

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 Повышение экологических и экономических показателей
силовой установки на базе газопоршневого двигателя

Студент	<u>С.С. Хлопоткин</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	<u>к.т.н. Д.А. Павлов</u> (ученая степень, звание, И.О. Фамилия)	(личная подпись)
---------------------	---	------------------

« _____ » _____ 2017 г.

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 «ЭМСУ» _____ Д.А. Павлов
(подпись) (И.О. Фамилия)
« ____ » _____ 2017 г.

ЗАДАНИЕ

на выполнение бакалаврской работы

Студент Хлопоткин Сергей Сергеевич

1. Тема работы Повышение экологических и экономических показателей силовой установки на базе газопоршневого двигателя

2. Срок сдачи студентом законченной работы _____
согласно утвержденному графику защиты ВКР на 2016-2017 уч. год.

3. Исходные данные к работе Четырёх цилиндровый двигатель, $iV_h=1,8$ л,
Степень сжатия $\varepsilon = 10,5$. Скоростные режимы работы: $n_{\min} = 980 \text{ об/мин}$,
 $n_M = 3500 \text{ об/мин}$, $n_N = 6000 \text{ об/мин}$, $n_{\max} = 6400 \text{ об/мин}$

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

Введение;

Конструкторская часть;

Система подачи топлива;

Безопасность проекта

Заключение

5. Ориентировочный перечень графического и иллюстративного материала

Продольный и поперечный разрез двигателя – 2 листа формата А1

ВСХ – 1 лист формата А1

Диаграммы теплового расчета – 1 лист формата А1

Диаграмма кинематического и динамического расчетов – 2 листа формата А1

Схема системы подачи – 1 лист формата А1;

Схема установки рампы – 1 лист формата А2;

Газовая рампа в сборе – 1 лист формата А1.

6. Консультант по нормоконтролю – д.т.н., профессор Егоров А.Г.

По разделу "Безопасность и экологичность работы"

к.т.н., профессор Фесина М.И.

7. Дата выдачи задания « ____ » _____ 2017 г.

Руководитель бакалаврской работы

_____ (подпись)

Д.А. Павлов

_____ (И.О. Фамилия)

Задание принял к исполнению

_____ (подпись)

С.С. Хлопоткин

_____ (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 бакалаврской работы

Студента Хлопоткина Сергея Сергеевича

по теме Повышение экологических и экономических показателей

силовой установки на базе газопоршневого двигателя

Наименование раздела работы	Плановый срок выполнения раздела	Фактический срок выполнения раздела	Отметка о выполнении	Подпись руководителя
Тепловой расчет двигателя				
Расчет кинематики и динамики двигателя				
Расчёт форсунки				
Безопасность проекта				
Оформление и доработка пояснительной записки и листов графической части с учетом замечаний, полученных во время предварительной защиты				
Защита ВКР				

Руководитель бакалаврской работы

_____ (подпись)

А.Д. Павлов

_____ (И.О. Фамилия)

Задание принял к исполнению

_____ (подпись)

С.С. Хлопоткин

_____ (И.О. Фамилия)

АННОТАЦИЯ

Данная бакалаврская работа состоит из пояснительной записки на 65 стр, введения на 1 стр, включая 14 рисунков, 6 таблиц, списка из 26 источников, в том числе 5 источников на иностранном языке и чертежей на 7 листах формата А1 и 1 лист формата А2.

Название бакалаврской работы «повышение экономических и экологических показателей силовой установки, на базе газопоршневого двигателя».

Автор подробно изучает вопрос перевода бензинового двигателя на газообразное топливо.

Цель работы – расчетная оценка возможности применения газового двигателя в качестве силовой установки для автономной мини электростанции.

Ключевым вопросом в дипломной работе является экономическое обоснование эффективности использования конвертированных двигателей, работающих на природном газе. Особое внимание уделяется удешевлению экономических затрат. Мы в общих чертах описываем анализ достигнутого уровня развития данного вида техники «битопливные двигатели», показавший актуальность разработки битопливного двигателя.

В работе затрагиваются следующие вопросы: вопрос обеспечения надежной, экономичной и безопасной работы двигателя, работающего на природном газе.

В процессе выполнения данной бакалаврской работы проведены соответствующие расчеты: тепловой расчет, кинематический и динамический расчет КШМ, расчеты деталей и системы подачи двигателя.

ABSTRACT

The thesis consists of an explanatory note 65 pages, introduction, including 14 figures, 6 tables, the list of 26 references including 5 foreign sources and the graphic part on 6 A1 and 1 A2 sheets.

The title of the bachelor paper is " Increasing the economic and environmental performance of a power plant based on a gas piston engine".

The author studies in detail the question of transferring the gasoline engine to gaseous fuel.

The aim of the work is a calculation evaluation of the possibility of using a gas engine as a power plant for an autonomous mini-power plant.

The key issue of the thesis is the economic justification of the efficiency of using converted natural gas engines. Much attention is paid to the decreasing of economic costs. We outline the analysis of the achieved level of development of this type of technology "biofuel engines", which showed the relevance of the development of a biofuel engine.

We touch upon the problem of the issue of ensuring reliable, economical and safe operation of an engine running on natural gas.

In the course of this graduation work, the corresponding calculations were carried out: thermal calculation, kinematic and dynamic calculation of the CCM, calculations of parts and engine systems.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	9
1 Состояние вопроса	10
1.1 Общие сведения.....	10
1.2 Основные свойства и характеристики природного газа, как топлива.....	10
1.3 Анализ способов конвертации жидкотопливных двигателей в двигатели, питаемые природным газом.....	13
1.4 Техническая характеристика и требования, предъявляемые к газопоршневой силовой установке.....	16
1.4.1 Назначение образца.....	16
1.4.2 Состав образца.....	16
2 Конструкторская часть.....	18
2.1 Тепловой расчет газового двигателя	18
2.2.1 Топливо.....	18
2.2.2 Параметры окружающей среды.....	20
2.2.3 Процесс впуска	21
2.2.4 Процесс сжатия	24
2.2.5 Процесс сгорания.....	26
2.2.6 Процессов расширения.....	29
2.2.7 Индикаторные показатели рабочего цикла.....	30
2.2.8 Эффективные показатели двигателя.....	32
2.2.9 Основные параметры и показатели двигателя.....	33
2.2. Построение индикаторной диаграммы.....	35
2.3 Тепловой баланс	36
2.4 Кинематический расчёт.....	40
2.4.1 Перемещение, скорость и ускорение поршня.....	41
2.5 Динамический расчёт КШМ.....	42
2.5.1 Масса поршневой группы.....	42
2.5.2 Силы инерции.....	43

2.5.3 Суммарные силы	44
3 Система подачи топлива.....	46
3.1 Определение расходных характеристик форсунки.....	46
3.2 Краткое описание электронной системой управления двигателем, конвертируемого для работы на природном газе в составе газопоршне- вой силовой установки.....	49
3.2.1 Электронный блок управления.....	51
3.2.2 Датчики ЭСУД.....	51
3.2.2.1 Датчик массового расхода воздуха(ДМРВ).....	52
3.2.2.2 Датчик дроссельной заслонки.....	53
3.2.2.3 Датчик частоты вращения и положение коленчатого вала.....	55
3.2.2.4 Датчик кислорода в отработавших газах (λ -зонд).....	55
3.3 Система регулирования подачи топлива.....	56
4 Безопасность проекта.....	57
4.1 Анализ опасных и вредных факторов.....	57
4.2 Экологические характеристики газовых двигателей.....	59
4.3 Техника безопасности при работе с газовым топливом	59
4.4 Технические требования к образцу.....	60
4.4.1 Общие требования.....	60
4.4.2 Требования к системе автоматического управления (САУ)...	61
4.4.3 Требования к сырью, материалам, покупным изделиям.....	62
4.4.4 Требования к монтажепригодности, ремонтпригодности, контролепригодности.....	62
4.4.5 Требования по надежности и ресурсу.....	63
4.4.6 Требования к помещениям.....	63
4.4.7 Требования взрыво- и пожаробезопасности.....	64
4.4.8 Требования электрической безопасности.....	64
4.5 Выводы по разделу безопасность проекта.....	64
Заключение	66
Список использованных источников.....	67

ВВЕДЕНИЕ

Одной из приоритетных направлений развития энергетики является малая энергетика. Это связано с необходимостью обеспечения энергетической независимости различных потребителей, особенно тех, которые являются общественно важными составляющими общества. К таким потребителям можно отнести удаленные технические и населенные объекты, больницы и др.

Для того, чтобы решить вопрос энергетической независимости, необходимо решить комплекс задач, такие как экономическая доступность (низкая цена), простота эксплуатации энергетической установки, а также ее экологичность. Этими свойствами на данный момент обладают современные двигатели внутреннего сгорания (ДВС). Таким образом, целью работы является расчетная оценка возможности применения газового двигателя в качестве силовой установки для автономной мини электростанции.

1 Состояние вопроса

К современным силовым установкам предъявляются высокие требования, такие как экономичность, экологичность, эффективные показатели, а также экономическая доступность. Выполнение этих характеристик одновременно невозможно в связи с их взаимоисключающими свойствами этих характеристик. Однако, можно найти решение задачи, которое максимально приблизит к обеспечению всех перечисленных требований.

1.1 Общие сведения

По мнению специалистов природный газ является наиболее перспективным топливом на ближайший век. Это связано с большими его запасами, а также высокими характеристиками, как топлива, обеспечивающими высокую калорийность и экологичность сгорания. Кроме этого, данный момент около 1/3 населенной территории России имеет развитую сеть газотрубопроводов, соответственно данный вид топлива дешевый и доступный.

1.2 Основные свойства и характеристики природного газа, как топлива

Природный газ (GN) является хорошей альтернативой для двигателей внутреннего сгорания. В отличие от бензина или дизельного топлива, GN обеспечивает более чистое сгорание, является широко распространенным и более дешевым. Его запасы на земле являются относительно большими. Увеличение спроса на GN в небольшой степени уменьшит эти ресурсы. Поэтому увеличение его потребления, не приведет к значительному увеличению его цены.

Применение GN, обеспечит низкую эмиссию реактивных углеводородов, окись углерода (CO) и твердых частиц. Метан является основным компонентом GN. Так же в нём содержатся сложные углеводороды, азот и вода.

Не сгоревший метан является главной составляющей, которая загрязняет окружающую среду в процессе сгорания GN. Это связано с неправильной пропорцией компонентов топливовоздушной смеси, а также с неполным перемешиванием реагентов. Образовывающиеся при сгорании метана отработавшие газы, в меньшей степени активны с точки зрения химии, чем газы, содержащие тяжелые углеводороды, возникающие в процессе сгорания дизельного топлива или бензина. В связи с этим, загрязнение воздуха незначительно. Проблемой является эмиссия NO_x в процессе сгорания метана, бензина или дизельного топлива. Избыток воздуха, образовавшийся при сгорании обедненной смеси, приводит к снижению эмиссии NO_x . В процессе сгорания обедненных смесей снижается эффективность окислительных нейтрализаторов из-за низкой температуры отработавших газов, излишка окисляющего вещества (O_2) и отсутствия восстанавливающих компонентов (CO и H_2) в отработавших газах, которые являются необходимыми для восстановления молекулы NO_x . Трехкомпонентный нейтрализатор с обратной связью применяется в двигателях, работающих на природном газе, со сгоранием стехиометрических смесей, для контроля за содержанием NO_x , а также рециркуляция продуктов сгорания. Эмиссия NO_x возникает за счёт окисления азота воздуха с участием химически активных частиц. Температура сгорания прямо пропорциональна уровню эмиссии NO_x . Так как двигатели, питаемые GN, характеризуются высокой степенью сжатия, проблема снижения эмиссии NO_x решается снижением температуры сгорания, в результате добавления газообразного продукта, который имеет высокую теплоемкость. Достигается это с помощью рециркуляции продуктов сгорания. Это возможно только на частичных режимах, так как на режимах полной нагрузки рециркуляция продуктов сгорания снижает мощность двигателя. Выброс NO_x в отличие от несгоревшего метана является непосредственной причиной загрязнения воздуха.

Метан состоит из одного атома углерода и четырех атомов водорода. Данное соотношение является низким по сравнению с другими топливами.

Поэтому GN называют «обделённое углеродом топливо», что характеризуется малым количеством CO и CO₂.

Преобразованным двигателям, питаемые GN, характерен более высокий коэффициент полезного действия (к.п.д.), чем двигателям, использующий бензин, как топливо; близко к к.п.д. дизельного двигателя к.п.д. двигателей, приспособленных к сгоранию бедной смеси.

