оборотах для работы двигателя и полных нагрузках впускные клапаны закрываются быстрее и сводят к минимуму проблему вытеснения отработавших газов во входной канал. При условиях частичной нагрузки и холостого хода впускные клапаны частично открываются для ускорения входного заряда в цилиндры. В городских условиях впускные клапаны открываются дважды во время такта

впуска, чтобы улучшить смесеобразование и сгорание топлива воздушной смеси. Система так же позволит снизить выбросы загрязняющих веществ.

1.1.2 Увеличение мощности двигателя за счет установки турбокомпрессора.

Работа основана на использовании энергии газов отработанных. Поток газов из цилиндра попадая на лопасти турбины, закреплённых на валу, передавая энергию газов и раскручивая находящиеся на одном валу с нею лопасти компрессора, подающие под давлением воздух в цилиндры двигателя. Так воздух в цилиндры подается не только за счёт разрежения, создаваемого поршнем, за счет чего в двигатель попадает больший объем смеси топлива с воздухом. Как результат, объём сгораемой ТВС увеличивается, таким образом газ, который образовался, занимает больше объёма и возникает сила большая, которая действует на поршень.

Обычно, у двигателей с турбонаддувом удельный эффективный расход топлива меньше ( $\text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$ ), литровая мощность выше (мощность, которая снимается с единицы объёма двигателя —  $\text{кВт}/\text{л}$ ), это предоставляет возможность увеличения мощности небольшого мотора по объему без увеличения оборотов двигателя.

Ввиду увеличения массы воздуха, которая сжимается в цилиндрах, в конце такта сжатия температура увеличивается, есть вероятность детонации. Следовательно конструкция двигателей с турбонаддувом предусматривает заранее понижение степени сжатия, к тому же применяют марки топлива высокооктановые, также система содержит промежуточный охладитель воздуха наддуваемого в цилиндр (интеркулер), который представляет собой радиатор для охлаждения воздуха. Снижение температуры воздуха необходимо для того чтобы плотность воздуха не снижалась в результате нагрева от сжатия, данное требование необходимо для эффективности всей системы.

### 1.1.3 Установка нагнетателя воздуха с механическим приводом.

Установка нагнетателя воздуха с механическим приводом- одно из наиболее простых решений существенно увеличивающее мощность двигателя автомобиля с минимальными конструктивными изменениями . Данное положение является преимуществом перед установкой турбонаддува , для выполнения которой требуется.

Привод объемного нагнетателя воздуха выполняется непосредственно от коленчатого вала автомобиля, в следствии чего компрессор начинает нагнетать поток воздуха в цилиндры уже при минимальных оборотах. Большинство компрессоров из-за особенностей своей конструкции не нуждаются во вмешательстве в штатную смазочную и охлаждающую систему. Во время своей работы , механический нагнетатель не способствует тепловой нагрузке выпускного коллектора , тем самым не увеличивая температуру под капотом автомобиля. Все эти факторы, безусловно , относятся к достоинствами компрессоров.

В совокупности с преимуществами механический нагнетатель воздуха имеет ряд и недостатки . Такие как : снижение коэффициента полезного действия (КПД) двигателя , за счет того , что на приводящие силы компрессора затрачивается 10-15% от всей мощности двигателя. Не менее существенным недостатком является наличие издаваемого шума проходящего в процессе работы шестеренчатого привода.

### 1.1.4 Снижение тепловых потерь.

В данном случае рассматривается улучшения мощностных характеристик бензинового двигателя . При увеличенной степени сжатия за счет уменьшения площади камеры сгорания , с которой соприкасаются отработавшие газы. Улучшение мощностных показателей достигается за счет повышения среднего давления приходящегося на поршень , которое

увеличивается со временем увеличение температуры и скорости сгорания ТВС при ее большем сжатии.

#### 1.1.5 Увеличение степени сжатия .

Увеличение степени сжатия считается одной из эффективных методов улучшения мощностных характеристик двигателя . За счет увеличения степени сжатия можно получить более высокие характеристики двигателя того же объема .

Увеличение степени сжатия можно добиться за счет:

1) Изменения толщины прокладки между блоком цилиндров и головкой цилиндров. При таком варианте есть существенные недостатки , один из которых , столкновение поршней с клапанами;

Так же потребуется перенастройка фаз газораспределения двигателя.

2) Увеличение рабочего объема цилиндра приводит к увеличению степени сжатия двигателя вследствие чего улучшаются мощностные характеристики.

1.1.6 Улучшение эффективных показателей бензиновых ДВС путем усовершенствования конструкции шатунно-поршневой группы.

К списку эффективных показателей бензиновых ДВС можно отнести такие показатели как часовой расход топлива , механический КПД , эффективная мощность , эффективный расход топлива и т.п. Наиболее важную роль из эффективных показателей занимает – эффективная мощность ( имеется два наиболее значимых направления в решении вопроса о увеличении эффективной мощности:

1- увеличение показателей происходит за счет увеличения индикаторной мощности;

2- увеличение показателей происходит за счет снижения механических потерь.

## 2 Расчет бензинового двигателя

Данные исходные для расчета ДВС

Расположение цилиндров, их число	4 цилиндра, рядное
Частота вращения вала коленчатого	3500 мин <sup>-1</sup>
Мощность	78(106) кВт (л.с.)
Степень сжатия	$\epsilon=11$
Объем двигателя рабочий	$V_d=1,596$ л.
Объем 1-го цилиндра рабочий	$V_h=0,399$ л.
Диаметр цилиндра	$D=82$ мм.
Ход поршня	$S=75,6$ мм.
Тип зажигания	Искровое
Режимы для проведения расчета	$n=6000$ мин <sup>-1</sup>
Избыток воздуха	$\alpha=1$
Температура окружающей среды	20°C /293 К

### 2.1 Топливо

Используем бензин марки АИ 95, потому что степень сжатия  $\epsilon=11$ .

Топливо. Молекулярная масса и состав.

$$H = 0,144; m_T=114,9 \text{ кг/моль и } C=0,854. \quad (1)$$

Низшая теплотворная способность топлива  $H_u$ :

$$H_u=33,91C+125,60H-10,89(O-S)-2,51(9H+W)=33,91*0,855+125,6*0,1452,51*9*0,145=43,933 \text{ МДж/кг.}$$

Рабочее тело. Данные

Количество воздуха необходимое для сгорания топлива в кол-ве 1 кг:

$$L_0 = \frac{1}{0,208} \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0,208} \left( \frac{0,855}{12} + \frac{0,145}{4} \right) = 0,516 \text{ кмоль возд/кг топл.}$$

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left( \frac{8}{3} C + 8H - O \right) = \frac{1}{0,23} \left( \frac{8}{3} 0,855 + 8 * 0,145 \right) = 14,957 \text{ кг возд/кг топл.}$$

2.2 Горючая смесь. Количество

$$M_1 = \alpha L_0 + 1/m_T = 1,0 * 0,516 + 1/115 = 0,5247 \text{ кг/кмоль:}$$

Продукты сгорания для различных скоростных режимах:

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} + 2 \frac{1-\alpha}{1+K} 0,208 L_0 = \frac{0,855}{12} - 2 \frac{1-1}{1+0,5} 0,208 * 0,516 = 0,07125 \text{ кмоль } CO_2/\text{кг топл.}$$

$$M_{CO} = 2 \frac{1-1}{1+0,5} 0,208 * 0,516 = 0 \text{ кмоль } CO/\text{кг топл.}$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} - 2K \frac{1-\alpha}{1+K} 0,208 L_0 = \frac{0,145}{2} - 2 * 0,5 \frac{1-1}{1+0,5} 0,208 * 0,516 = 0,0725 \text{ кмоль } H_2O/\text{кг топл.}$$

$$M_{H_2} = 2K \frac{1-\alpha}{1+K} 0,208 L_0 = 2 * 0,5 \frac{1-1}{1+0,5} 0,208 * 0,516 = 0 \text{ кмоль } H_2/\text{кг топл.}$$

$$M_{N_2} = 0,792 \alpha L_0 = 0,792 * 1 * 0,516 = 0,4086 \text{ кмоль } N_2/\text{кг топл.}$$

Количество продуктов сгорания полное:

$$M_2 = M_{CO} + M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{H_2} + M_{N_2} = 0,07125 + 0,0725 + 0,4086 = 0,5524 \text{ кмоль пр. сг/кг топл.}$$

Остаточные газы и параметры окружающей среды

Давление  $p_0 = 0,1 \text{ Мпа}$ , температура  $T_0 = 293 \text{ К}$ .

Остаточные газы, количество.

Принимаем температуру для номинального режима равную  $T_r = 1020 \text{ К}$ .

Значение давления  $p_z$  (остаточные газы) на номинальном, примем:

$$p_{zN} = 1,10 p_0 = 1,10 * 0,1 = 0,110 \text{ МПа}$$

Давление на других системах

$$p_r = p_0 (1,035 + A_p * 10^{-8} * n^2),$$

где  $A_p = (p_{rN} - p_0 * 1,035) * 10^8 / (n_N^2 p_0)$

$$A_p = (0,110 - 0,1 * 1,035) * 10^8 / 6000^2 * 0,1 = 0,1805$$

тогда  $p_r = 0,1(1,035 + 0,1805 * 10^{-8} * 6000^2) = 0,109 \text{ МПа}$

### 2.3 Впуск

Для впрыска топлива примем температуру подогрева

$$\Delta T_N = 8^\circ \text{C} = 281^\circ \text{K}$$

Расчет  $\Delta T$  для других систем:

$$\Delta T = A_T(110 - 0,0125n), \text{ где } A_T = (\Delta T_N) / (110 - 0,0125n_N) = 0,17,$$

теперь  $\Delta T = 6^\circ \text{C}$

Плотность на впуске заряда:

$$\rho_0 = p_0 * 10^6 / (R_B T_0) = 0,1 - 10^6 / (287 * 293) = 1,189 \text{ кг/м}^3,$$

где  $R_B = 287 \text{ Дж/(кг*град)}$  – значение, для воздуха, удельной газовой постоянной.