Однако в битопливных двигателях, разработанных на основе бензиновых и приспособленных для использования природного газа, мощность уменьшается на 10–20% в зависимости от системы питания базового двигателя. Главное чтобы давление в цилиндре после перевода двигателя на газ не было выше, чем допустимое давление. GN, как топливо, не должно испаряться с целью его воспламенения, что является необходимым в случае применения жидких топлив, поэтому отсутствует проблема холодного запуска. Возможность применения при низких температурах является большим преимуществом GN по сравнению, например, со спиртовыми топливами.

Природный газ легче воздуха, поэтому он быстро рассеивается в атмосфере. Температура вспышки GN равна 648 °C, что значительно выше, чем у бензина. Она характеризуется также узким пределом воспламеняемости, что препятствует случайному возгоранию.

GN является смесью нескольких газов, указанных в таблице 1.1.

Таблица 1.1 – Состав природного газа

Компонент	Объемная доля [%]	Массовая концентрация [%]
Метан	92.29	84.37
Этан	3.60	6.23
Пропан	0.80	2.06
Бутан	0.29	0.99
Пентан	0.13	0.53
Гексан	0.08	0.39
CO ₂	1.00	2.52
Водород	1.80	2.89
Вода	0.01	0.01
Всего	100.00	100.00

Пропорции между данными компонентами зависят от источника месторождения, а также от состава добавляемого газа, происходящего из другого источника. Изменение состава GN приводит к изменению калорийности и некоторых топливных характеристик. В результате этого необходимо изменение количества смешиваемого воздуха, с целью обеспечения стехиометрического состава. Следовательно, возникают дополнительные проблемы, связанные с управлением двигателя.

Избыток воды в GN может являться причиной возникновения коррозии цилиндров и топливной системы двигателя.

Возможности приспособления двигателей для питания их сжатым природным газом:

1. Конвертация существующих двигателей, проводимая путем изменения или установки новых элементов, создающая возможность использования в качестве топлива GN.
2. Новые двигатели - это относится к двигателям, выпущенным на заводе и в заводских условиях, приспособленных к питанию GN.
3. Специальные двигатели, приспособленные исключительно для питания GN. Ими могут быть модернизированные или новые двигатели.
4. Двигатели, работающие попеременно на двух топливах. Выбор топлива осуществляется с помощью механического или автоматического переключателя.

1.3 Анализ способов конвертации жидкотопливных двигателей в двигатели, питаемые природным газом

Использование газовых двигателей невелико. Поэтому экономически не оправдано создание оригинальных конструкций. Рациональней конвертация жидко-топливных двигателей с обеспечением их максимальной унификации с базовыми жидкотопливными двигателями.

В случае двигателей, работающих на бензине, наиболее часто применима концепция битопливного двигателя.

В случае внешнего смесеобразования применение битопливной концепции связано с неизбежным снижением мощности. В таблице 1.2 приводятся результаты компьютерного моделирования параметров циклов стехиометрических бензиновых и газовых двигателей. Моделирование выполнено для двух вариантов: центральной и распределенной подачи бензина. При распределённой подаче, не учитывалось влияние на показатели цикла испарения топлива в цилиндре. При центральном впрыске было учтено, что подогрев свежего заряда меньше, так как на испарение бензина затрачивается часть подводимой теплоты.

Из таблицы 1.2 видна близость к.п.д. цикла бензинового и газового двигателя между собой, особенно в случае одинаковой температуры поступающей в цилиндры свежей смеси, при заметных отличиях в составе рабочего тела. Снижение к.п.д. в газовой версии не более 1%. Снижение среднего давления цикла больше, особенно если сравнивать с центральной подачей бензина. Снижение среднего эффективного давления неизбежно выше вследствие уменьшения механического к.п.д.

Таблица 1.2 – Результаты компьютерного моделирования параметров циклов стехиометрических бензиновых и газовых двигателей

Параметры цикла	Применяемое топливо и способ его подачи					
	Бензин, центральная подача	Бензин, распределенный впрыск	Газ, центральная подача	Бензин, центральная подача	Бензин, распределенный впрыск	Газ, центральная подача
$n, \text{мин}^{-1}$	4500	4500	4500	5600	5600	5600
α	1	1	1	1	1	1
$P_s, \text{МПа}$	0,097	0,097	0,097	0,097	0,097	0,097
$T_s, \text{К}$	295	310	310	290	305	305
$Q_b, \text{Дж}$	1377	1316	1190	1370	1314	1196
$Q_w, \text{Дж}$	156	153	149	147	144	145
$P_{i_s}, \text{МПа}$	1,212	1,151	1,036	1,233	1,175	1,063

Продолжение таблицы 1.2

η_i	0,373	0,371	0,369	0,372	0,369	0,367
$T_{рез}, K$	1373	1383	1383	1407	1418	1439
$T_{ср.масс}, K$	1312	1319	1285	1357	1364	1321
$T_{T.ср}, K$	1124	1137	1122	1152	1166	1143
$\alpha_{T.ср}, Вт/м^2 K$	474	464	451	551	540	535
$T_{рез} \alpha_{T.ср}$	650802	641712	623733	775257	765720	762670
η_v^*	0,886	0,847	0,844	0,881	0,845	0,849
* – коэффициент наполнения определяется по смеси при условиях окружающей среды						

Снижение мощности газового двигателя связано с:

1. Уменьшением подачи воздуха в цилиндры вследствие заметно большего парциального объема природного газа по сравнению с парциальным объемом бензина, даже если в последнем случае предположить полное испарение бензина до поступления в цилиндр. Согласно компьютерному моделированию поступление воздуха в цилиндр газового двигателя на номинальном режиме меньше на 11,2% по сравнению с поступлением воздуха в цилиндры двигателя с центральной подачей бензина.
2. Теплотворная способность газозвушной смеси несколько меньше, примерно на 2% при содержании метана около 99%.
3. Несколько меньшим к.п.д. цикла, в связи с большим содержанием водяного пара в продуктах сгорания, который обладает высокой теплоемкостью.
4. Снижением механического к.п.д., в основном, за счёт малого значения среднего давления цикла.

В случае газовой модификации, избежать снижения мощности можно использованием наддува в сочетании с осуществлением концепции «двигателя, работающего на бедных смесях». Эти решения могут оказаться экономически оправданными только в случае резкого повышения спроса на газовые двигатели.

Исходя из рассмотренного, более рациональным решением вопроса экономичности и экологичности, наиболее подходит метод конвертации

существующего двигателя, проводимая путем изменения элементов и создающая возможность использования GN в качестве топлива.

1.4 Техническая характеристика и требования, предъявляемые к газопоршневой силовой установке

1.4.1 Назначение образца

Газопоршневая силовая установка (ГПСУ) предназначена для использования в автономных мини электростанциях, которые применяются в небольших жилых и производственных помещениях, а также в качестве резервного источника при выходе из строя стационарной сети электропитания.

Целью работы является оценка возможности создания опытного образца силовой установки для автономной мини электростанции мощностью 83 кВт.

1.4.2 Состав образца

ГПСУ для мини электростанции, включает:

- силовую раму для монтажа элементов конструкции;
- силовую газопоршневую установку на базе поршневого двигателя внутреннего сгорания;
- муфту, соединяющую газопоршневую установку и генератор;
- систему подачи и питания топливом силовой установки;
- резервную систему питания топливом;
- электронную систему управления силовой установкой (ЭСУ)
- систему автоматического поддержания частоты вращения при принятии/снятии нагрузки;
- автономную систему энергоснабжения мини ЭС с базовым напряжением 12В;
- систему контроля работы и диагностики мини ЭС;
- систему дистанционного управления мини ЭС;

- систему пуска и останова мини ЭС, в том числе и экстренные.

Примечание:

При необходимости:

- для обеспечения требований по шуму может быть предусмотрена возможность размещения ГПСУ в шумоизолирующем кожухе.
- для обеспечения требований по токсичности отработавших газов (ОГ) может быть предусмотрена возможность оснащения ГПСУ системой нейтрализации ОГ.

2 Конструкторская часть

2.1 Тепловой расчет газового двигателя

Тепловой расчёт был произведён по методике Гринивецкого-Мазинга[1,2].

Исходные данные двигателя: тактность двигателя $\tau=4$, степень сжатия $\varepsilon=10.5$, частоты вращения коленчатого вала $n_{min} = 980$ об/мин, $n_M=3500$ об/мин, $n_N=6000$ об/мин, $n_{max} =6400$ об/мин; число цилиндров двигателя $i =4$ и отношение радиуса кривошипа к длине шатуна $(R/S) \lambda' = 0,315$, коэффициент избытка воздуха $\alpha=1$.

2.2.1 Топливо

Топливом для рассчитываемого двигателя служит природный газ. Элементный состав топлива представлен в таблице 1.1.

Низшая теплота сгорания топлива

$$H_u := (33.91 \cdot C + 125.6 \cdot H - 2.51 \cdot 9 \cdot H) \cdot 1000 \quad (2.1)$$

$$H_u = 50494 \text{ (кДж/кг)}$$

где C, H₂ и т.д. – объемные доли компонентов газовой смеси.

Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания в киломолях на 1 кг топлива

$$L_0 := \frac{1}{0.208} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} \right) \quad (2.2)$$

$$L_0 = 0.59 \text{ (кмоль возд./кг топл.)}$$

$$l_0 := \frac{1}{0.23} \cdot \left(\frac{8}{3} \cdot C + 8 \cdot H \right) \quad (2.3)$$

$$l_0 = 17.16 \text{ (кг возд./кг топл.)}$$

Количество горючей см./кмоль газообразного топлива

$$M_1 := \alpha \cdot L_0 + \frac{1}{m_T} \quad (2.4)$$

$$M_1 = \begin{pmatrix} 0.66 \\ 0.66 \\ 0.66 \\ 0.66 \end{pmatrix} \text{ (кмоль гор.см./кг топл.)}$$

Количество отдельных компонентов продуктов сгорания при $K=0,5$:

$$M_{CO_2} := \frac{C}{12} - 2 \cdot \frac{1 - \alpha}{1 + K} \cdot 0.208 \cdot L_0 \quad (2.5)$$

$$M_{CO_2} = \begin{pmatrix} 0.06 \\ 0.06 \\ 0.06 \\ 0.06 \end{pmatrix} \text{ (кмоль CO}_2\text{/кг топл.)}$$

$$M_{CO} := 2 \cdot \frac{1 - \alpha}{1 + K} \cdot 0.208 \cdot L_0 \quad (2.6)$$

$$M_{CO} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \text{ (кмоль CO/кг топл.)}$$

$$M_{H_2O} := \frac{H}{2} - 2 \cdot K \cdot \frac{1 - \alpha}{1 + K} \cdot 0.208 \cdot L_0 \quad (2.7)$$

$$M_{H_2O} = \begin{pmatrix} 0.12 \\ 0.12 \\ 0.12 \\ 0.12 \end{pmatrix} \text{ (кмоль H}_2\text{O/кг топл.)}$$

$$M_{H_2} := 2 \cdot K \cdot \frac{1 - \alpha}{1 + K} \cdot 0.208 \cdot L_0 \quad (2.8)$$

$$M_{H_2} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \text{ (кмоль } H_2/\text{кг топл.)}$$

$$M_{N_2} := 0.792 \cdot \alpha \cdot L_0 \quad (2.9)$$

$$M_{N_2} = \begin{pmatrix} 0.47 \\ 0.47 \\ 0.47 \\ 0.47 \end{pmatrix} \text{ (кмоль } N_2/\text{кг топл.)}$$

Общее число продуктов сгорания

$$M_2 := M_{CO_2} + M_{CO} + M_{H_2O} + M_{H_2} + M_{N_2} \quad (2.10)$$

$$M_2 = \begin{pmatrix} 0.65 \\ 0.65 \\ 0.65 \\ 0.65 \end{pmatrix} \text{ (кмоль пр.сг./кг топл.)}$$

2.2.2 Параметры окружающей среды

При работе двигателя без наддува в цилиндр поступает воздух из атмосферы. В этом случае при расчёте рабочего цикла двигателя давление и температура окружающей среды принимаются $p_0 = 0,1$ МПа и $T_0 = 293$ К

Температура остаточных газов

$$T_r := \begin{pmatrix} 900 \\ 950 \\ 1000 \\ 990 \end{pmatrix} \text{ (К) - задаем температурой } p_r$$

Давление остаточных газов принимаем

$$p_{rN} := 1.15 \cdot p_0 \quad (2.11)$$

$$p_{rN} = 0.115 \text{ (МПа)}$$

$$A_p := \frac{(p_{rN} - p_0 \cdot 1.035) \cdot 10^8}{(n_N)^2 \cdot p_0} \quad (2.12)$$

$$A_p = 0.3194$$

$$p_{rj} := p_0 \cdot \left[1.035 + A_p \cdot 10^{-8} \cdot (n_j)^2 \right] \quad (2.13)$$

$$p_r = \begin{pmatrix} 0.1038 \\ 0.1074 \\ 0.115 \\ 0.1166 \end{pmatrix} \text{ (МПа)}$$