Потеря на впуске давления:

Если учесть внутренние поверхности впускной системы, то принимаем:  $\beta^2 + \xi_{вп} = 2,4$  и  $\omega = 95 \text{ м/с}$ , значит:

$$\Delta P_a = (\beta^2 + \xi_{вп}) A_n^2 n^2 \rho_k 10^{-6} / 2,$$

$$\text{где } A_n = \omega_{вп} / n_N = 95 / 5200 = 0,01826$$

$$\Delta P_a = 2,4 * 0,01826^2 * 6000^2 * 1,189 * \frac{10^{-6}}{2} = 0,017 \text{ МПа}$$

Формула давления в конце впуска:

$$P_a = P_0 - \Delta P_a$$

$$P_a = 0,1 - 0,017 = 0,083 \text{ МПа}$$

Остаточные газы коэффициент  $\gamma_r$ .

Принимаем  $\varphi_{оч} = 1$ , а  $\varphi_{доз} = 1,145$ , минимальный скоростной режим  $\varphi_{доз} = 0,96$ ,

$$\text{тогда } \gamma_r = \frac{T_0 + \Delta T}{T_r} * \frac{\varphi_{оч} p_r}{\varepsilon \varphi_{доз} p_a - \varphi_{оч} p_r}$$



$$T_a = (T_0 + \Delta T + Y_r)/(1 + Y_r)$$

$$T_a = (293 + 6 + 0,034)/(1 + 0,034)$$

$$Y_r = \frac{293+6}{1020} * \frac{0,19}{11*1,145*0,083-0,19} = 0,034$$

Конец впуска, температура:

$$T = 295\text{K}$$

Значение коэффициента наполнения  $\eta_v$ :

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

$$\eta_v = \frac{293}{293+6} * \frac{1}{11-1} * \frac{1}{0,1} (1,145 * 11 * 0,083 - 0,109) = 0,92$$

2.4 Сжатие

Значение среднего показателя адиабаты при  $\varepsilon=11$  и  $T_a$  на режимах:

$k_1=1,38$ , при  $n=6000$ ;

Значение среднего показателя политропы  $n_1$  принимается меньше  $k_1$ , значит  $n_1=1,37$  при  $n=900$ ;  $n_1=1,38$  при  $n=4500$ ;  $n_1=1,38$  при  $n=5200$ ;  $n_1=1,383$  при  $n=7000$ ;

В конце сжатия давление:

$$P_c = P_a \varepsilon^{n_1}$$

В конце такта сжатия, принимая во внимания значения  $n_1$  для  $n=6000$ , будет давление:

$$P_c = 0,083 * 11^{1,382} = 2,28 \text{ Мпа}$$

В конце такта сжатия температура:

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1}$$

$$T_c = 281 * 11^{1,382 - 1} = 737 \text{ K}$$

В конце сжатия средняя молярная теплоемкость:

а) свежая смесь  $(m c_v)_{t_0}^{t_c} = 20,6 + 2,638 * 10^{-3} t_c$ , где  $t_c = T_c - 273^\circ\text{C}$ ;

$$(m c_v)_{t_0}^{t_c} = 20,6 + 2,638 * 10^{-3} * 426 = 21,72 \text{ кДж/(кмольград)}$$

б) остаточные газы

$$(mc''_v)_{t_0}^{445} = 23,795 + (23,926 - 23,795) * \frac{0,01}{0,05} = 23,827 \text{ кДж/(кмоль град);}$$

в) рабочая смесь

$$(mc'_v)_{t_0}^{t_c} = \frac{1}{1+\gamma_r} [(mc_v)_{t_0}^{t_c} + \gamma_r (mc''_v)_{t_0}^{t_c}]$$

$$(mc'_v)_{t_0}^{t_c} = \frac{1}{1 + 0,035} [21,77 + 0,035 * 23,82] = 21,83 \text{ кДж/(кмоль град);}$$

2.5 Сгорание

Коэффициент горючей смеси номинальный режим

$$\mu_0 = M_2/M_1$$

$$\mu_0 = 0,5524/0,5247 = 1,052$$

рабочей смеси

$$\mu = (\mu_0 + \gamma_r) / (1 + \gamma_r)$$

$$\mu = (1,052 + 0,035) / (1 + 0,035) = 1,050$$

Теплота сгорания рабочей смеси и теплота химической неполноты сгорания:

$$\Delta H_u = 119950(1 - \alpha)L_0 = 0$$

$$H_{\text{раб.см}} = \frac{H_u - \Delta H_u}{M_1(1 + \gamma_r)} = \frac{43930}{0,5247 * (1 + 0,035)} = 80902 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль}} \text{ раб. см}$$

Значение средней мольной теплоемкости:

$$(mc''_v)_{t_0}^{t_c} = \frac{1}{M_2} [M_{CO_2} (mc''_{vCO_2})_{t_0}^{t_z} + M_{CO} (mc''_{vCO})_{t_0}^{t_z} + M_{H_2O} (mc''_{vH_2O})_{t_0}^{t_z} + M_{H_2} (mc''_{vH_2})_{t_0}^{t_z} + M_{N_2} (mc''_{vN_2})_{t_0}^{t_z}]$$

Эмпирические формулы для интервала температур 1500- 2800°C:

$$(mc''_v)_{t_0}^{t_c} = \left( \frac{1}{0,5524} \right) * [0,0712 * (39,123 + 0,003349t_z) + 0,0725 * (26,67 + 0,004438t_z + 0,4087(21,951 + 0,001457t_z))] = 24,784 + 0,002091t_z \text{ кДж/(кмоль град)}$$

Значение коэффициента применения теплоты  $\xi_z = 0,98$  при  $n=6000$

Температура процесса сгорания в конце видимого режима

$$\xi_z H_{\text{раб.см}} + (mc'_v)_{t_0}^{t_c} t_c = \mu (mc''_v)_{t_0}^{t_z} t_z$$

На номинальном режиме работы

$$0,99 * 80902 + 21,77 * 445 = 1,050(24,784 + 0,002091t_z)t_z$$

$$26,0232t_z + 0,002195t_z^2 - 89779 = 0,$$

откуда

$$t_z = (-26,0232 + \sqrt{26,0232^2 + 4 * 0,002195 * 89779}) / (2 * 0,002195) = 2792^\circ\text{C}$$

$$T_z = t_z + 273 = 2792 + 273 = 3065 \text{ К}$$

$$T_z = t_z + 273 = 2514 + 273 = 2787 \text{ К}$$

Теоретическое большее давление сгорания:

$$p_z = p_c * \mu * T_z / T_c [7]$$

$$p_z = 2 * 1,050 * 2787 / 699 = 8,7 \text{ МПа}$$

Действительное большее давление сгорания:

$$p_{zd} = p_z * 0,85$$

$$p_{zd} = 8,7 * 0,85 = 7,395 \text{ Мпа}$$

Расчет степени увеличения давления  $\lambda$ :

$$\lambda = p_z / p_c$$

$$\lambda = 8,7 / 2,28 = 3,815;$$

2.6 Выпуск расширение

Адиабата расширения  $k_2$  при  $\alpha=1$ ,  $T_z=3052$ , будет равен 1,259, а значение среднего показателя политропы расширения будет  $n_2=1,25$ .

В конце процесса расширения температура и давление

$$T_b = T_z / \varepsilon^{n_2 - 1}$$

$$P_b = 8,7 / 11^{1,25} = 0,489 \text{ МПа}; T_b = 2787 / 11^{0,25} = 1531$$

$$p_b = p_z / \varepsilon^{n_2}$$

Температура остаточных газов проверка:

$$T_{rN} = \frac{T_b}{\sqrt[3]{P_b/P_r}} = \frac{1693}{\sqrt[3]{0,485/0,1099}} = 1032 \text{ K}$$

$$\Delta T_{rN} = 100(1032 - 1020)/1020 = 1,17\%$$

## 2.7 Параметры рабочего цикла индикаторные

Среднее индикаторное давление теоретическое:

$$p'_i = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[ \frac{\lambda}{n_2 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right]$$

$$p'_i = \frac{2,28}{11 - 1} \left[ \frac{3,67}{1,25 - 1} \left( 1 - \frac{1}{11^{1,25 - 1}} \right) - \frac{1}{1,383 - 1} \left( 1 - \frac{1}{11^{1,383 - 1}} \right) \right] = 1,149 \text{ МПа}$$

Индикаторное давление среднее  $p_i = \varphi_u p'_i$

$$n = 6000 \quad p_i = 0,98 * 1,149 = 1,12 \text{ МПа};$$

КПД индикаторный:

$$\eta_i = p_i l_0 \alpha / (H_u \rho_0 \eta_V)$$

$$\eta_i = 1,149 * 14,957 * 1 / (43,930 * 1,189 * 0,92) = 0,428$$

Удельный расход индикаторный:

$$g_i = 3600 / (H_u \eta_i)$$

$$g_i = 3600 / (43,930 * 0,358) = 229 \text{ г / (кВт * ч)}$$

Показатели двигателя эффективные

Значение для давления механических потерь среднее:

$$p_m = 0,034 + 0,0113 v_{п.ср},$$

где скорость поршня средняя  $v_{п.ср} = Sn / (10^4 * 3)$ ;