2.2.3 Процесс впуска

$$\Delta T_N := 8$$

$$A_T := \frac{\Delta T_N}{110 - 0.0125 \cdot n_N} \quad (2.14)$$

$$A_T = 0.23$$

$$\Delta T_j := A_T \cdot (110 - 0.0125 \cdot n_j) \quad (2.15)$$

$$\Delta T = \begin{pmatrix} 22.34 \\ 15.14 \\ 8 \\ 6.86 \end{pmatrix} \text{ (C)}$$

Плотность заряда на впуске

$$\rho_0 := \frac{p_0 \cdot 10^6}{287 \cdot T_0} \quad (2.16)$$

$$\rho_0 = 1.19 \quad (\text{кг/м}^3)$$

Потери давления на впуске, если скорость на впуске $\omega_{\text{ВП}} = 70 \text{ м/с}$

$$A_n := \frac{\omega_{\text{ВП}}}{n_N} \quad (2.17)$$

$$A_n = 0.011667$$

$$\Delta p_{a_j} := \frac{2.8 \cdot A_n^2 \cdot (n_j)^2 \cdot \rho_0 \cdot 10^{-6}}{2} \quad (2.18)$$

$$\Delta p_a = \begin{pmatrix} 0.0002 \\ 0.0028 \\ 0.0082 \\ 0.0093 \end{pmatrix} \quad (\text{МПа})$$

Давление в конце впуска

$$p_{a_j} := p_0 - \Delta p_{a_j} \quad (2.19)$$

$$p_a = \begin{pmatrix} 0.1 \\ 0.1 \\ 0.09 \\ 0.09 \end{pmatrix} \quad (\text{МПа})$$

Для определения коэффициента остаточных газов для двигателя без наддува принимается $\varphi_{\text{оч}} = 1$, а коэффициент дозарядки на номинальном скоростном режиме $\varphi_{\text{доз}} = 1,1$.

$$\phi_{\text{доз}} := \begin{pmatrix} 0.95 \\ 1.0 \\ 1.1 \\ 1.11 \end{pmatrix}$$

$$\gamma_{r_j} := \frac{T_0 + \Delta T_j}{T_{r_j}} \cdot \frac{P_{r_j}}{\varepsilon \cdot \phi_{\text{доз}_j} \cdot P_{a_j} - \phi_{\text{оч}} \cdot P_{r_j}} \quad (2.20)$$

$$\gamma_r = \begin{pmatrix} 0.0408 \\ 0.0381 \\ 0.0366 \\ 0.0375 \end{pmatrix}$$

Температура в конце впуска

$$T_{a_j} := \frac{T_0 + \Delta T_j + \gamma_{r_j} \cdot T_{r_j}}{1 + \gamma_{r_j}} \quad (2.21)$$

$$T_a = \begin{pmatrix} 338.26 \\ 331.73 \\ 325.68 \\ 324.83 \end{pmatrix}$$

Коэффициент наполнения η_V

$$\eta_{V_j} := \frac{T_0}{T_0 + \Delta T_j} \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{1}{p_0} \cdot \left(\phi_{\text{доз}_j} \cdot \varepsilon \cdot P_{a_j} - \phi_{\text{оч}} \cdot P_{r_j} \right) \quad (2.22)$$

$$\eta_V = \begin{pmatrix} 0.872 \\ 0.914 \\ 0.969 \\ 0.968 \end{pmatrix}$$

2.2.4 Процесс сжатия

Средний показатели адиабаты и политропы сжатия

$$k_1 := \begin{pmatrix} 1.3755 \\ 1.3761 \\ 1.3763 \\ 1.3768 \end{pmatrix} \quad n_1 := \begin{pmatrix} 1.375 \\ 1.376 \\ 1.376 \\ 1.377 \end{pmatrix} \quad T_a = \begin{pmatrix} 338.26 \\ 331.73 \\ 325.68 \\ 324.83 \end{pmatrix} \text{ (K)}$$

Давление конца сжатия

$$p_{c_j} := p_{a_j} \cdot \varepsilon^{n_{1_j}} \quad (2.23)$$

$$p_c = \begin{pmatrix} 2.53 \\ 2.47 \\ 2.33 \\ 2.31 \end{pmatrix} \text{ (МПа)}$$

Температура конца сжатия

$$T_{c_j} := T_{a_j} \cdot \varepsilon^{n_{1_j} - 1} \quad (2.24)$$

$$T_c = \begin{pmatrix} 816.95 \\ 803.06 \\ 788.42 \\ 788.2 \end{pmatrix} \text{ (K)}$$

Средняя молярная теплоёмкость свежей смеси в конце сжатия

$$t_{c_j} := T_{c_j} - 273 \quad (2.25)$$

$$t_c = \begin{pmatrix} 543.95 \\ 530.06 \\ 515.42 \\ 515.2 \end{pmatrix} \text{ (C)}$$

$$mc_{vC_j} := 20.6 + 2.638 \cdot 10^{-3} \cdot t_{C_j} \quad (2.26)$$

$$mc_{vC} = \begin{pmatrix} 22.035 \\ 21.998 \\ 21.96 \\ 21.959 \end{pmatrix} \text{ (кДж/кмоль град)}$$

Средняя мольная теплоёмкость остаточных газов при

$$n = \begin{pmatrix} 980 \\ 3500 \\ 6000 \\ 6400 \end{pmatrix} \text{ (об/мин) и } t_c = \begin{pmatrix} 543.95 \\ 530.06 \\ 515.42 \\ 515.2 \end{pmatrix} \text{ (C)}$$

теплоемкость при $t_1 := 400 \text{ C}$

$$mc''_{vC1} := 24.014 \text{ (кДж/кмоль град)}$$

теплоемкость при $t_2 := 600 \text{ C}$

$$mc''_{vC2} := 24.44 \text{ (кДж/кмоль град)}$$

$$mc''_{vC_j} := mc''_{vC1} + (mc''_{vC2} - mc''_{vC1}) \cdot \frac{t_2 - t_{C_j}}{t_2 - t_1} \quad (2.27)$$

$$mc''_{vC} = \begin{pmatrix} 24.1334 \\ 24.163 \\ 24.1942 \\ 24.1946 \end{pmatrix} \text{ (кДж/кмоль·град)}$$

Средняя мольная теплоёмкость рабочей смеси

$$mc'_{vC_j} := \frac{1}{1 + \gamma r_j} \cdot (mc_{vC_j} + \gamma r_j \cdot mc''_{vC_j}) \quad (2.28)$$

$$mc'_{vC} = \begin{pmatrix} 22.12 \\ 22.08 \\ 22.04 \\ 22.04 \end{pmatrix} \text{ (кДж/кмоль·град)}$$

2.2.5 Процесс сгорания

Коэффициент молекулярного изменения свежей смеси

$$\mu_{0j} := \frac{M_{2j}}{M_{1j}} \quad (2.29)$$

$$\mu_0 = \begin{pmatrix} 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \end{pmatrix}$$

$$\mu_j := \frac{\mu_{0j} + \gamma r_j}{1 + \gamma r_j} \quad (2.30)$$

$$\mu = \begin{pmatrix} 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \end{pmatrix}$$

Количество теплоты, потерянное вследствие неполноты химической реакции

$$\Delta H_u := 119950 \cdot (1 - \alpha) \cdot L_0 \quad (2.31)$$

$$\Delta H_u = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \text{ (кДж/кг)}$$

Теплота сгорания рабочей смеси

$$H_{\text{раб.см.}j} := \frac{H_u - \Delta H_{u_j}}{M_{1j} \cdot (1 + \gamma r_j)} \quad (2.32)$$

$$H_{\text{раб.см.}} = \begin{pmatrix} 74017.6 \\ 74206.9 \\ 74317.3 \\ 74250.2 \end{pmatrix} \text{ (кДж/кмоль раб.см.)}$$

Температура в конце видимого процесса сгорания:

$$22,4 \cdot \xi_Z \cdot H_{\text{раб.см}} + (\mu_{c_v}')_{t_0} \cdot t_c = \mu_{\text{см}} \cdot (\mu_{c_v}'')_{t_0}^{t_z} \cdot t_z \quad (2.33)$$

где ξ_Z - коэффициент использования теплоты на участке видимого сгорания, выражает долю низшей теплоты сгорания топлива, используемую на повышение внутренней энергии газа и на совершение работы.

$$\xi := \begin{pmatrix} 0.7 \\ 0.93 \\ 0.92 \\ 0.86 \end{pmatrix} \zeta - \text{коэф. использования теплоты.}$$

Среднюю мольную теплоемкость продуктов сгорания при постоянном объеме

$$(\mu_{c_v})_{t_0}^{t_z} = \frac{1}{M_2} \left[M_{CO_2} (\mu_{c_vCO_2})_{t_0}^{t_z} + (\mu_{c_vH_2O})_{t_0}^{t_z} + M_{N_2} \cdot (\mu_{c_vN_2})_{t_0}^{t_z} + M_{O_2} \cdot (\mu_{c_vO_2})_{t_0}^{t_z} \right] \quad (2.34)$$

$$\begin{aligned} (\mu_{c_v})_{t_0}^{t_z} &= \frac{1}{12,4411} \cdot \left[1,0346 \cdot (39,123 + 0,003349 \cdot t_z) + 1,9497(26,67 + 0,004438 \cdot t_z) + \right. \\ &= 24,181 + 0,0021 \cdot t_z \end{aligned}$$

Температура T_Z в градусах Кельвина (К)

$$T_Z := t_Z + 273 \quad (2.35)$$

$$t_Z = \begin{pmatrix} 2188.9 \\ 2671.1 \\ 2643.8 \\ 2516.9 \end{pmatrix}$$

$$T_Z = \begin{pmatrix} 2461.9 \\ 2944.1 \\ 2916.8 \\ 2789.9 \end{pmatrix} \text{ (K)}$$

$$mc''_{vZ} = \begin{pmatrix} 29.274 \\ 30.329 \\ 30.269 \\ 29.992 \end{pmatrix} \text{ (кДж/кмоль·град)}$$

Максимальное давление в конце сгорания теоритическое

$$p_{Z_j} := \frac{p_{c_j} \cdot \mu_j \cdot T_{Z_j}}{T_{c_j}} \quad (2.36)$$

$$p_Z = \begin{pmatrix} 7.597 \\ 9.027 \\ 8.605 \\ 8.151 \end{pmatrix} \text{ (МПа)}$$

Максимальное давление в конце сгорания действительное

$$p_{zd_j} := 0.9 \cdot p_{Z_j} \quad (2.37)$$

$$p_{zd} = \begin{pmatrix} 6.84 \\ 8.12 \\ 7.74 \\ 7.34 \end{pmatrix} \text{ (МПа)}$$

Степень повышения давления

$$\lambda_j := \frac{p_{z_j}}{p_{c_j}} \quad (2.38)$$

$$\lambda = \begin{pmatrix} 3 \\ 3.65 \\ 3.69 \\ 3.53 \end{pmatrix}$$

2.2.6 Процесс расширения

Средний показатель адиабаты и политропы расширения

$$k_2 := \begin{pmatrix} 1.2545 \\ 1.2540 \\ 1.2532 \\ 1.250 \end{pmatrix} \quad n_2 := \begin{pmatrix} 1.254 \\ 1.254 \\ 1.25 \\ 1.25 \end{pmatrix} \quad T_Z = \begin{pmatrix} 2461.9 \\ 2944.1 \\ 2916.8 \\ 2789.9 \end{pmatrix} \text{ (K)}$$

Давление и температура в конце процесса расширения

$$p_{b_j} := \frac{p_{z_j}}{\varepsilon^{n_{2_j}}} \quad (2.39)$$

$$p_b = \begin{pmatrix} 0.4 \\ 0.47 \\ 0.46 \\ 0.43 \end{pmatrix} \text{ (МПа)}$$

$$T_{b_j} := \frac{T_{z_j}}{\varepsilon^{n_{2_j}-1}} \quad (2.40)$$

$$T_b = \begin{pmatrix} 1354.84 \\ 1620.21 \\ 1620.34 \\ 1549.88 \end{pmatrix} \text{ (K)}$$

Проверка ранее принятой температуры остаточных газов:

$$T'_{rj} := \frac{T_{b_j}}{\sqrt[3]{\frac{p_{b_j}}{p_{r_j}}}} \quad (2.41)$$

$$T_r = \begin{pmatrix} 865.5 \\ 988.4 \\ 1024.28 \\ 1002.14 \end{pmatrix} \text{ (K)}$$

$$\Delta_j := \frac{100 \cdot (T'_{r_j} - T_{r_j})}{T_{r_j}} \quad (2.42)$$

$$\Delta = \begin{pmatrix} -3.83 \\ 4.04 \\ 2.43 \\ 1.23 \end{pmatrix}$$

Температура остаточных газов выбрана правильно, так как ошибка не превышает 5%.