Ход поршня равен 75,6 мм:

$$v_{п.ср} = 75,6 * 6000 / (10^4 * 3) = 15,12 \text{ м/с}$$

Давление механических потерь:

$$p_m = 0,034 + 0,0113 * 15,12 = 0,204 \text{ МПа}$$

Эффективное давление среднее:

$$p_e = p_i - p_m$$

$$p_e = 1,12 - 0,204 = 0,916 \text{ МПа};$$

КПД механический:

$$\eta_M = p_e / p_i$$

$$\eta_M = 0,916 / 1,12 = 0,817;$$

КПД эффективный:

$$\eta_e = \eta_i * \eta_M$$

$$\eta_e = 0,358 * 0,817 = 0,33;$$

Удельный расход эффективный:

$$g_e = 3600 / H_u \eta_e$$

$$g_e = 3600 / 43,93 * 0,319 = 202 \text{ г / (кВт * ч)}$$

Параметры двигателя

Значение площади поршня

$$F_{\pi} = \pi D^2 / (4 * 100) = 3,14 * 76,5^2 / (4 * 100) = 45,94 \text{ см}^2$$

Значение мощности двигателя:

$$N_e = p_e V_{\pi} n / 30 \tau$$

$$N_e = 0,916 * 1,39 * 6000 / 30 * 4 = 72 \text{ кВт};$$

Значение литровой мощности:

$$N_{\text{л}} = N_e / V_{\text{л}} = 54,6 \text{ кВт/л};$$

Значение крутящего момента:

$$M_e = \frac{3 * 10^4 N_e}{\pi n}$$

$$\text{При } n=4000 \quad M_e = 9554 * \frac{72}{4000} = 145 \text{ Н * м};$$

Расход топлива часовой:

$$G_{\text{т}} = N_e g_e * 10^{-3} G_{\text{т}} = 48 * 255 * 10^{-3} = 14,9 \text{ кг/ч}$$

На рисунке 2.1 показана индикаторная диаграмма.

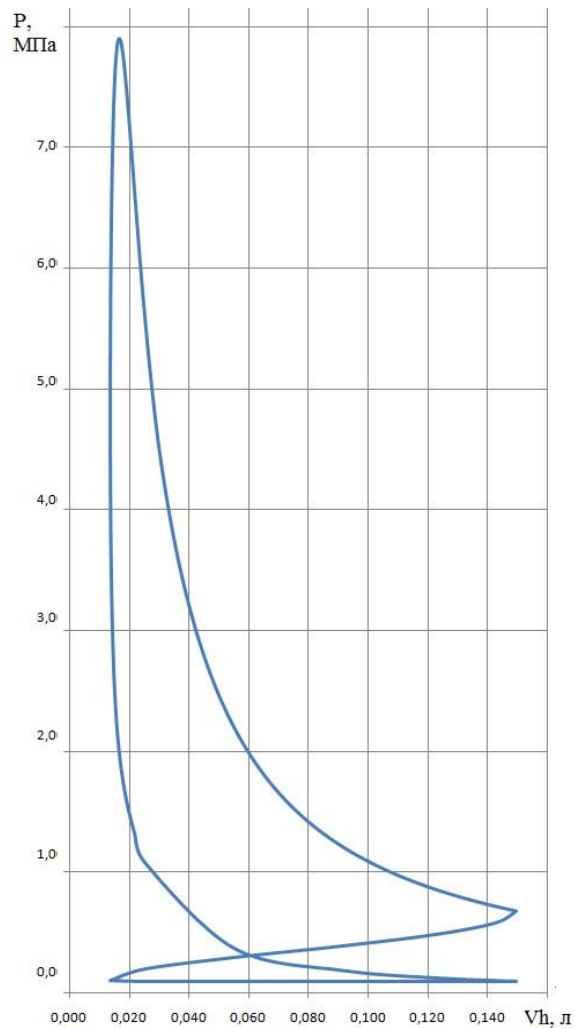


Рисунок 2.1 – Индикаторная диаграмма

Баланс двигателя тепловой

Количество теплоты введенное в двигатель одновременно:

$$Q_0 = Q_e + Q_{\Gamma} + Q_B + Q_{\text{н.с}} + Q_{\text{ост.}} \text{ или } Q_0 = H_u G_{\Gamma} / 3,6$$

Значение теплоты, при эквивалентной эффективной работе:

$$Q_e = 1000N_e;$$

Утраченная с отработавшими газами теплота:

$$Q_{\Gamma} = (G_{\Gamma} / 3,6) * [M_2 ((mc_v'')_{t_{\Gamma}}^{t_{\Gamma}} + 8,315)t_{\Gamma} - M_1 ((mc_v)_{t_0}^{20} + 8,315)t_0],$$

Отдаваемая режиму охлаждения теплота,:

$$Q_B = ciD^{1+2m}n^m(H_u - \Delta H_u) / (\alpha H_u),$$

где  $c=0,5$ ;

D-диаметр цилиндра, см;

При  $n=900\text{мин}^{-1}$ ,  $m=0,58$ ; при  $n=4500\text{мин}^{-1}$ ,  $m=0,64$ ; при  $n=5200\text{мин}^{-1}$ ,  $m=0,64$ ; при  $n=6000\text{мин}^{-1}$ ,  $m=0,65$ ; при  $n=7000\text{мин}^{-1}$ ,  $m=0,66$ .

Потерянная теплота в результате химической неполноты сгорания:

$$Q_{н.с} = \Delta H_u G_T / 3,6$$

Потери неучтенные:

$$Q_{ост.} = Q_0 - (Q_e + Q_g + Q_b + Q_{н.с.})$$

Результаты теплового баланса представлены в таблице 2.1.3.1

Таблица 2.1 – Тепловой баланс

составная часть теплового баланса	Частота вращения коленчатого вала, <u>об/мин</u>							
	900		4500		5200		7000	
	$Q$ Дж/с	$q, \%$	$Q$ Дж/с	$q, \%$	$Q$ Дж/с	$q, \%$	$Q$ , Дж/с	$q, \%$
Теплота, эквивалентная эффективной службе	14291	36,9	63001	41	69001	34,9	76001	32,8
Теплота, отдаваемая системе охлаждения	8375	21,77	45063	28,7	49432	25,4	77424	33,4
Теплота, утраченная с отработавшими газами	12051	29,51	49398	31,36	61795	31,5	70702	30,4

Теплота, утраченная из-за химической неполноты сгорания	2186	5,6	0	0	0	0	6332	2,6
Неучтенные потери теплоты	1532	3,8	77	0,045	16846	8,1	1392	0,7
<u>Теплота</u> впрыснутая в двигатель	38437	101	157536	101	197075	101	231853	101

## 2.8 Характеристика двигателя скоростная

Внешней называется скоростная характеристика двигателя при положении дроссельной заслонки на полной мощности. Она позволяет оценить экономические, мощностные, эксплуатационные и динамические и показатели при полной нагрузки двигателя. Рассчитываем ВСХ двигателя.

Таблица 2.3 - Результаты для внешней скоростной характеристики

	$N_{ex}$	$M_{ex}$	$P_{ex}$	$g_a$	$G_t$
900	12,16939	129,1213	2,708824	21,60636	8,642546
2000	29,31501	139,9688	2,936395	18,88326	7,553304
2500	37,26837	142,3547	2,986447	18,10605	7,242421
3000	44,97189	143,15	3,003131	17,6167	7,04668
3500	52,17571	142,3547	2,986447	17,4152	6,966081
4000	58,63001	139,9688	2,936395	17,50156	7,000623
4500	64,08494	135,9925	2,852974	17,87577	7,150308
5000	68,29064	130,4255	2,736186	18,53783	7,415134
5500	70,99728	123,268	2,586029	19,48776	7,795102
6000	71,95502	114,52	2,402505	20,72553	8,290212