2.2.7 Индикаторные показатели рабочего цикла

Теоретическое среднее индикаторное давление

$$p'_{i_j} := \frac{p_{c_j}}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda_j}{n_{2_j} - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_{2_j} - 1}} \right) - \frac{1}{n_{1_j} - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_{1_j} - 1}} \right) \right] \quad (2.43)$$

$$p'_i = \begin{pmatrix} 1 \\ 1.28 \\ 1.23 \\ 1.15 \end{pmatrix} \text{ (МПа)}$$

Среднее индикаторное давление, если коэффициент полноты диаграммы принят $\varphi_{и} = 0,95$

$$p_{i_j} := \varphi_{и} \cdot p'_{i_j} \quad (2.44)$$

$$p_i = \begin{pmatrix} 0.95 \\ 1.21 \\ 1.17 \\ 1.09 \end{pmatrix} \text{ (МПа)}$$

Индикаторный КПД и индикаторный удельный расход топлива

$$\eta_{i_j} := \frac{p_{i_j} \cdot l_0 \cdot \alpha_j}{H_u \cdot \rho_0 \cdot \eta_{v_j}} \cdot 1000 \quad (2.45)$$

$$\eta_i = \begin{pmatrix} 0.31 \\ 0.38 \\ 0.34 \\ 0.32 \end{pmatrix}$$

$$g_{i_j} := \frac{3600}{H_u \cdot \eta_{i_j}} \cdot 1000 \quad (2.46)$$

$$g_i = \begin{pmatrix} 229.08 \\ 188.15 \\ 207.46 \\ 221.72 \end{pmatrix}$$

2.2.8 Эффективные показатели двигателя

$S = 84$ предварительный ход поршня

Средняя скорость поршня

$$v_{\text{п.ср}j} := \frac{S \cdot n_j}{3 \cdot 10^4} \quad (2.47)$$

$$v_{\text{п.ср}} = \begin{pmatrix} 2.744 \\ 9.8 \\ 16.8 \\ 17.92 \end{pmatrix} \text{ (м/с)}$$

Давление механических потерь

$$P_{Mj} := 0.034 + 0.0113 \cdot v_{\text{п.ср}j} \quad (2.48)$$

$$P_M = \begin{pmatrix} 0.07 \\ 0.14 \\ 0.22 \\ 0.24 \end{pmatrix} \text{ (МПа)}$$

Среднее эффективное давление и механический к.п.д.

$$P_{e_j} := P_{i_j} - P_{Mj} \quad (2.49)$$

$$P_e = \begin{pmatrix} 0.88 \\ 1.07 \\ 0.94 \\ 0.85 \end{pmatrix} \text{ (МПа)}$$

$$\eta_{Mj} := \frac{P_{e_j}}{P_{i_j}} \quad (2.50)$$

$$\eta_M = \begin{pmatrix} 0.93 \\ 0.88 \\ 0.81 \\ 0.78 \end{pmatrix}$$

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

$$\eta_{e_j} := \eta_{i_j} \cdot \eta_{M_j} \quad (2.51)$$

$$\eta_e = \begin{pmatrix} 0.29 \\ 0.33 \\ 0.28 \\ 0.25 \end{pmatrix}$$

$$g_e := \frac{3600}{\text{Hu} \cdot \eta_e} \cdot 1000 \quad (2.50)$$

$$g_e = \begin{pmatrix} 245.91 \\ 213.65 \\ 256.77 \\ 283.24 \end{pmatrix} \text{ (г/кВт·ч)}$$

2.2.9 Основные параметры и показатели двигателя

Принимаем отношение линейных размеров цилиндра $S=D=84\text{мм}$, где S – ход поршня, D – диаметр цилиндра двигателя.

Уточнение основных параметров и показателей двигателя:

$$V_L := \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S \cdot i}{4 \cdot 10^6} \quad (2.51)$$

$$V_L = 1.774 \text{ (л)}$$

$$V_h := \frac{V_L}{i} \quad (2.52)$$

$$V_h = 0.44 \text{ (л)}$$

$$F_{\Pi} := \frac{\pi \cdot (D \cdot 10^{-3})^2}{4} \quad (2.53)$$

$$F_{\Pi} = 0.00528 \text{ (м}^2\text{)}$$

$$N_{e_j} := \frac{P_{e_j} \cdot V_{\Pi} \cdot n_j}{30 \cdot \tau} \quad (2.54)$$

$$N_e = \begin{pmatrix} 12.82 \\ 55.25 \\ 83.54 \\ 80.66 \end{pmatrix} \text{ (кВт)}$$

$$M_{e_j} := \frac{3 \cdot 10^4 N_{e_j}}{\pi n_j} \quad (2.55)$$

$$M_e = \begin{pmatrix} 124.92 \\ 150.75 \\ 132.96 \\ 120.35 \end{pmatrix} \text{ (Н·м)}$$

$$G_{T_j} := N_{e_j} \cdot g_{e_j} \cdot 10^{-3} \quad (2.56)$$

$$G_T = \begin{pmatrix} 3.15 \\ 11.8 \\ 21.45 \\ 22.85 \end{pmatrix} \text{ (кг/ч)}$$

Литровая мощность

$$N_L := \frac{N_e}{V_L} \quad (2.57)$$

$$N_L = \begin{pmatrix} 7.22 \\ 31.14 \\ 47.08 \\ 45.46 \end{pmatrix} \text{ (кВт/л)}$$

2.2 Построение индикаторной диаграммы

Индикаторную диаграмму строят для номинального режима работы двигателя, т.е. при $N_e=83,54$ и $n=6000$ об/мин.

Построения политроп сжатия и расширения при аналитическом методе вычисляется ряд точек для промежуточных объемов, расположенных между V_c и V_a и между V_z и V_b по уравнению политропы $p \cdot V_n = \text{const}$.

Для политропы сжатия $p_x \cdot V_x^n = p_a \cdot V_a^n$, откуда $p_x = p_a (V_a / V_x)^n$, где p_x и V_x – давление и объем в искомой точке процесса сжатия.

Для политропы расширения также $p_x = p_b \cdot (V_b / V_x)^n$.

Ординаты расчетных точек указаны в таблице 2.1.

Таблица 2.1 – Определение ординат расчетных точек

$\phi, ^\circ$	$V, \text{м}^3$	$P, \text{МПа}$	$\phi, ^\circ$	$V, \text{м}^3$	$P, \text{МПа}$	$\phi, ^\circ$	$V, \text{м}^3$	$P, \text{МПа}$	$\phi, ^\circ$	$V, \text{м}^3$	$P, \text{МПа}$
0	0.05	0,1	180	0.49	0,1	360	0.05	1.07	540	0.49	0.41
30	0.09	0,1	210	0.47	0.09	390	0.09	6.51	570	0.47	0.24
60	0.19	0,1	240	0.4	0.1	420	0.19	3.96	600	0.4	0.21
90	0.3	0,1	270	0.3	0.12	450	0.3	1.53	630	0.3	0.19
120	0.41	0,1	300	0.18	0.18	480	0.41	0.83	680	0.18	0,14
150	0.47	0,1	330	0.08	0.37	510	0.47	0.58	720	0.08	0,12

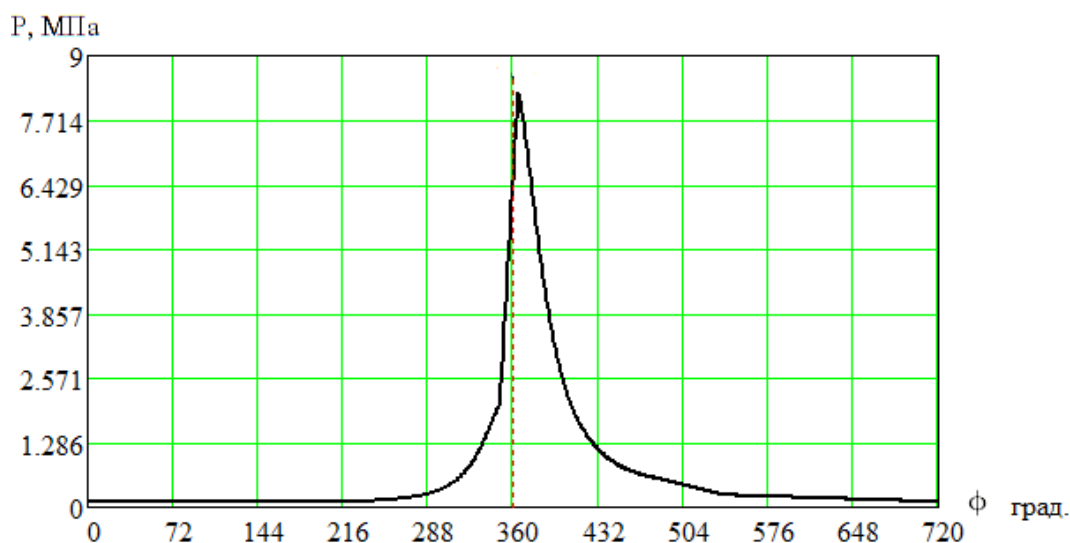


Рисунок 2.1 – Индикаторная диаграмма в координатах P-φ

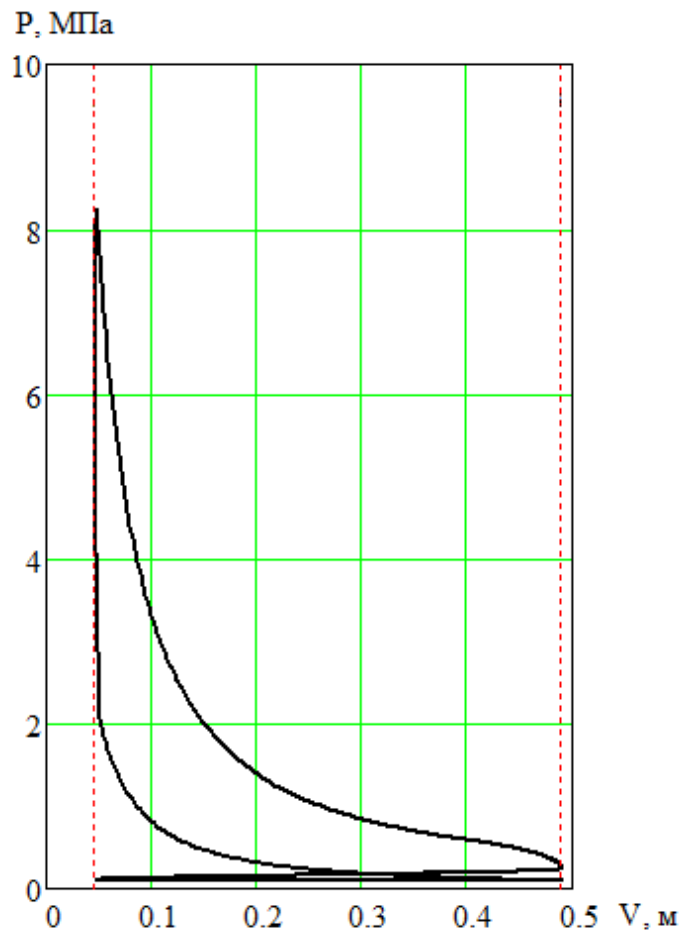


Рисунок 2.2 – Индикаторная диаграмма в координатах P-S

2.3 Тепловой баланс

Общее количество теплоты, введённой в двигатель с топливом при номинальном режиме:

$$Q_{0j} := \frac{\text{Hu} \cdot G_{Tj}}{3.6} \quad (2.58)$$

$$Q_0 = \begin{pmatrix} 44216.3 \\ 165578.2 \\ 300871.3 \\ 320435.6 \end{pmatrix} \text{ (Дж/с)} \quad q_0 := \begin{pmatrix} 100 \\ 100 \\ 100 \\ 100 \end{pmatrix} \%$$