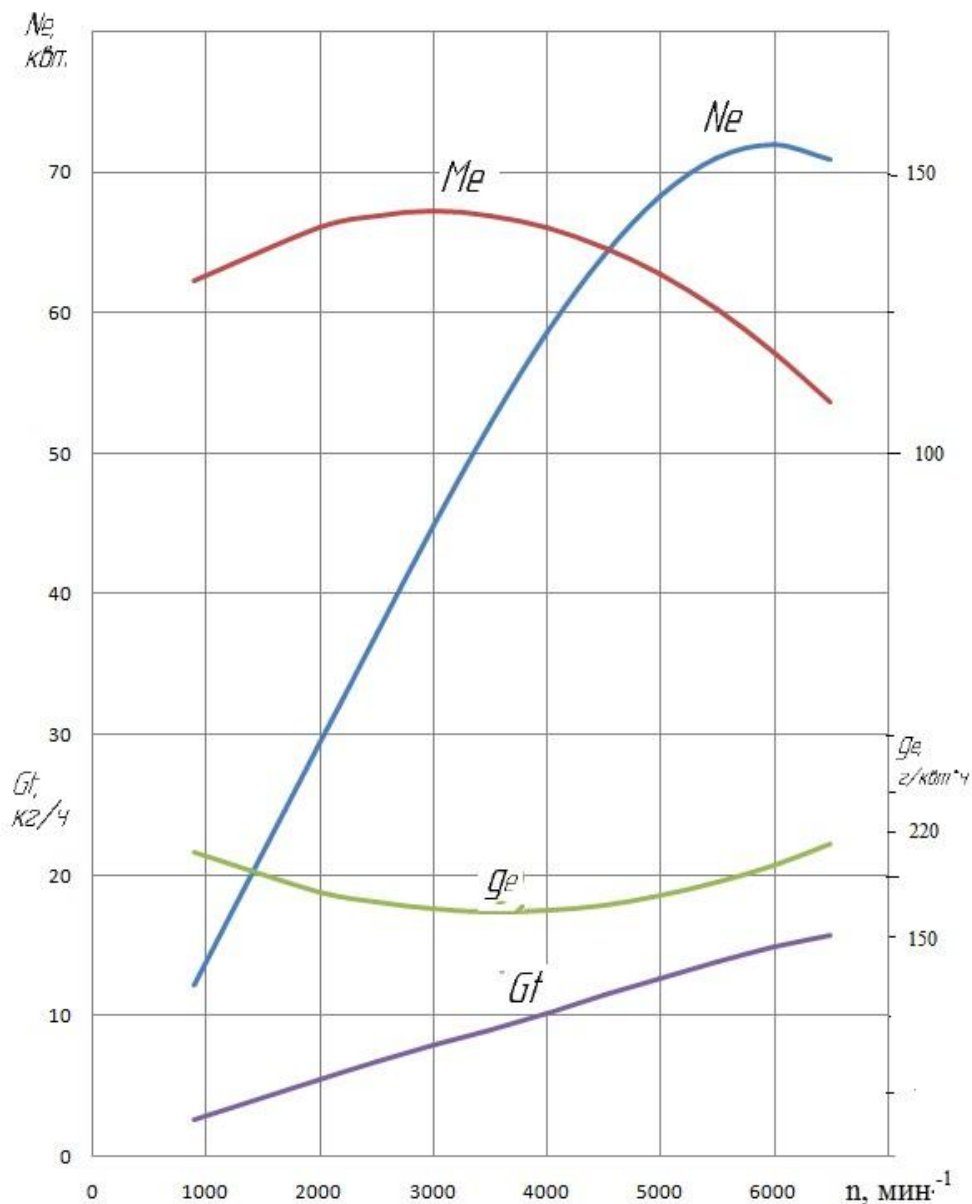


Рисунок 2.2 – Скоростная характеристика двигателя

внешняя

Расчет кинематический механизма кривошипно-шатунного

Начальные данные:

Кривошип  $R = 37,8$  мм.

Шатун  $L_{ш} = 133,32$  мм.

Отношение длин  $R/L_{ш}$ ,  $\lambda = 0,28$ .

Поршня перемещение

Перемещение поршня высчитывается по формуле

$$S_x=R[(1-\cos\varphi)+\lambda/4(1+\cos2\varphi)],$$

где  $S_x$  - перемещение поршня текущее,

$\lambda$  – отношение радиуса к длине,

$\varphi$  – значение коленчатого вала, угла поворота.

Таблица 2.2- Передвижение поршня расчет

$\varphi^\circ$	$S(x)$ , мм	$\varphi^\circ$	$S(x)$ , мм
0	0	210	70,57076
30	5,09924	240	56,805
60	19,005	270	37,94
90	37,94	300	19,005
120	56,805	330	5,09924
150	70,57076	360	0
180	75,6	-	-

Поршня скорость

Расчет скорости поршня:

$$V_{\pi}=\omega R(\sin\varphi+\lambda/2(\sin2\varphi)),$$

где  $V_{\pi}$  - поршня скорость,

$\omega$  – скорость угловая вращения коленчатого вала,

$R$  – кривошип радиус,

$\lambda$  – радиуса кривошипа шатуну,

$\varphi$  – поворот коленчатого вала угол.

Таблица 2.3- Скорость поршня расчет

$\varphi^\circ$	$j_{п}, м/с^2$	$\varphi^\circ$	$j_{п}, м/с^2$
0	302,4	210	-171,524
30	237,6735	240	-151,2
60	85,05	270	-66,15
90	-66,15	300	85,05
120	-151,2	330	237,6735
150	-171,524	360	302,4
180	-170,1	-	-

Ускорение поршня

Ускорение поршня расчет:

$$j = dv_{п}/dt = \omega^2 * R(\cos\varphi + \lambda \cos 2\varphi),$$

где  $j$ -поршня ускорение.

Таблица 2.4- Ускорение поршня расчет

$\varphi^\circ$	$V_{п}, м/с$	$\varphi^\circ$	$V_{п}, м/с$
0	0	210	-47,12875644
30	47,37124356	240	-81,7181571
60	81,96064421	270	-94,5
90	94,5	300	-81,96064421
120	81,7181571	330	-47,37124356
150	47,12875644	360	0
180	0	-	-

## 2.9 Расчет динамический

Массы частей механизма кривошипно-шатунного

Поршневая группамасса ( $m'_п = 100 \text{ кг/м}^2$ ):

$$m_п = m'_п F_п = 100 * 0,00459 = 0,459 \text{ кг}$$

( $m'_ш = 100 \text{ кг/м}^2$ ):

$$m_ш = m'_ш F_п = 150 * 0,00459 = 0,689 \text{ кг}$$

Неуравновешенные части, без противовесов, одного колена вала, масса:

$$m_к = m'_к F_п = 14 * 0,00459 = 0,643 \text{ кг}$$

Сосредоточенная на оси поршневого пальца масса шатуна:

$$m_{ш.п} = 0,275 m_ш = 0,275 * 0,689 = 0,189 \text{ кг}$$

Сосредоточенная на оси кривошипа масса шатуна:

$$m_{ш.к} = 0,725 * m_ш = 0,725 * 0,689 = 0,499 \text{ кг}$$

совершающие возвратно-поступательные движения, их масса:

$$m_j = m_п + m_{ш.п} = 0,459 + 0,189 = 0,648 \text{ кг}$$

Совершающие вращательное движение массы:

$$m_R = m_к + m_{ш.к} = 0,643 + 0,499 = 1,142 \text{ кг}$$

Силы инерции полные и удельные

Удельная сила инерции движущихся возвратно-поступательно масс:

$$p_j = -\frac{j m_j}{F_п} = -j 0,648 * \frac{10^{-6}}{0,00459} = -j 141 * 10^{-6} \text{ МПа}$$

Где  $j$  берется из расчета кинематического

Сила инерции вращающихся масс центробежная:

$$K_R = -m_R R \omega^2 = -1,142 * 0,0378 * 544^2 * 10^{-3} = -12,77 \text{ кН}$$

Сила инерции вращающихся масс центробежная, шатуна:

$$K_{Rш} = -m_{ш.к} R \omega^2 = -0,499 * 0,0378 * 544^2 * 10^{-3} = -5,58 \text{ кН}$$

Сила инерции вращающихся масс центробежная, кривошипа:

$$K_{Rк} = -m_к R \omega^2 = -0,643 * 0,0378 * 544^2 * 10^{-3} = -7,19 \text{ кН}$$

## 2.10 Суммарные удельные силы

Сосредоточенная на оси поршневого пальца удельная сила:

$$p = \Delta p_r + p_j$$

Нормальная удельная сила:

$$p_N = p \tan \beta$$

Действующая вдоль шатуна удельная сила:

$$p_s = p(\cos \beta)$$

Действующая по радиусу кривошипа удельная сила:

$$p_k = p \cos(\varphi + \beta) / \cos \beta$$

Тангенциальная удельная сила:

$$p_T = p \sin(\varphi + \beta) / \cos \beta$$

Силы тангенциальные:

$$T = p_T F_{\pi} = p_T 0,00459 * 10^3$$

Данные расчеты представлены в таблице 2.5

Таблица 2.5- Динамический расчет, результаты

$\varphi^\circ$	$\Delta p,$ МПа	$J, \text{м/с}^2$	$P_j,$ МПа	$P,$ МПа	$\text{tag}\beta$	$p_N,$ МПа
0	0,017	14318,57	-2,01892	-2,00192	0	0
30	0,014	11253,78	-1,58678	-1,57278	0,141	-0,22176
60	0,014	4027,097	-0,56782	-0,55382	0,248	-0,13735
90	0,014	-3132,19	0,441639	0,455639	0,289	0,13168
120	0,014	-7159,28	1,009458	1,023458	0,248	0,253818
150	0,014	-8121,6	1,145146	1,159146	0,141	0,16344
180	0,014	-8054,19	1,135641	1,149641	0	0
210	0,014	-8121,6	1,145146	1,159146	-0,141	-0,16344
240	0,014	-7159,28	1,009458	1,023458	-0,248	-0,25382

270	0,019	-3132,19	0,441639	0,460639	-0,289	-0,13312
300	0,145	4027,097	-0,56782	-0,42282	-0,248	0,10486
330	0,72	11253,78	-1,58678	-0,86678	-0,141	0,122216
360	1,92	14318,57	-2,01892	-0,09892	0	0
370	5,4	13959,73	-1,96832	3,431678	0,05	0,171584
390	3,3	11253,78	-1,58678	1,713217	0,141	0,241564
420	1,3	4027,097	-0,56782	0,732179	0,248	0,18158
450	0,72	-3132,19	0,441639	1,161639	0,289	0,335714
480	0,4	-7159,28	1,009458	1,409458	0,248	0,349546
510	0,265	-8121,6	1,145146	1,410146	0,141	0,198831
540	0,145	-8054,19	1,135641	1,280641	0	0
570	0,02	-8121,6	1,145146	1,165146	-0,141	-0,16429
600	0,017	-7159,28	1,009458	1,026458	-0,248	-0,25456
630	0,017	-3132,19	0,441639	0,458639	-0,289	-0,13255
660	0,017	4027,097	-0,56782	-0,55082	-0,248	0,136604
690	0,017	11253,78	-1,58678	-1,56978	-0,141	0,221339
720	0,017	14318,57	-2,01892	-2,00192	0	0

Таблица 2.6- Динамический расчет,результаты

$\varphi^\circ$	$1/\cos\beta$	$\cos(\varphi+\beta)/\cos\beta$	$P_k$ , МПа	$\sin(\varphi+\beta)/\cos\beta$	$p_T$ , МПа	$T$ , кН	Мкр.д Н*м
0	1	1	-2,00192	0	0	0	0
30	1,01	0,795	-1,25036	0,622	-0,97827	-4,49026	-169,732
60	1,03	0,285	-0,15784	0,99	-0,54828	-2,51662	-95,1281
90	1,041	-0,289	-0,13168	1	0,455639	2,091382	79,05424
120	1,03	-0,715	-0,73177	0,742	0,759406	3,485674	131,7585
150	1,01	-0,937	-1,08612	0,378	0,438157	2,011141	76,02112
180	1	-1	-1,14964	0	0	0	0
210	1,01	-0,937	-1,08612	-0,378	-0,43816	-2,01114	-76,0211
240	1,03	-0,715	-0,73177	-0,742	-0,75941	-3,48567	-131,758

270	1,041	-0,289	-0,13312	-1	-0,46064	-2,11433	-79,9218
300	1,03	0,285	-0,1205	-0,99	0,418592	1,921339	72,62663
330	1,01	0,795	-0,68909	-0,622	0,539139	2,474648	93,5417
360	1	1	-0,09892	0	0	0	0
370	1,001	0,97	3,328728	0,221	0	0	0
390	1,01	0,795	1,362008	0,622	1,065621	4,8912	184,8874
420	1,03	0,285	0,208671	0,99	0,724858	3,327096	125,7642
450	1,041	-0,289	-0,33571	1	1,161639	5,331922	201,5467
480	1,03	-0,715	-1,00776	0,742	1,045818	4,800306	181,4515
510	1,01	-0,937	-1,32131	0,378	0,533035	2,446631	92,48264
540	1	-1	-1,28064	0	0	0	0
570	1,01	-0,937	-1,09174	-0,378	-0,44043	-2,02155	-76,4146
600	1,03	-0,715	-0,73392	-0,742	-0,76163	-3,49589	-132,145
630	1,041	-0,289	-0,13255	-1	-0,45864	-2,10515	-79,5747
660	1,03	0,285	-0,15698	-0,99	0,545312	2,502984	94,6128
690	1,01	0,795	-1,24798	-0,622	0,976405	4,481699	169,4082
720	1	1	-2,00192	0	0	0	0

## 2.11 Моменты крутящие

Значение крутящего момента в одном цилиндре:

$$M_{кр.ц} = TR = T * 0,038 * 10^3 \text{ Н * м}$$

Крутящий момент, период изменения:

$$\theta = 720/i = 720/4 = 180^\circ$$

Через каждые  $10^\circ$  угла ПКВ происходит суммирование во всех цилиндрах значений крутящих моментов двигателя. Полученные данные сводятся в таблицу.

Таблица 2.7 - Момент крутящий

ц°	Цилиндры								M <sub>кр</sub> , Н*м
	1-й		2-й		3-й		4-й		
	ц°	M <sub>кр.ц</sub>	ц°	M <sub>кр.ц</sub>	ц°	M <sub>кр.ц</sub>	ц°	M <sub>кр.ц</sub>	
0	0	0	180	0	360	0	540	0	0

10	10	-74,8214	190	25,191	370	-68,112	550	35,81557	-81,9268
20	20	-135,25	200	50,62385	380	13,45613	560	50,88618	-20,2838
30	30	-169,732	210	76,02112	390	411,5157	570	86,25219	404,057
40	40	-172,441	220	-99,9762	400	558,3233	580	-113,591	172,3151
50	50	-145,115	230	-119,967	410	717,2447	590	-136,911	315,2517
60	60	-95,1281	240	-131,758	420	125,7642	600	-151,842	-252,964
70	70	-33,5094	250	-131,787	430	143,0379	610	-153,977	-176,236
80	80	27,8274	260	-114,961	440	154,4846	620	-139,483	-72,132
90	90	79,05424	270	-79,9218	450	201,5467	630	-106,121	94,55814
100	100	114,1489	280	-28,7244	460	209,314	640	-55,814	238,9245
110	110	131,052	290	32,61412	470	187,7771	650	5,57696	357,0202
120	120	131,7585	300	72,62663	480	175,0146	660	68,33246	447,7322
130	130	119,9672	310	124,5228	490	151,0304	670	120,593	516,1134
140	140	99,97624	320	154,6676	500	121,8814	680	151,2756	527,8008
150	150	76,02112	330	93,5417	510	88,2197	690	152,8967	410,6792
160	160	50,62385	340	82,48354	520	57,88178	700	123,7076	314,6968
170	170	25,191	350	47,86558	530	28,05482	710	68,95475	170,0662
180	180	0	360	0	540	0	720	0	0

$$M_{кр.ср} = M_e / \eta_m = 103,7 / 0,80 = 129,6 \text{ Н * м}$$

$$M_{кр.маx} = 530 \text{ Н*м}; M_{кр.миn} = -252 \text{ Н*м}.$$

## 2.11 Расчет деталей двигателя

Поршень

Данные используемые для расчета поршня:

Диаметр  $D=82\text{мм}$ ;

Ход поршня  $S=75,6\text{мм}$ ,

давление сгорания максимальное  $P_z=9,2 \text{ Мпа}$



при  $n=6000 \text{ мин}^{-1}$ , поршень имеет площадь  $45,3 \text{ см}^2$ , нормальная наибольшая сила  $N_{\max}=0,00697 \text{ МН}$ , поршневая группа имеет массу  $3,65 \text{ кг}$ , частота вращения  $n=5000 \text{ мин}^{-1}$ ,

$\lambda=0,295$ , поршень высотой  $H=76 \text{ мм}$ , юбка поршня высотой  $h_{\text{ю}}=46,8 \text{ мм}$ , толщина кольца радиальная  $t=3,1 \text{ мм}$ , зазор радиальный кольца в канавке поршня  $\Delta t=0,7 \text{ мм}$ , головка поршня имеет толщину стенки  $s=3,88 \text{ мм}$ , верхняя кольцевая перемычка имеет толщину  $h_{\text{п}}=5,46 \text{ мм}$ , диаметр и число в поршне масляных каналов  $d_{\text{м}}=2 \text{ мм}$  и  $n_{\text{м}}=10$ . Алюминиевый сплав – материал поршня  $a_n = 22 \cdot 10^{-6} \text{ 1/К}$ , серый чугун – гильза цилиндра  $a_n = 11 \cdot 10^{-6} \text{ 1/К}$ .

Сжатие в сечении х-х, напряжение:

Сечение х-х, площадь

$$F_{x-x} = \frac{\pi}{4} (d_x^2 - d_i^2) \cdot n_M F = \frac{3,14}{4} (0,8^2 - 84^2) - 10 \cdot 20 \cdot 10^{-6} =$$

$$= D - 2(t + \Delta t) = 68 \text{ мм};$$

$$\text{где } d_x = 0,0034 \text{ м}^2,$$

$$= -d_i + D + \Delta \quad \frac{2}{2}(s - t + t) + 76 = 2(3,883, 10,7) \quad 60,64 \text{ мм};$$

$$F_{d_M} (d_x d_i) / 2 = 2(68 \cdot 60,64) / 2 = 77,6 \text{ мм}^2;$$

Максимальная сжимающая сила

$$P_{r \max} p_z F_n = 12,1 \cdot 45,3 \cdot 10^4 = 5,489 \text{ МН};$$

Напряжение сжатия

$$\sigma_{\text{сж}} = P_{r \max} / F = 0,489 / 0,0034 = 7743,6 \text{ МПа}$$

Разрыв в сечении х-х, напряжение:

Угловая максимальная скорость хода холостого

$$\omega_{x,x \max} = \pi_{n,x,x \max} / 30 = 3,14 \cdot 4500 / 30 = 524 \text{ рад/с};$$

Кольца и головка поршня масса, расположение выше сечения х-х:

$$m_{x,x} = 0,6 m_n = 0,6 \cdot 2,94 = 1,764 \text{ кг};$$

Разрывная сила максимальная

$$P_j = m_{x,x} R \omega_{x,x \max}^2 (1 + \lambda) = 1,764 \cdot 0,038 \cdot 524^2 (1 + 0,295) = 0,0886 \text{ МН};$$

Напряжение разрыва

$$\sigma_p = P_i / F_{z_{max}} = 0,0886 / 0,0034124,95 \text{ МПа}$$

Значение, в верхней кольцевой перемычке среза, напряжения

$$\sigma_{из} = 0,0045 p_z (D/h_n)^2 = 0,0045 \cdot 12,2 (76/5,46)^2 = 10,5 \text{ МПа};$$

изгиба

$$\sigma_{из} = 0,0045 p_z (D/h_n)^2 = 0,0045 \cdot 12,2 (76/5,46)^2 = 10,5 \text{ МПа};$$

сложное

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\sigma_{из}^2 + 4\tau^2} = \sqrt{10,5^2 + 4 \cdot \tau^2} = 14,9 \text{ МПа}.$$

Значения удельных давлений на стенку цилиндра при помощи поршня:

$$q_1 = N_{max} / (h_{ю} D) = 0,00697 / (0,046 \cdot 0,076) = 0,195 \text{ МПа};$$

$$q_2 = N_{max} / (h_{ю} D) = 0,00697 / (0,076 \cdot 0,076) = 0,120 \text{ МПа}.$$

Оптимальные диаметральные зазоры в поршне необходимы для обеспечения подвижности в цилиндре при возникновении различных нагрузок в результате работы двигателя.