Теплота, эквивалентная эффективной работе за 1с:

$$Q_{e_j} := 1000 \cdot N_{e_j} \quad (2.59)$$

$$Q_e = \begin{pmatrix} 12819.5 \\ 55252.6 \\ 83540.4 \\ 80658.1 \end{pmatrix} \text{ (Дж/с)}$$

$$q_{e_j} := \frac{Q_{e_j} \cdot 100}{Q_{0_j}} \quad (2.60)$$

$$q_e = \begin{pmatrix} 28.99 \\ 33.37 \\ 27.77 \\ 25.17 \end{pmatrix} \%$$

Теплота, передаваемая охлаждающей среде, при $c=0,5$ и $m=0,6$:

$$Q_{B_j} := 0.5 \cdot i \cdot (D \cdot 0.1)^{1+2 \cdot m_j} \cdot (n_j)^{m_j} \cdot \frac{Hu - \Delta Hu_j}{\alpha_j \cdot Hu} \quad (2.61)$$

$$Q_B = \begin{pmatrix} 7331.8 \\ 39720.3 \\ 55780.8 \\ 58095.5 \end{pmatrix} \text{ (Дж/с)}$$

$$q_{B_j} := \frac{Q_{B_j} \cdot 100}{Q_{0_j}} \quad (2.62)$$

$$q_B = \begin{pmatrix} 16.58 \\ 23.99 \\ 18.54 \\ 18.13 \end{pmatrix} \%$$

Теплота унесённая из двигателя с отработавшими газами:

$$Q_{r_j} := \frac{G_{r_j}}{3.6} \cdot \left[M_{2_j} \cdot (mc''_{vr_j} + 8.315) \cdot t_{r_j} - M_{1_j} \cdot (mc_{v20} + 8.315) \cdot t_0 \right] \quad (2.63)$$

$$Q_{\Gamma} = \begin{pmatrix} 11468.1 \\ 47583.9 \\ 92437 \\ 97182.4 \end{pmatrix} \text{ (Дж/с)}$$

$$q_{\Gamma_j} := \frac{Q_{\Gamma_j} \cdot 100}{Q_{0_j}} \quad (2.64)$$

$$q_{\Gamma} = \begin{pmatrix} 25.94 \\ 28.74 \\ 30.72 \\ 30.33 \end{pmatrix} \%$$

Неучтенные потери теплоты:

$$Q_{\text{ост}} := Q_0 - (Q_e + Q_B + Q_{\Gamma} + Q_{\text{н.с}}) \quad (2.65)$$

$$Q_{\text{ост}} = \begin{pmatrix} 12596.8 \\ 23021.3 \\ 69113.2 \\ 84499.6 \end{pmatrix} \text{ (Дж/с)}$$

$$q_{\text{ост}_j} := \frac{Q_{\text{ост}_j} \cdot 100}{Q_{0_j}} \quad (2.66)$$

$$q_{\text{ост}} = \begin{pmatrix} 28.49 \\ 13.9 \\ 22.97 \\ 26.37 \end{pmatrix} \%$$

Результаты теплового баланса представлены на рисунке 2.3.

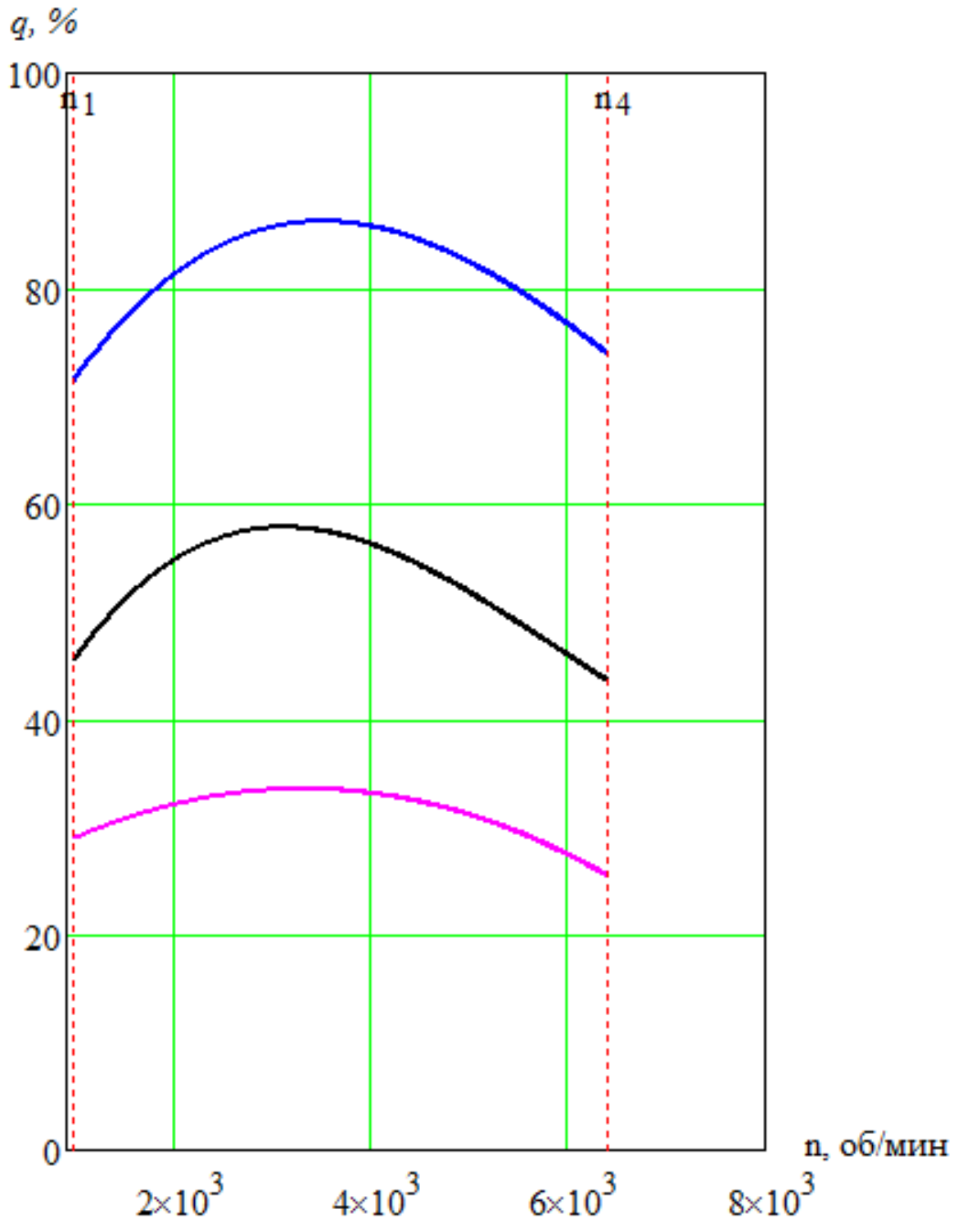


Рисунок 2.3 – Тепловой баланс

Завершается тепловой расчет внешней скоростной характеристикой, изображенной на рисунке 2.4.

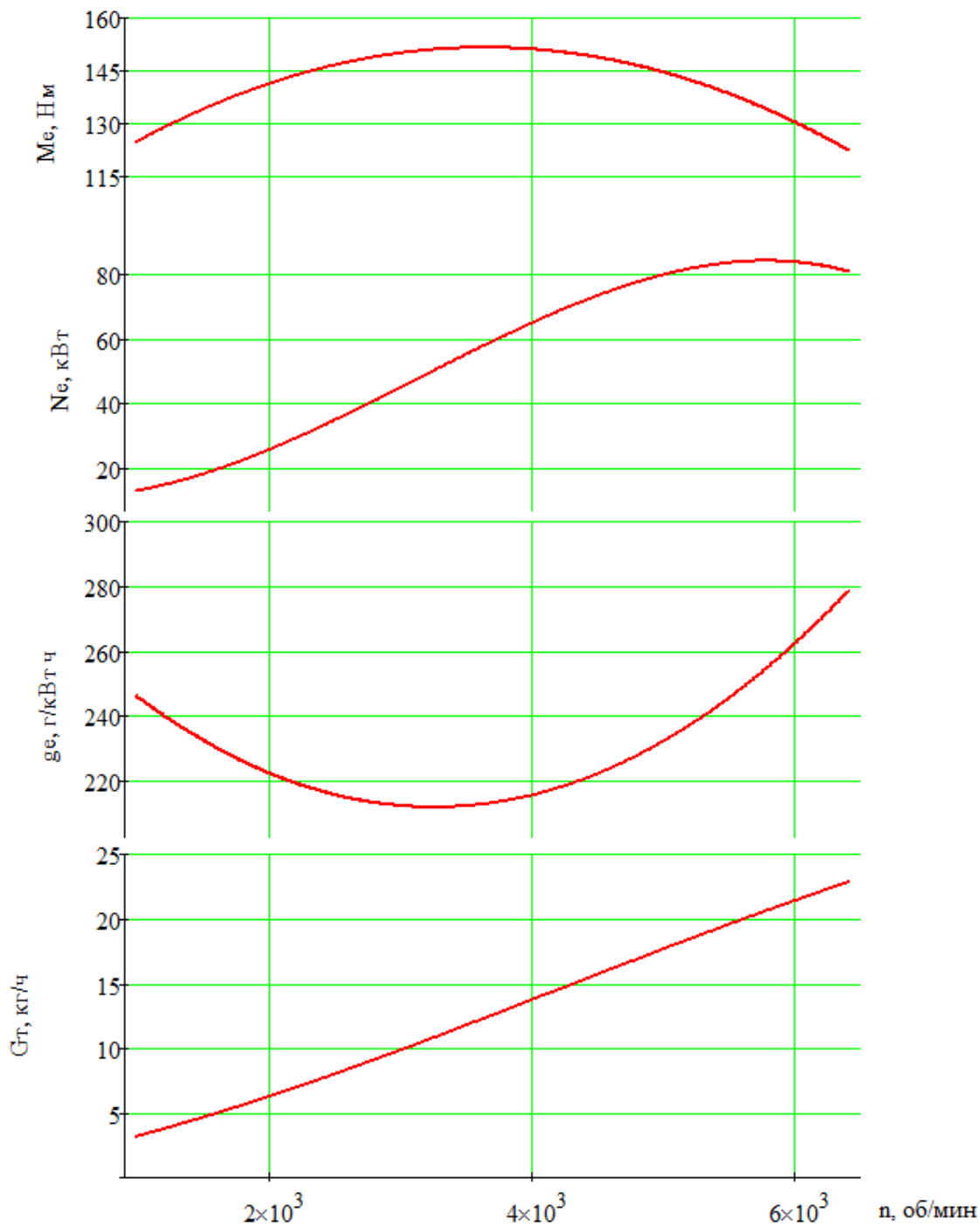


Рисунок 2.4 – Внешняя скоростная характеристика

2.4 Кинематический расчёт

Отношение радиуса кривошипа к длине шатуна предварительно было принято в тепловом расчёте $\lambda' = 0,315$, $L_{ш}=132$ мм.

2.4.1 Перемещение, скорость и ускорение поршня

Расчет перемещения поршня

$$S_{x_k} := \frac{S}{2} \cdot \left[\left(1 - \cos(\phi_k) \right) + \frac{1}{\lambda'} \cdot \left(1 - \cos \left(\operatorname{asin} \left(\frac{\sin(\phi_k) \cdot S}{L_{III} \cdot 2} \right) \right) \right) \right] \quad (2.67)$$

Скорость поршня

$$v_{п_k} := \frac{\pi \cdot n_N}{30} \cdot \frac{S \cdot 10^{-3}}{2} \cdot \left(\sin(\phi_k) + \frac{\lambda'}{2} \cdot \sin(2 \cdot \phi_k) \right) \quad (2.68)$$

$$v_{п.ср_2} = 9.8$$

Ускорение поршня

$$j_k := \left(\frac{\pi \cdot n_N}{30} \right)^2 \cdot \frac{S \cdot 10^{-3}}{2} \cdot \left(\cos(\phi_k) + \lambda' \cdot \cos(2 \cdot \phi_k) \right) \quad (2.69)$$

$$j_{\max} := \left(\frac{\pi \cdot n_N}{30} \right)^2 \cdot \frac{S \cdot 10^{-3}}{2} \cdot (1 + \lambda') \quad (2.70)$$

$$j_{\max} = 21389.4067 \quad \text{м/с}^2$$

Результаты перемещения, скорости и ускорения поршня, в зависимости от угла ϕ , приведены в таблице 2.4.1.

Таблице 2.4.1 – Результаты вычислений

ϕ	S_x	v	j	ϕ	S_x	v	j
0	0	0	21389,4	210	80,22	-9,88	11955,3
30	7,47	16,51	16763,7	240	68,61	-19,54	-10694,7
60	26,61	26,17	5886,2	270	49,53	-26,39	-4808,5
90	49,53	26,39	-4808,5	300	26,61	-26,17	5886,2
120	68,61	19,54	-10694,7	330	7,47	-16,51	16763,7
150	80,22	9,88	-11955,3	360	0	0	21389,4
180	84	0	-11772,5				

На основе вычислений представленных в таблице 2.4.1, построены графики перемещения, скорости и ускорения поршня, представленные на плакате.