В горячем состоянии зазоры диаметральные:

$$\Delta_{\tau} = D [1 + \alpha_n (T_n - T_0)] - D_r [1 + \alpha_r (T_r - T_0)] = 76 \cdot [1 + 11 \cdot 10^{-6} (388 - 293)] - 75,544 \cdot [1 + 22 \cdot 10^{-6} (493 - 293)] = 0,203 \text{ мм}.$$

$$\Delta_{\tau} = D [1 + \alpha_n (T_n - T_0)] - D_r [1 + \alpha_r (T_r - T_0)] = 76 \cdot [1 + 11 \cdot 10^{-6} (388 - 293)] - 75,544 \cdot [1 + 22 \cdot 10^{-6} (428 - 293)] = 0,0061 \text{ мм}.$$

где  $T_n = 388 \text{ К}$ ,  $T_{ю} = 428 \text{ К}$  и  $T_r = 493 \text{ К}$  учитываются охлаждения двигателя жидкостью.

## 2.12 Расчет систем. Расчет жидкостного насоса

### 2.12.1 Жидкостный насос. Расчет параметров

Водяной насос требуется для циркуляции непрерывным потоком охлаждающей жидкости(ОЖ) в СО. Автомобильные и тракторные двигатели применяют центробежные насосы с подводом жидкости с одной стороны.

Расчетная объемная производительность насоса  $\left(\frac{м^3}{с}\right)$  определяется с учетом утекания жидкости из полости нагнетательной в полость всасывающую:

$$G_{\text{ср}} = \frac{G_{\text{ж}}}{\eta},$$

где  $\eta = 0.8 \dots 0.9$  - коэффициент подачи,  $G_{\text{жс}}$  - расход жидкости

$$G_{\text{ср}} = \frac{Q_{\text{в}}}{c_{\text{ж}} \rho_{\text{ж}} \Delta T_{\text{ж}}};$$

- циркуляционный расход жидкости в системе охлаждения двигателя.

$$Q_{\text{в}} = Q_{\text{ж}} = 56876 \text{ (Дж)}, \Delta t_{\text{жс}} = 6 \dots 12 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Примем  $\Delta t_{\text{жс}} = 6^\circ\text{C}$ .

Для воды:

$$\rho_{\text{жс}} = 1000 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}, c_{\text{жс}} = 4187 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{K}}.$$

$$\text{Тогда } G_{\text{жс}} = \frac{Q_{\text{в}}}{c_{\text{жс}} \cdot \rho_{\text{жс}} \cdot \Delta T_{\text{жс}}} = \frac{56876}{4187 \cdot 1000 \cdot 6} = 0.002264 \left(\frac{\text{м}^3}{\text{с}}\right).$$

Примем  $\eta = 0.9$ .

Производительность насоса расчетная:

$$G_{\text{жр}} = \frac{G_{\text{жс}}}{\eta} = \frac{0.002264}{0.9} = 0.002515 (\text{м}^3/\text{с})$$

Мощность, которую потребляет жидкостный насос:

$$N_{\text{вн}} = G_{\text{жр}} \cdot P_{\text{ж}} = \frac{0.002515 \cdot 120000}{1000 \cdot 0.8} = 0.37725 \text{ кВт},$$

где  $\eta_{\text{м}} = 0.8$  - КПД водяного насоса механический,

$$P_{\text{ж}} = 120000 \text{ Па}.$$

потребляемая водяным насосом мощность составляет 1% от мощности двигателя номинальной.

## 2.12.2 Масляный насос расчет

Расчет параметров для масляного насоса

Число трущихся пар и форсировка двигателя определяет количество масла, которое циркулирует в системе смазки. Масло должно циркулировать так, чтобы отводить необходимое тепло от деталей находящихся в контакте, запас масла должен осуществлять компенсацию утечек и расхода его на угар до замены.

Для двигателей автотракторных

$$Q_M = (0,015 \cdot 0,030) Q_0$$

где  $Q_0$  - количество теплоты, которое выделяется при сгорании в цилиндрах двигателя топлива, *ккал/ч* .

Количество теплоты, выделяемой топливом в течение 1 с:

$$Q_0 = \frac{H_u G_T}{3600},$$

где  $H_u$  выражено в *кДж/кг*;  $G_T$  - в *кг/ч*.

Масла циркуляционный расход ( $\text{м}^3/\text{с}$ ) при заданной величине  $Q_M$

$$V_{\text{ц}} = \frac{Q}{N_{\text{ц}} p_{\text{ж}} \Delta T} = \frac{4,96}{2 \cdot 900 \cdot 10} = 0,96 \cdot 10^{-4}$$

где  $Q_M$  - кол-во теплоты, отводимое маслом на номинальном режиме работы двигателя, *кДж / с*;  $p_{\text{ж}}$  - плотность масла, *900 кг / м<sup>3</sup>*;  $c_M$  - теплоемкость масла, *с<sub>М</sub> = 2.094 кДж/(кг · К)*

$\Delta T$  - температура нагрева масла в системе двигателя, *К*.

$P_{\text{ж}}$  - рабочее давление масла *4 · 10<sup>5</sup> Па*

Мощность, потребляемая масляным насосом:

$$N_{\text{М.Н}} = \frac{V_{\text{ц}} P_{\text{ж}}}{1000 \cdot \eta_M} = \frac{0,00026 \cdot 400000}{1000 \cdot 0,8} = 0,13 \text{ кВт}$$

### 3 Специальная часть

Одним из наиболее перспективных способов совершенствования мощностных характеристик ДВС является система MULTIAIR. Fiat Group использовала Женевский автосалон для запуска новой технологии двигателей. MultiAir, технология гидравлического привода с регулируемым клапаном (VVT) была впервые объявлена концепцией и предлагает более контролируемый поток воздуха во время цикла сгорания по сравнению с механическими системами газораспределения. Снижены расход топлива и расходные материалы, а также значительно больше мощности, и технология еще более эффективна при использовании с нагнетателем или дизельным двигателем.



Рисунок 3.1 – Устройство системы MultiAir.

Технология Fiat MultiAir: как это работает

Принцип действия системы, применяемый для впускных клапанов, заключается в следующем: поршень, перемещаемый механическим впускным распределительным валом, соединен с впускным клапаном через гидравлическую камеру, которая управляется электромагнитным клапаном.

Когда соленоид-клапан закрыт, масло в гидравлической камере ведет себя как твердое тело и передает на впускные клапаны момент подъема, принуждающийся механическим распределительным валом впускного клапана.

Когда соленоидный клапан открыт, гидравлическая камера и впускные клапаны разблокируются. Впускные клапаны больше не следуют за впускным распределительным валом и закрываются под действием пружины клапана.

Заключительная часть хода закрытия клапана управляется специальным гидравлическим тормозом для обеспечения мягкой и регулярной посадочной фазы в любых условиях работы двигателя.

Через процесс контроля открытия и закрытия электромагнитного клапана можно легко получить широкий диапазон оптимальных графиков открытия впускного клапана.

Для максимальной мощности электромагнитный клапан всегда закрыт, и полное открытие клапана достигается только после полного механического распределительного вала, который специально разработан для максимального увеличения мощности при высокой частоте вращения двигателя.

При небольшом крутящем моменте соленоидный клапан открывается вблизи конца профиля распределительного вала, что приводит к закрытию раннего впускного клапана. Это устраняет нежелательный обратный поток в коллектор и увеличивает воздушную массу, находящуюся в цилиндрах. При частичной нагрузке двигателя электромагнитный клапан открывается раньше, что приводит к частичному открытию клапанов для управления

захваченной воздушной массой в зависимости от требуемого крутящего момента.

В качестве альтернативы впускные клапаны можно частично открыть, закрыв соленоидный клапан, как только механизм механического распредвала уже запущен. В этом случае поток воздуха в цилиндр быстрее и приводит к более высокой турбулентности в цилиндре.

Последние два режима срабатывания могут комбинироваться в одном такте впуска, создавая так называемый режим Multilift, который увеличивает турбулентность и скорость горения при очень низких нагрузках.

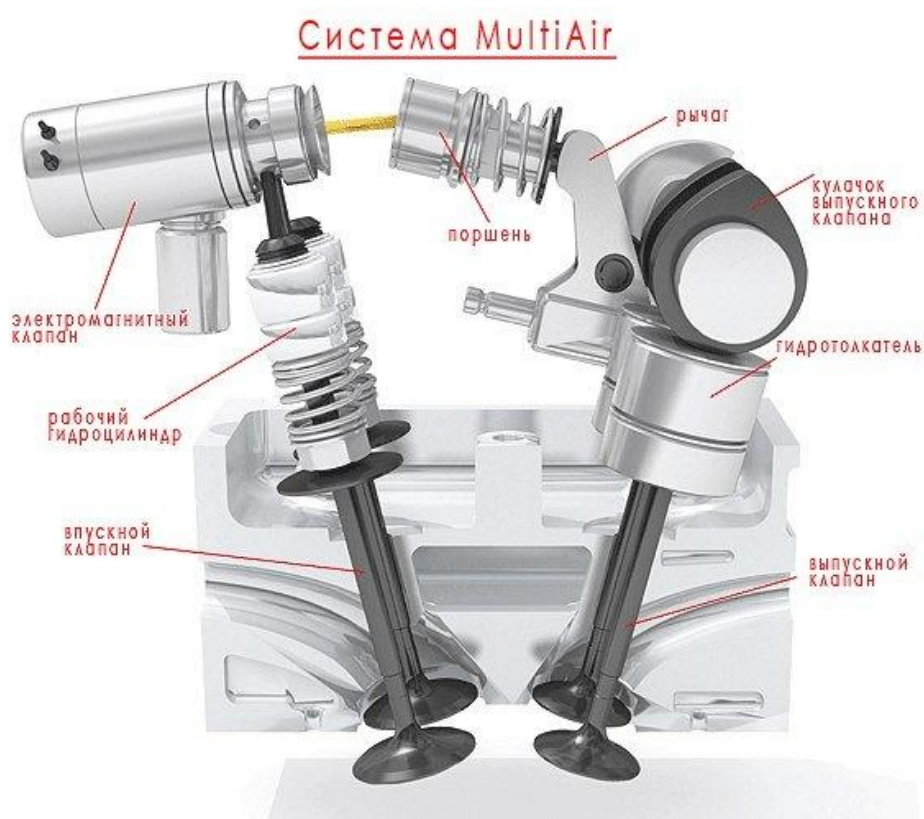


Рисунок 3.2 – Устройство впуска по системе MultiAir.

## 4 Сравнительный анализ двигателей

Отличие от традиционных двигателей.



Рисунок 3.3 – мотор " 1.416vFiatT-jet "

Технология MultiAir может увеличить мощность двигателя (до 10%) и крутящий момент (до 15%), а также снизить уровень потребления топлива (до 10%) и выбросы CO<sub>2</sub> (до 10%), частиц (до 40%), и NO<sub>x</sub> (до 60%) по сравнению с традиционным бензиновым двигателем. Система также обеспечивает более плавное охлаждение, более равномерную подачу крутящего момента и отсутствие дрожания двигателя при отключении.

Преимущества и недостатки двигателя с системой впуска MultiAir: Двигатель с электрогидравлической системой регулирования подъема клапанов имеет ряд преимуществ перед остальными ДВС:



- Снижение топливных потерь. О чем упоминалось ранее, за счет изменения процесса впуска, возможности увеличения и изменения фаз открытия и закрытия впускного клапана.
- Увеличение мощности и крутящего момента на 10-25% .
- Снижение загрязняющих веществ в двигателе до 60% .
- Более высокая производительность малогабаритных двигателей позволит заменить более крупные двигатели более дешевыми и эффективными.
- Более стабильная работа двигателя во всех диапазонах оборотов и нагрузки.
- Экономичность, экологичность, высокий КПД.
- За счет установки одного распределительного вала за места двух, снижется нагрузка на все прилегающие узлы и механизмы.
- Способность создания алгоритмов работы открывания и закрывания клапанов, дает наиболее выгодную совместимость с агрегатами наддува воздуха.
- Внутреннее снижение NO до 60% может быть получено с помощью внутренней рециркуляции выхлопных газов, реализованной при помощи повторного открытия впускного клапана во время такта впуска.
- Засор гидравлической системы.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате проведенного анализа и расчетов: теплового расчета ВАЗ 21126 по стандартным параметрам теплового баланса, построения графиков ВСХ для расчетов, расчетов кинематического и динамического были рассчитаны эффективные показатели бензинового двигателя на базе ВАЗ, кинематические характеристики кривошипно-шатунной системы механизмов, силы, действующие на КШМ, прочностные характеристики шатунной группы.

Выполнен сравнительный анализ стандартного двигателя и двигателя с электрогидравлическим изменением подъема клапанов .

Проект рассмотрен с точки зрения соответствия существующим на сегодняшний день регламентам безопасности АТС.

По окончанию расчетов была выполнена графическая часть проекта, которая включает в себя чертежи продольного и поперечного разрезов рассматриваемого двигателя и графики теплового, кинематического, динамического расчетов.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. [Электронный ресурс], -<http://www.ingenerov.net>- статья в интернете.
2. [Электронный ресурс], - <http://wikimotors.ru>- статья в интернете.
3. [Электронный ресурс], - <http://amsrus.ru> - статья в интернете.
4. Проблемы и перспективы развития автотранспортного комплекса / И.А. Якубович [Электронный ресурс], - <http://studik.net/>- статья в интернете.
5. [Электронный ресурс], - [ru.wikipedia.org](http://ru.wikipedia.org)- статья в интернете.
6. Цикл Отто: как это работает [Электронный ресурс], - [Текст] <https://auto.today>- статья в интернете.
7. Колчин, А.И., Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей[Текст] – М.: «Высшая школа», 1980.
8. Ложкин М.Н. Оформление расчетно – пояснительных записок, основных надписей и спецификаций к курсовым и дипломным проектам. Методические указания.[Текст] – Тольятти: ТГУ, 1989.
9. Орлин А.С., Круглов М.Г. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей.[Текст] – М.: «Машиностроение», 1983.
10. Dinler n. Combustion simulation in a spark ignition engine cylinder: effects of air-fuel ratio on the combustion duration.[Текст] –Thermal science, year 2010, pp. 1001-1012.
11. Bakowski h. Diagnosing of car engine fuel injectors damage using dwt analysis and pnn neural networks.[Текст] - silesian university of technology, year 2013, pp. 86-90.
12. Zurbruggen f. Diesel-minimal combustion control of a natural gas-diesel engine. [Текст] - institute for dynamic systems and control, year 2016, pp. 302–311.

13. Roslia.b. Computational simulation of fuel nozzle multi holes geometries effect on direct injection diesel engine performance using gt-power. - [Текст] American journal of applied sciences, year 2008, pp.110-116.
14. Ameri M., Kiaahmadi F., Khanaki M. Comparative analysis of the performance of a dual-fuel internal combustion engine for CNG and gasoline fuels. - [Текст] Journal of Power Technologies, year 2012, pp. 214–226.
15. Ленин, И. М. Теория автомобильных и тракторных двигателей [Текст] / И. М. Ленин. – М.: Машиностроение, 1969. – 368 с.
16. 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
17. 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
18. Двигатель с искровым зажиганием и непосредственным впрыском: пат. 6065444 США. № 09/215253; заявл. 18.12.98; опубл. 23.05.00
19. Благов, Е. Э. Предельный максимальный коэффициент расхода сужающих устройств гидросистем [Текст] / Е. Э. Благов // Наука и конструирование. – 2007. – № 2. – С. 57-63
20. 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