2.5 Динамический расчёт

2.5.1 Масса поршневой группы

Масса поршневой группы

$m'_{\text{П}} := 70$ кг/м² - приведенная масса поршня из алюм. сплава

$$m_{\text{П}} := m'_{\text{П}} \cdot F_{\text{П}} \quad (2.71)$$

$$m_{\text{П}} = 0.37 \text{ кг}$$

Масса шатуна

$m'_{\text{Ш}} := 120$ кг/м² - приведенная масса шатуна

$$m_{\text{Ш}} := m'_{\text{Ш}} \cdot F_{\text{П}} \quad (2.72)$$

$$m_{\text{Ш}} = 0.63 \text{ кг}$$

Масса неуравновешенных частей одного колена вала без противовесов

$m'_{\text{К}} := 140$ кг/м² - приведенная масса литого чугунного вала

$$m_{\text{К}} := m'_{\text{К}} \cdot F_{\text{П}} \quad (2.73)$$

$$m_{\text{К}} = 0.74 \text{ кг}$$

Масса шатуна, сосредоточенная на оси поршневого пальца

$$m_{\text{Ш.П}} := 0.275 \cdot m_{\text{Ш}} \quad (2.73)$$

$$m_{\text{Ш.П}} = 0.17 \text{ кг}$$

Масса шатуна, сосредоточенная на оси кривошипа

$$m_{\text{ш.к}} := 0.725 \cdot m_{\text{ш}} \quad (2.74)$$

$$m_{\text{ш.к}} = 0.46 \text{ кг}$$

Массы, совершающие возвратно-поступательное движение

$$m_j := m_{\text{п}} + m_{\text{ш.п}} \quad (2.75)$$

$$m_j = 0.54 \text{ кг}$$

Массы, совершающие вращательное движение

$$m_{\text{R}} := m_{\text{к}} + m_{\text{ш.к}} \quad (2.76)$$

$$m_{\text{R}} = 1.2 \text{ кг}$$

2.5.2 Силы инерции

Определяем значения силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс

$$P_{j_k} := \frac{-j_k \cdot m_j \cdot 10^{-6}}{F_{\text{п}}} \quad (2.77)$$

Ординаты расчетных точек указаны в таблице 2.4.1.

Таблице 2.4.1 – Ординаты расчетных точек

φ	P, МПа	φ	P, МПа
0	-2.2	210	1.23
30	-1.73	240	1.1
60	-0.61	270	0.5
90	0.5	300	-0.61
120	1.1	330	-1.73
150	1.23	360	-2.2
180	1.21		

Центробежная сила инерции вращающихся масс шатуна одного цилиндра

$$K_R := -m_R \cdot \frac{S \cdot 10^{-3}}{2} \cdot \left(\frac{\pi \cdot n_N}{30} \right)^2 \cdot 10^{-3} \quad (2.78)$$

$$K_R = -19.88 \text{ кН}$$

Центробежная сила инерции вращающихся масс кривошипа

$$K_{R.ш} := -m_{ш.к} \cdot \left[\frac{S \cdot 10^{-3}}{2} \cdot \left(\frac{\pi \cdot n_N}{30} \right)^2 \right] \cdot 10^{-3} \quad (2.79)$$

$$K_{R.ш} = -7.62 \text{ кН}$$

Центробежная сила инерции вращающихся масс кривошипа:

$$K_{R.к} := -m_k \cdot \left[\frac{S \cdot 10^{-3}}{2} \cdot \left(\frac{\pi \cdot n_N}{30} \right)^2 \right] \cdot 10^{-3} \quad (2.80)$$

$$K_{R.к} = -12.26 \text{ кН}$$

$$K_{R.к} + K_{R.ш} = -19.88 \text{ кН}$$

2.5.3 Суммарные силы

Сила, сосредоточенная на оси поршневого пальца

$$p_k := p_{x_k} + p_{j_k} \text{ МПа} \quad (2.81)$$

Сила, действующая перпендикулярно оси цилиндра (воспринимается стенками цилиндра)

$$p_{N_k} := p_k \cdot \tan(\beta_k) \text{ МПа} \quad (2.82)$$

Сила, действующая вдоль шатуна, воздействует на него и далее передается кривошипу

$$P_{S_k} := P_k \cdot \frac{1}{\cos(\beta_k)} \text{ МПа} \quad (2.83)$$

Удельная сила, действующая вдоль шатуна

$$P_{K_k} := \frac{p_k \cdot \cos(\phi_k + \beta_k)}{\cos(\beta_k)} \text{ МПа} \quad (2.84)$$

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

$$P_{T_k} := \frac{p_k \cdot \sin(\phi_k + \beta_k)}{\cos(\beta_k)} \text{ МПа} \quad (2.85)$$

$$T_k := P_{T_k} \cdot 10^6 \cdot F_{\Pi}$$

Среднее значение тангенциальной силы

$$P_{T_{\text{ср}}} := \frac{\sum P_T}{720} \quad (2.86)$$

$$P_{T_{\text{ср}}} = 0.1904 \text{ МПа}$$

$$P'_{T_{\text{ср}}} := \frac{2 \cdot p_{i_3}}{\tau \cdot \pi} \quad (2.87)$$

$$P'_{T_{\text{ср}}} = 0.2019 \text{ МПа}$$

$$\Delta := (P'_{T_{\text{ср}}} - P_{T_{\text{ср}}}) \cdot \frac{100}{P'_{T_{\text{ср}}}} \quad (2.88)$$

$$\Delta = 5.68 \%$$

Результаты динамического расчета графически представлены на плакатах.

3 Система подачи топлива

3.1 Определение расходных характеристик форсунки

Исходные данные:

Давление за форсункой $P_a=0,1$ МПа, давление газа в рампе $P_m=0,35$ МПа, показатель адиабаты $k=1,4$, газовая постоянная $R=518$, температура газа $T_a=298$ К.

Расход необходимый для работы двигателя, получен на основании теплового расчета.

$$G := \begin{pmatrix} 3.15 \\ 11.8 \\ 21.45 \\ 22.85 \end{pmatrix} \quad (\text{кг/ч})$$

$$\sigma := \frac{P_a}{P_m} \quad (3.1)$$

$\sigma = 0.286$ $\sigma < 0.5$ – течение газа является надкритическим.

Секундный расход газа двигателем

$$G' := \frac{G}{3600} \quad (3.2)$$

$$G' = \begin{pmatrix} 8.75 \times 10^{-4} \\ 3.278 \times 10^{-3} \\ 5.958 \times 10^{-3} \\ 6.347 \times 10^{-3} \end{pmatrix} \quad (\text{кг/с})$$

Расходная характеристика жиклёра

$$\mu F := \frac{G'}{P_m \cdot 10^5 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 9.81 \cdot 0.52 \cdot (1 - 0.52)}{R \cdot T_a}}} \quad (3.3)$$

$$\mu F = \begin{pmatrix} 4.439 \times 10^{-7} \\ 1.663 \times 10^{-6} \\ 3.022 \times 10^{-6} \\ 3.22 \times 10^{-6} \end{pmatrix}$$

Если принять коэффициент $m=0.85$, то необходимая скважность форсунки должна составлять

$$F := \frac{\mu F}{0.85} \quad (3.4)$$

$$F = \begin{pmatrix} 5.222 \times 10^{-7} \\ 1.956 \times 10^{-6} \\ 3.556 \times 10^{-6} \\ 3.788 \times 10^{-6} \end{pmatrix} \text{ (м}^2\text{)}$$

Необходимый эквивалентный диаметр распылителя форсунки на характерных режимах работы двигателя:

$$d := \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi}} \quad (3.5)$$

$$d = \begin{pmatrix} 8.154 \times 10^{-4} \\ 1.578 \times 10^{-3} \\ 2.128 \times 10^{-3} \\ 2.196 \times 10^{-3} \end{pmatrix} \text{ (м)}$$

$$d' := d \cdot 1000 \quad (3.6)$$

$$d' = \begin{pmatrix} 0.815 \\ 1.578 \\ 2.128 \\ 2.196 \end{pmatrix} \text{ (мм)}$$

Определение скважности форсунки

$$\tau := \frac{G'}{f \cdot m} \quad (3.7)$$

$$\tau = \begin{pmatrix} 2.8257 \times 10^{-3} \\ 0.0106 \\ 0.0192 \\ 0.0205 \end{pmatrix}$$

при условиях:

Несущая частота форсунки $f := 50$ Гц. Диаметр распылителя форсунки принятый с условием обеспечения расхода газа $d := 0.002$ м.

Массовый расход газа при принятом диаметре соплового отверстия форсунки

$$m := \left[P_m \cdot 10^5 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 9.81 \cdot 0.52 \cdot (1 - 0.52)}{R \cdot T_a}} \right] \cdot \left(\pi \cdot \frac{d^2}{4} \right) \quad (3.8)$$

$$m = 6.193 \times 10^{-3} \text{ (кг/с)}$$

Зависимость расхода газа от скважности изображена на рисунке 3.1.

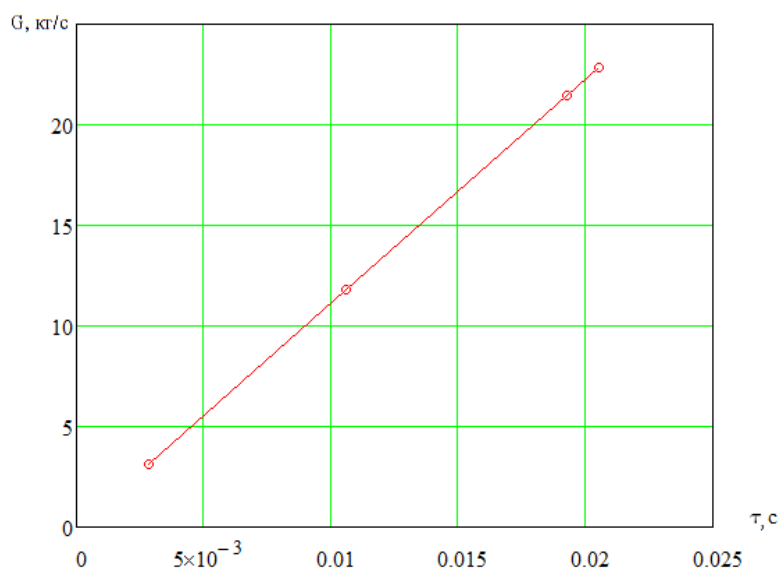


Рисунок 3.1 – Зависимость расхода газа от скважности

3.2 Краткое описание электронной системой управления двигателем, конвертируемого для работы на природном газе в составе газопоршневой силовой установки

Двигатель, оборудованный электронной системой управления двигателем (ЭСУД), управляется электронным блоком управления (ЭБУ), обеспечивающим оптимальную работу двигателя на всех скоростных режимах. При этом обеспечивает снижение количества токсичных веществ с отработавшими газами и низкого расхода топлива, путем поддержания необходимого соотношения топлива и воздуха воздушно-топливной смеси, т.е. осуществляет регулирование топливоподачи.

Так же ЭБУ управляет частотой вращения коленчатого вала на режиме холостого хода, временем накопления и моментом зажигания. ЭБУ имеет аварийные режимы, приближенные к нормальной работе двигателя при всех неисправностях, не считая самых крупных.

Контроль работоспособности ЭСУД обеспечивается, имеющейся колодкой диагностики.

3.2.1 Электронный блок управления

ЭБУ считается главным устройством ЭСУД. Его работа заключается в непрерывном получении информации от датчиков и управление системами двигателя. Также ЭБУ выполняет функцию диагностики системы. ЭБУ передает различные сигналы на датчики и выключатели с напряжением 5,8 или 12В.

Системами регулятора холостого хода, электронного зажигания и различными реле управляет ЭБУ цепью заземления через свои транзисторы. Только цепь управления реле системы подачи топлива является единственным исключением. Цепь реле системы подачи топлива является единственной управляемой ЭБУ цепью, в которой он управляет напряжением + 12 В, которое

подаётся на катушку реле. Вывод заземления катушки реле системы подачи топлива соединен с «массой» двигателя.

Фильтр датчика детонации (ФДД) находится внутри ЭБУ. Это фильтр функционирует как входной интерфейс между датчиком детонации (ДД) и ЭБУ. ДД создает неразделенный сигнал, посылаемый в ФДД. В ФДД этот сигнал фильтруется и преобразуется в цифровой сигнал для обработки. ЭБУ определяет наличие детонации, её уровень и цилиндр, вызывающий детонацию. Затем ЭБУ корректирует угол опережения зажигания в этом цилиндре, создавая запаздывание до снижения уровня детонации.

ЭБУ имеет три типа памяти: постоянную (ПЗУ), оперативную (ОЗУ) и программируемую (ППЗУ).

Постоянная память представляет собой постоянное запоминающее устройство (ПЗУ), установленное в запоминающем устройстве калибровок (ЗУК), которое извлекается из ЭБУ. ПЗУ содержит общую программу, называемую “алгоритмы управления” и представляет собой набор рабочих команд. В связи с тем, что ПЗУ содержит алгоритмы управления, и представляет собой набор рабочих команд, ЭБУ не может работать с извлеченным запоминающим устройством калибровок.

После программирования содержимое ПЗУ не может быть изменено. Эта память энергонезависима, и для её сохранения не требуется бесперебойного питания.

Оперативное запоминающее устройство (ОЗУ) представляет собой неопределённую часть памяти микропроцессора, которая смонтирована на печатной плате ЭБУ. Чаще всего ОЗУ используется для расчета и временного хранения значений, которые используются в других расчетах. Микропроцессор имеет возможность при необходимости считывать данные или вносить их в ОЗУ. Эта память, отличие от ПЗУ, энергозависима и для её сохранения требуется бесперебойное питание. Когда подача питания завершается, происходит форматирование диагностических кодов неисправностей и расчетных данных, которые содержатся в ОЗУ.

Программируемое запоминающее устройство (ППЗУ) содержит



Рисунок 3.2 – Компоненты нитевого датчика массового расхода воздуха

различную калибровочную информацию, относящуюся к конкретной модели двигателя и конкретным нормам токсичности, которые должны выполняться. Содержимое ППЗУ считывает или использует только ЭБУ. ППЗУ энергонезависимо и не требует бесперебойного питания для сохранения. ППЗУ входит в состав ЗУК и извлекается из ЭБУ.

3.2.2 Датчики ЭСУД

Информация о текущих параметрах двигателя необходима для его эффективной работы. Позволяют это обеспечить различные датчики, отслеживающие текущие параметры двигателя и информирующие о его состоянии ЭБУ.

3.2.2.1 Датчик массового расхода воздуха (ДМРВ)

ДМРВ располагается между дроссельной заслонкой и воздушным фильтром. Его работа заключается в измерении массы воздуха, которая поступает в двигатель, выраженная в килограммах в час. В потоке попадающего воздуха имеется электрически нагреваемое тело. Оно охлаждается воздушным потоком. Рассчитывается схема регулирования нагревательного тока так, что имеется разность температуры тела относительно проходящего воздуха, которая всегда положительная. Так мерой для массы воздушного потока является ток нагрева. Данный способ измерения создаёт учёт плотности воздуха, так как величина теплоотдачи от тела к воздуху

определяется ею. Платиновая нить толщиной 70мкм служит нагревательным элементом.

Регулировочная схема состоит из мостовой схемы и усилителя.

Температурный датчик и нагреваемая нить входят в состав мостовой схемы (рисунок 3.3) и выполняют функции зависящих от температуры резисторов.

Сигнал напряжения, напрямую зависящий

от массового потока воздуха, образуется за счёт тока нагрева на прецизионном резисторе. Он в свою очередь передаётся к блоку управления.

После отключения двигателя происходит загрязнение платиновой нити. С целью предупреждения дрейфа, в течении 1 секунды нагревается нагревательная нить до температуры, при которой происходит испарение или осыпание отложений, и соответственно она очищается.

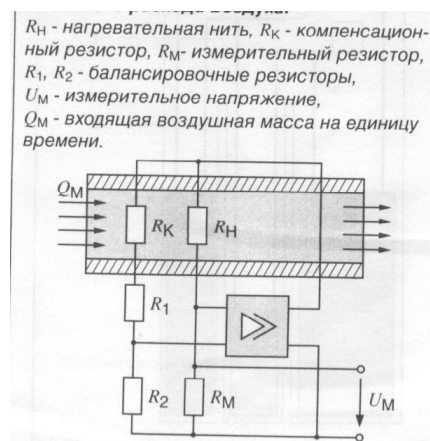


Рисунок 3.3 – Мостовая схема датчика массового расхода воздуха

3.2.2.2 Датчик дроссельной заслонки

Угол поворота дроссельной заслонки для расчёта вспомогательного сигнала нагрузки указывает датчик дроссельной заслонки. Располагается датчик на патрубке дроссельной заслонки, находясь на одной оси с ней. Он требуется в качестве дополнительной информации для распознавания режимов, например нагрузка частичная/полная или холостой ход, определения динамических функций и, при нефункциональной работе основного датчика нагрузки, в качестве источника аварийного сигнала.

Потенциометр замеряет угловое положение дроссельной заслонки и передаёт соотношение напряжений через резисторную схему на блок управления (рисунок 3.4). В зависимости от положения дроссельной заслонки и

частоты вращения двигателя блок управления определяет поступающую массу воздуха. Повышенные требования относительно точности предъявляются при использовании датчика дроссельной заслонки в качестве основного датчика нагрузки. Достичь этого можно за счёт установки двух потенциометров, и модернизирования опор вращения. Учёт температурных колебаний воздушной массы происходит после обработки сигналов температурных датчиков.



Рисунок 3.4 - Датчик положения дроссельной заслонки и схема его подключения

3.2.2.3 Датчик частоты вращения и положение коленчатого вала

Момент зажигания определяется положением поршня в цилиндре. Шатуны соединяют все поршни цилиндров с коленчатым валом. О положении поршней всех цилиндров информирует датчик, располагаемый на коленчатом валу. Частотой вращения называется скорость, которая определяется количеством оборотов коленчатого вала в минуту. Входная величина, которая так же важна для ЭСУД, рассчитывается исходя из сигнала о положении вала. Фиксируя положение коленчатого вала, датчик посылает сигнал, на основании которого рассчитывается частота вращения блоком управления (БУ). Однако, в народе его называют датчиком частоты вращения.



Рисунок 3.5 – Датчик частоты вращения

Описание сигнала о положении коленчатого вала ЭСУД происходит следующим образом. Ферромагнитный зубчатый диск, расположенный на коленчатом валу, имеет расчётное число зубьев равное 60 при том, что 2 из них отсутствуют. Последовательный опрос этих 58 зубьев совершается индуктивным датчиком частоты вращения. В его состав входят постоянные магниты и сердечник

(рисунок 3.5). Магнитный поток изменяется при прохождении зубьев через зону чувствительного элемента, а так же возникает индукция переменного напряжения (рисунок 3.6).

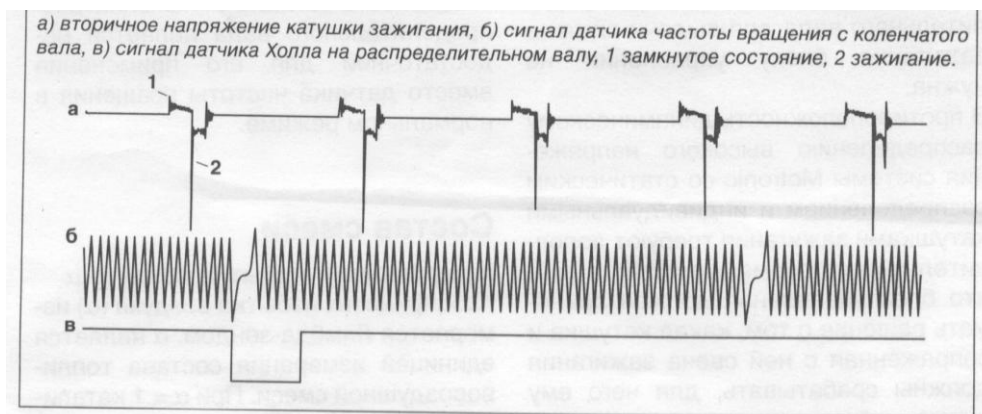


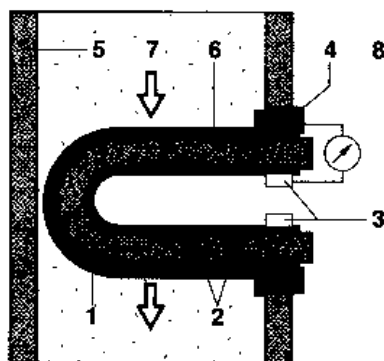
Рисунок 3.6 – Синхронизация сигналов зажигания, положения коленчатого и распределительного вала

Амплитуда переменного напряжения уменьшается при увеличении расстояния между датчиком и зубчатым диском, а с увеличением частоты вращения растёт.

При минимальной частоте вращения (20 мин⁻¹) возможна достаточная амплитуда. Соответствие геометрии зубьев и полюсов является главным фактором. БУ преобразует из синусоидального напряжения в прямоугольное, амплитуда которого постоянна.

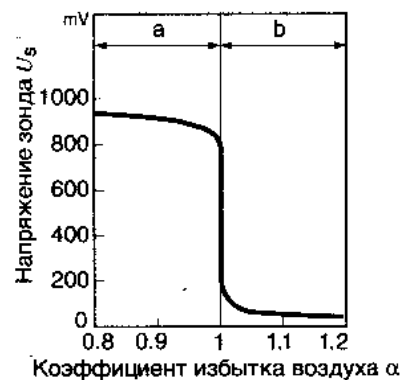
3.2.2.4 Датчик кислорода в отработавших газах (λ -зонд)

В потоке отработавших газов располагается наружная поверхность электрода λ -зонда, а внутренняя сторона соприкасается с наружным воздухом, как изображено на рисунке 3.7. Зонд состоит почти полностью из элемента из специальной керамики, оснащенный газопроницаемыми платиновыми электродами на внешних поверхностях. На высоких температурах проводником электричества становится керамика. Электрическое напряжение возникает при условии, что содержание кислорода на обеих сторонах электродов различно. Графически это объясняется тем, что смесь, состав которой обеспечивает полное сгорание топлива без остатка избыточного кислорода, образуется неравномерная функция со скачками, что видно на рисунке 3.8. Напряжение и внутреннее сопротивление зонда зависят от температуры.



- 1 – специальная керамика;
- 2 – электроды;
- 3 – контакты;
- 4 – контакты корпуса;
- 5 – выпускная труба;
- 6 – керамический защитный слой;
- 7 – отработавшие газы;
- 8 – воздух.

Рисунок 3.7 – Расположение λ -зонда в выпускной трубе



- а – богатая смесь
- б – бедная смесь

Рисунок 3.8 – Кривая напряжения λ -зонда при рабочей температуре

3.2.2.5 Датчик детонации

Датчик детонации отвечает за своевременное обнаружение детонирования смеси. Он передает сигнал возникновения детонации на ЭБУ.

Ответным действием является уменьшение угла опережения зажигания и обогащение топливно-воздушной смеси двигателя.

В состав датчика входят корпус с элементами крепления к двигателю и пластины пьезоэлектрика внутри с клеммами, которые подключены к ее противоположным торцам. Деформирование пластины происходит под воздействием звуковых колебаний при детонации и изменяет энергию механических колебаний в электрические импульсы, соответствующие частоте и амплитуде.

3.2.3 Система регулирования подачи топлива

Система регулирования подачи топлива (природного газа) управляется ЭБУ, который формирует необходимые сигналы исполнительным устройствам, основанный на опросе датчиков ЭСУД. Особенностью ЭСУД заключается в наличии двух контуров исполнительных устройств. Один контур ЭСУД управляет количеством подаваемого воздуха в ДВС посредством электронного дросселя и фактически регулирует нагрузку ДВС. Другой контур на основании данных опроса датчиков регулирует количество подаваемого газа в ДВС и определяет соотношение воздух / газ в необходимых пропорциях.

Принципиальная схема системы подачи топлива представлена на плакате.

4 Безопасность проекта

Бакалаврские работы, связанные с разработкой двигателей внутреннего сгорания, должны соответствовать действующим и перспективным нормативным требованиям отечественных и международных стандартов по безопасности их эксплуатации и защиты окружающей среды от экологически вредных производимых ими воздействий. В случае несоответствия хотя бы одного нормативного требования, ДВС не может быть утвержден к производству и находиться в эксплуатации. Поэтому выбор конструктивных концепций и технологических реализаций различных узлов, агрегатов и систем ДВС должен определяться применением технологических решений, полностью удовлетворяющие всем предъявляемым нормативным требованиям стандартов в отношении их безопасности и экологичности.

4.1 Анализ опасных и вредных факторов

Автомобильный транспорт, бензогенераторы, стационарные установки, использующие ДВС в качестве силового агрегата, являются источниками загрязнения атмосферы. Производство различных ДВС непрерывно возрастает, а значит растет и массовый выброс токсических веществ и CO_2 в атмосферу.

К токсичными выбросами ДВС относятся отработавшие и картерные газы, пары топлива. Основная часть токсичных примесей выходит в атмосферу с отработавшими газами ДВС, а так же около половины углеводородов от их общего выброса с картерными газами и парами топлива.

Исследование состава отработавших газов ДВС показывает содержание нескольких компонентов, основные из которых приведены в таблице 4.1 [9].

Таблица 4.1 – Состав отработавших газов ДВС

Компонент	Объемная доля компонента, %		Примечание
	Бензиновый ДВС	Дизельный двигатель	
Азот	74...77	76...78	

Продолжение таблицы 4.1

Азот	74...77	76...78	Не токсичны
Кислород	0,3...0,8	2...18	
Пары воды	3,0...5,5	0,5...4,0	
Диоксид углерода	5,0...12,0	1,0...10,0	
Водород	0...5,0	-	
Оксид углерода	0,5...12,0	0,01...0,5	Токсичны
Оксиды азота	До0,8	0,0002...0,5	
Углеводороды	0,2...3,0	0,009...0,5	
Альдегиды	До0,2мг/л	0,001...0,9мг/л	
Сажа	0...0,04г/м	0,01...1,1г/м	
Бензопирен	10...20 мкг/м	До10 мкг/м	

Содержание отработавших газов изменяется в зависимости от режима работы двигателя.