# ПРИЛОЖЕНИЕ А

## 1.1.1 Приложение А (обязательное)

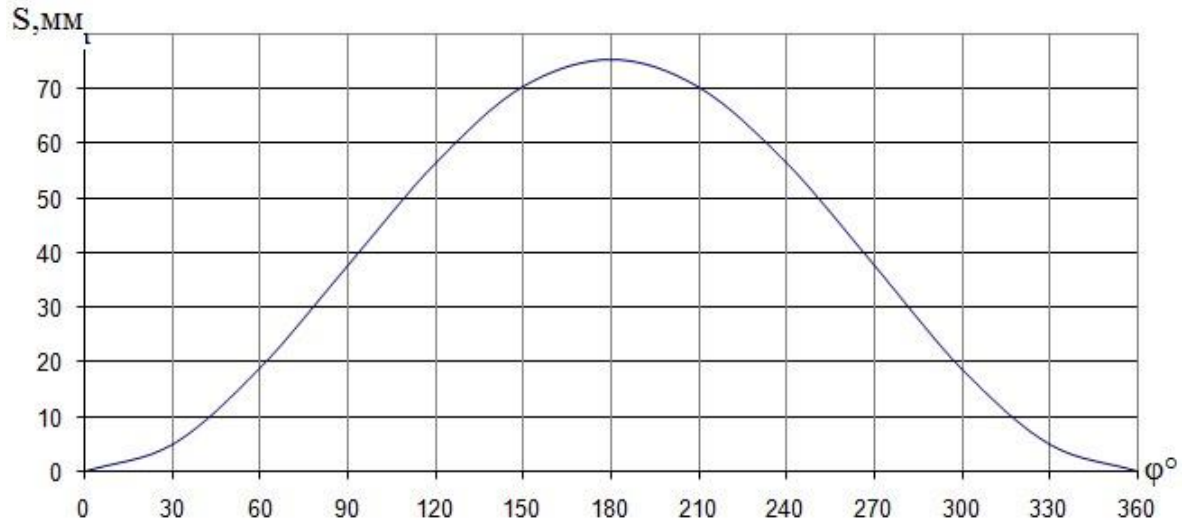


Рисунок А1 - Перемещение поршня



Рисунок А2- Скорость поршня

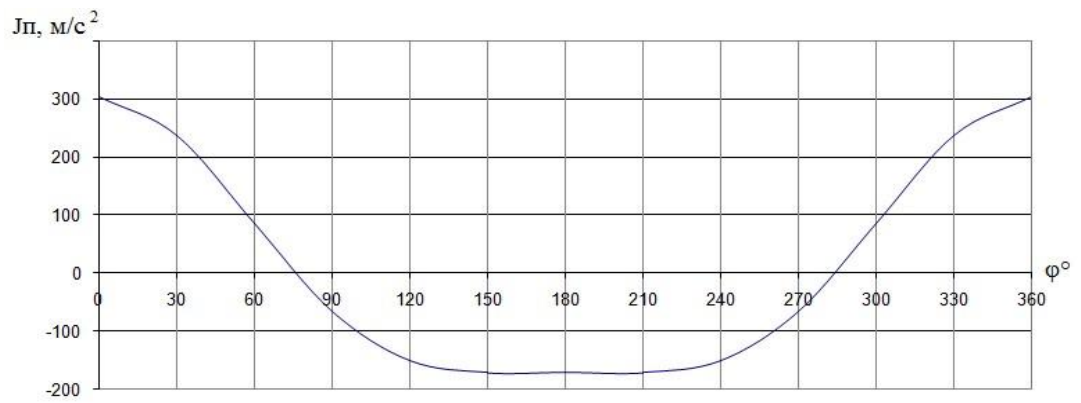


Рисунок А3 - Ускорение поршня

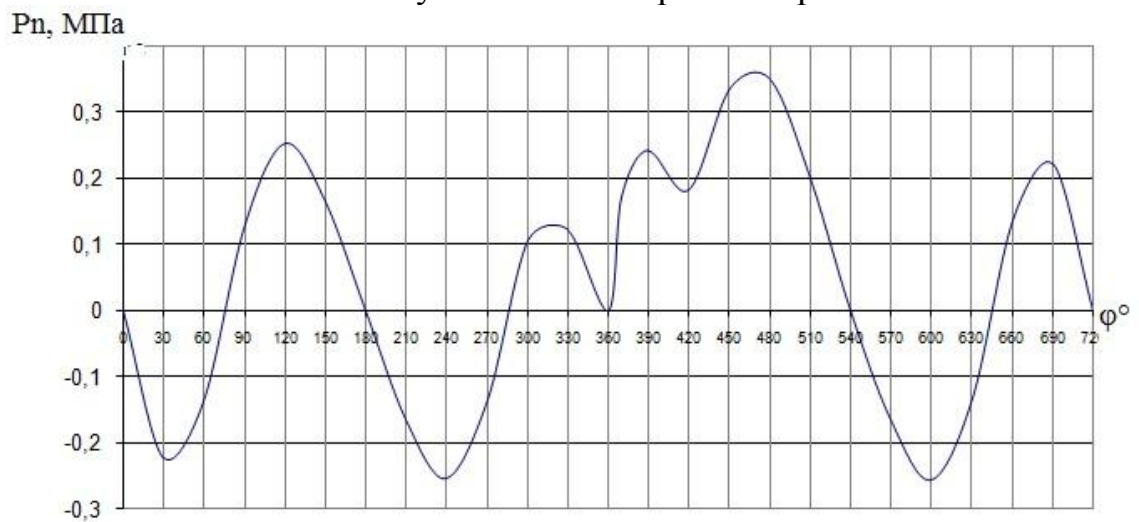


Рисунок А4 – Удельная нормальная сила

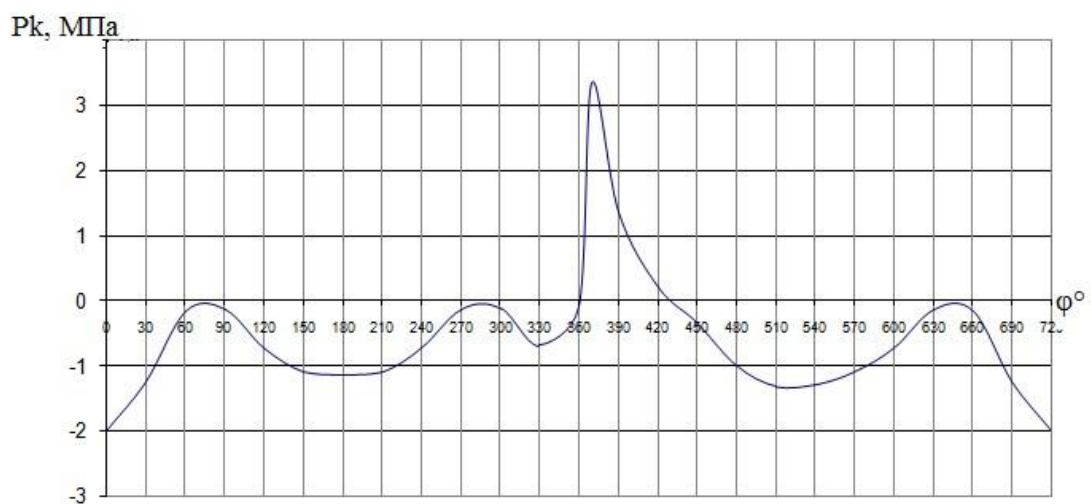


Рисунок А5 – Удельная сила (МПа), действующая по радиусу кривошипа

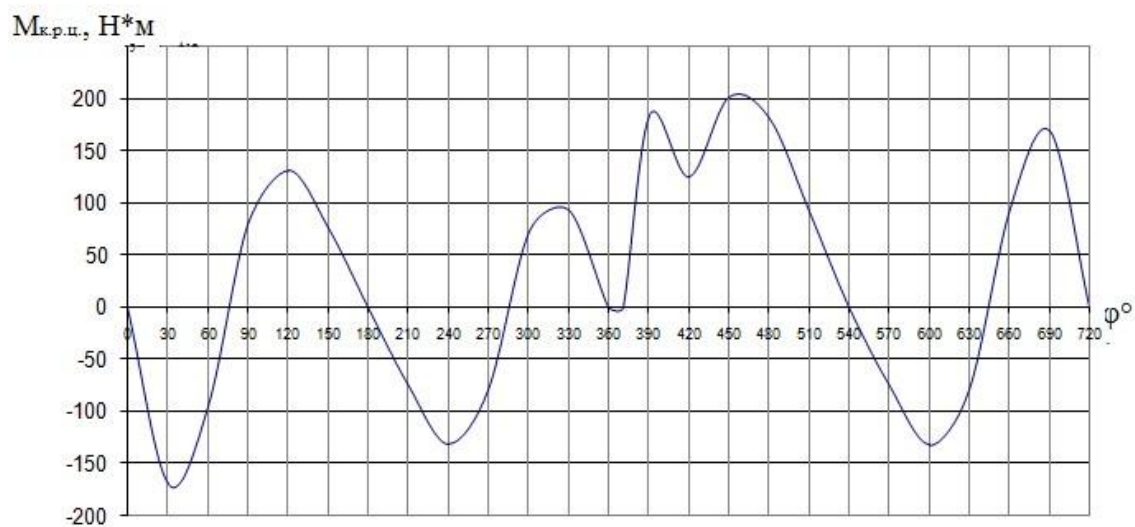


Рисунок А6 – Крутящий момент

## ПРИЛОЖЕНИЕБ - «БЕЗОПАСНОСТЬ И ЭКОЛОГИЧНОСТЬ ПРОЕКТА»

### 1. Влияние системы MultiAir на шум и токсичность ДВС

Система позволяет снижать уровень потребления топлива (до 10%) соответственно снижаются выбросы CO<sub>2</sub> (до 10%), частиц (до 40%), и NO<sub>x</sub> (до 60%). Таким образом в доработке по токсичности данная система не нуждается.

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

Понизить шумность можно изолировав подкапотное пространство пористым металлизированным материалом шумо-теплоотводным. Ниже приведены результаты испытаний специализированного материала на различной скорости.

Таблица Б1.

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

Ниже приведены сравнительные данные по выбросам вредных веществ в таблице Б2.

Таблица Б2.

Базовый двигатель	Проектируемый двигатель
$N_{CO} = 2.24$ гр/км	$N_{CO} = 2.16$ гр/км
$N_{CH} = 0.24$ гр/км	$N_{CH} = 0.22$ гр/км



$N_{\text{nox}} = 0.32 \text{ гр/км}$	$N_{\text{nox}} = 0.36 \text{ гр/км}$
---------------------------------------	---------------------------------------

## 2. Применяемые устройства для снижения шума ДВС

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

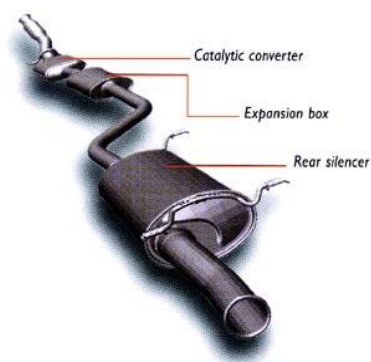


Рисунок.Б1 - Современный глушитель

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

Состоит глушитель из расширительного элемента (корпуса), состоящего из двух либо четырех камер, с перфорированными перегородками и трубками. В глушителе организуется расширение-сужение перетекающего потока, поворот на 90-360°, отражение и поглощение звука. Объем глушителя сказывается на эффективности в низкочастотной части спектра. Эффект перфорации представляется в широком диапазоне частот, поворот потока сказывается на средних и высоких частотах влияет

эффективность. Очень эффективно применение звукопоглощения, которое увеличивает эффективность на высоких частотах.

### 3. Экологичность

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

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

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

Примерный состав отработавших газов бензиновых двигателей и дизелей без учета применения каких-либо противотоксичных средств, конструктивных решений и специальных устройств указан в таблице Б3.

Таблица Б3.

Компоненты отработавших газов	Предельное содержание, по объему (для газов), %		Примечание .
	бензино	дизели	
Азот	74-77	76-78	Нетоксичен
Кислород	0,3-8,0	2-18	Нетоксичен
Пары воды	3,0-5,5	0,5-4,0	Нетоксичны
Двуокись углерода	5,0-12,0	1,0-10,0	Нетоксична
Окись углерода	5,0-10,0	0,01-0,5	Токсична
Окислы азота	0-0,8	0,0002-0,5	Токсична
Углеводороды	0,2-3,0	0,009-0,5	Токсична
Альдегиды	0-0,2	0,001-0,01	Токсична
Сажа	0-0,04	0,01-1,1	Токсична
Бензапирен	До 10-20	До 10	Канцерогенен

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