Применение природного газа, как топлива, позволяет снизить загрязнение окружающей среды и открывает возможность использования новых значительных топливных ресурсов, обеспечивая экономию природной нефти. Изменение состава газообразного топлива напрямую зависит от источника получения и способа производства.

Экологичность является основным преимуществом применения в качестве рабочего тела в ДВС газообразного топлива. Отработавшие газы содержат низкие уровни вредных веществ у двигателей, которые работают на природном газе. Природный газ почти полностью состоит из метана, который при сгорании выделяет диоксид углерода (CO₂) и воду.

Использование природного газа позволяет реализовать и ряд других преимуществ. Природный газ имеет в своем составе не значительное количество серы, влияющая на окисление почвы и воды, здоровье людей, разрушающая фасады зданий. Установки, работающие на природном газе, являются наименее шумными и меньше подвержены вибрации.

Среди газообразных моторных топлив природный газ является наиболее безопасным. При обращении с природным газом риск несчастного происшествия маловероятен, за счёт того, что газ легче воздуха.

4.2 Экологические характеристики газовых двигателей

Основными токсичными веществами в составе отработавших газов двигателей с воспламенением от искры являются: окислы азота NO_x , окись углерода CO и углеводороды C_nH_m .

Частичное сгорание топлива является причиной образования окиси углерода и углеводородов в отработавших газах, которое особо велико при богатой рабочей смеси, поступающей в цилиндр двигателя. В зонах повышенных температур в процессе сгорания топлива образуются окислы азота. Процесс окисления азота становится заметным, лишь при нагреве до температуры 1700 С. Данная температура достигается при максимальном давлении. Кроме того, на количество образовавшихся окислов азота также оказывает влияние наличие свободного кислорода, который ускоряет окисление.

4.3 Техника безопасности при работе с газовым топливом

На основе анализа правил ЕЭК ООН R115 "Системы для ДВС, работающих на сжатом природном газе и сжиженном нефтяном газе", использование вместо жидкого топлива, которое является легко воспламеняющейся жидкостью, природный газ приводит к усложнению эксплуатации ДВС. Данное явление сопровождается тем, что газовое топливо может образовывать с воздухом взрыво- и пожароопасные смеси при определенных условиях.

Особенностями углеводородных газов являются высокие температуры самовоспламенения, низкие нижние пределы и широкая область

воспламеняемости смесей с воздухом, взрывающиеся при импульсах относительно небольшой интенсивности, а также возможность образования кристаллогидратов при низких температурах

Повышенная способность электризоваться усложняет эксплуатацию сжиженных углеводородных и природных газов. В следствии электризации возможны искровые разряды из-за высокого электрического сопротивления, которым обладают углеводороды предельного ряда

Взрывозащита электрооборудования выполняется в соответствии со свойствами газа, создающего взрывоопасность. Природный газ и его основные компоненты – метан, этан, пропан – относятся по взрывоопасности к группе ПАТ–1, что означает превышение безопасного экспериментального максимального зазора (БЭМЗ) для этих газов (0,9 мм), и температуры воспламенения смеси (450 С).

Минимальная энергия зажигания метановоздушных смесей выше, чем у других углеводородов, это означает, что они воспламеняются хуже. Температура воспламенения метана 540 С. Минимальное давление взрыва метана равно 0,72 МПа.

Природный газ легче воздуха, поэтому он поднимается вверх и быстро смешивается в атмосфере.

4.4 Технические требования к образцу

А.1 Общие требования

1. Номинальная скорость пуска и нагружения, в том числе повторного, устанавливает ТУ выбранной силовой установки и генератора. Конструкция и система ГПСУ должны обеспечивать возможность ускоренных пусков и нагружений длительностью не более 5 минут.

2. Время пуска и нагружения ГПСУ и условия работы технологического оборудования должны быть согласованны.

3. Пиковая нагрузка (допустимая) не более 10 % от заявленной мощности ГПСУ продолжительностью не более одного часа.

4. В процессе эксплуатации в течении межремонтного периода снижение фактической мощности может отличаться от номинальной не более 5%.

А.2 Требования к системе автоматического управления (САУ)

1. Дистанционно с приборной панели установки осуществляется управление пусками, остановками и работой под нагрузкой.

2. САУ должна обеспечивать:

- запуск (автоматически) с выходом на заданные режимы нагрузки;
- стабилизацию указанного режима;
- регулирование (автоматически) частоты вращения;
- контроль параметров ГПСУ;
- аварийную сигнализацию;

3. САУ должна выполнять следующие информационные функции:

- передавать информацию на дисплей в объеме достаточном для контроля за работой ГПСУ;
- сигнализировать в случае аварийных ситуаций.

4. ГПСУ должна иметь клапан, который прекращает подачу топлива по сигналу САУ.

5. При внезапных набросах и сбросах нагрузки до 2 кВт САУ не должна допускать срабатывать автомату безопасности.

6. Степень статической неравномерности регулирования частоты вращения генераторного вала от номинальной частоты вращения не должна превышать 7%.

7. Степень нечувствительности системы регулирования частоты вращения при любой нагрузке не более 1% номинальной частоты вращения.

САУ должна обеспечить отключение автономной ГПСУ

В начале остановки ГПСУ должна отключаться нагрузка.

А.3 Требования к сырью, материалам, покупным изделиям

1. Материалы, которые применяются в системе, не должны выделять взрывоопасных и веществ токсичных в нерабочем состоянии и на всех режимах работы.

2. Вибростойкость и ударостойкость оборудования системы должны соответствовать требованиям группы ГОСТ для электротехнических установок.

3. При нормальных условиях электрическое сопротивление изоляции токоведущих частей оборудования системы относительно корпуса должно быть не менее 20 МОм.

4. В электрических цепях электрическая прочность изоляции в течение 1 минуты должна выдерживать испытательное напряжение 1500 В.

А.4 Требования к монтажепригодности, ремонтпригодности, контролепригодности

1. Система должна быть смонтирована в виде единой конструкции, которая для соединения электрических кабелей имеет крепежные элементы и специальные разъемы.

2. Конструктивное оформление системы должно иметь присоединительные силовые элементы (фланцы, уголки и т.д.), которые позволят осуществить ее монтаж.

3. В соответствии с регламентом технического обслуживания и ремонта конструкция должна предусматривать возможность технического осмотра деталей и сборочных единиц.

4. В объем обслуживания системы могут входить работы по подготовке системы к работе, в том числе проверка системы на её функционирование.

5. Конструкция оборудования системы должна быть ремонтно пригодной. Ремонт обеспечивается использованием запасных частей.

А.5 Требования по надежности и ресурсу

1. Показатели надежности должны составлять (в течении межремонтного периода):

- средняя наработка на отказ 500 ч
- коэффициент надежности пуска не менее 0,9
- вероятность безотказной работы системы за время работы в течение 500 ч должно быть не менее 95%
- средний ресурс между капитальным ремонтом 2000 ч;
- ресурс до списания 10000 ч.

2. Базовые узлы и детали с ограниченным ресурсом должны иметь срок службы не менее ресурса между капитальным ремонтом (быть кратными ему).

3. Допускается замена отказавших элементов из состава запасных частей, в течение периода работы 2000 ч, а также в период регламентных работ.

А.6 Требования к помещениям

1. Содержание постоянной чистоты и систематическая очистка от мусора являются составляющими требованиями по безопасности, также в обязательном порядке соблюдены требования инструкции о мерах пожарной безопасности для помещений.

2. Перед закрытием обязательен осмотр помещения, при этом: окна и форточки закрыты, электроприборы и электрооборудование отключены, отходы и мусор убраны, эвакуационные проходы освобождены. А также устранение выявленных нарушений в строгом порядке.

3. В конце смены ответственному за пожарную безопасность здания необходимо провести тщательный противопожарный осмотр, устранив возможные причины и источники возникновения пожара.

А.7 Требования взрыво- и пожаробезопасности

1. Силовая установка должна исключать опасность взрыва от внешнего источника зажигания.

2. Запорные устройства и газовый тракт установки не должны превышать утечки газа, установленной изготовителем, максимально допустимой нормы.

3. Все соединяющие элементы газового тракта должны быть герметичны.

4. Агрегаты, применяющиеся в помещениях должны иметь устройство, которое обеспечивает предотвращение скопления несгоревшего газа. Допускается применять без подобного устройства в помещениях с уровнем вентиляции, достаточным для предотвращения скопления несгоревшего газа.

5. Детали и устройства силовой установки, которые находятся рядом с опорными и прилегающими поверхностями, не должны нагреваться до температуры, которая создает опасность возгорания этих поверхностей.

А.8 Требования электрической безопасности

1. Не должны приводить к опасной ситуации колебания электрического напряжения или изменения характеристик вспомогательной энергии, а

также отключение энергии и последующее ее восстановление.

2. Обеспечение защиты от поражения электрическим током должно быть гарантировано оборудованием, подключенным к электрической сети.

4.5 Выводы по разделу безопасность проекта

Использование природного газа в качестве основного топлива для питания ДВС позволяет значительно снизить температуру в процессе сгорания, что заметно снижает выбросы по NO, а свойства газа, позволяющие не образовывать топливную пленку в камере сгорания, снижают выбросы по СН. Применение природного газа в качестве топлива для ДВС дает возможность

повысить степень сжатия, тем самым увеличивать термический КПД двигателя, что существенно сказывается на снижении выбросов CO и CO₂.

Так переход на природный газ позволяет в среднем снизить токсичность по CO на 67%, по CH на 18% и по NO на 44%. При этом в состав отработавших газов не входят сажа и твердые частицы, что соответствует нормам токсичности ОГ ЕЭК ООН № 83.

Двигатели, работающие на природном газе, являются пожаробезопасными в отличие от двигателей, работающих на жидком топливе, т.к. газ легче воздуха и при утечке уходит в атмосферу, но для этого необходимо соблюдать требования ЕЭК ООН R110 и ЕЭК ООН R115.

Статистика, начиная с 2005 года, показывает, что в РФ не зафиксировано ни одного случая пожара или взрыва природного газа по причине неисправностей системы топливоподачи.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

По результатам работы были сделаны следующие выводы:

- предложено использовать природный газ в качестве топлива;
- спроектирован двигатель рабочим объемом 1,8 л. и система питания природным газом;
- проведены расчеты, показавшие работоспособность двигателя в целом и системы питания частности;
- предложенное топливо позволяет в среднем на 10-15 % уменьшить удельный эффективный расход топлива при снижении мощности примерно на 10 %;
- при использовании природного газа эффективный КПД двигателя по результатам расчета увеличивается в среднем на 10-15%.
- рассмотрены технические требования газового двигателя в разделе безопасность проекта.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Колчин, А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей [Текст]/ Колчин, А.И. Демидов В.П. ; Учебное пособие для вузов – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Высшая школа, 1980, - 496 с.
2. Орлин, А.С. Двигатели внутреннего сгорания: Системы поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» [Текст] /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, - 456 с.
3. Ховаха, М.С. Автомобильные двигатели – 2-е изд., перераб. и доп. [Текст] /Под редакцией М.С. Ховаха ; М.: Машиностроение, 1977, - 636 с.
4. Орлин, А.С. Двигатели внутреннего сгорания: Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» [Текст] /В.П. Алексеев, Н.А. Иващенко и др. ; Под общей редакцией А.С. Орлина, М.Г. Круглова//. –3-е издание, перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1980, - 528 с.
5. Орлин, А.С. Двигатели внутреннего сгорания: Конструирование и расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» [Текст] /Д.Н. Вырубов, С.И. Ефимов, Н.А. Иващенко и др.; Под общей редакцией А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – 4-е издание, перераб. И доп. – М.: Машиностроение, 1984, –384 с.
6. Анурьев, В.И. Справочник конструктора-машиностроителя [Текст] / В.И. Анурьев ; В 3-х т. – 6-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1982, - 296 с.

7. Вибе, И.И. Уточненный тепловой расчет двигателя [Текст] / И.И. Вибе ; М. Машиностроение, 1971, - 282 с.
8. Рахимов, Р.Р. Улучшение показателей двигателей с искровым зажиганием путем интенсификации сгорания бедных смесей : автореферат дис. ... кандидата технических наук / Р. Р. Рахимов ; Волгоград: ВолГТУ, 1999 - 206 с.
9. Луканин, В.Н. «Промышленная транспортная экология» / В.Н. Луканин ; М.: Высшая школа, 2003, - 273с.
10. Анурьев, В.И. Справочник конструктора-машиностроителя / В.И. Анурьев ; В 3-х т. – 6-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1982.
11. Кузнецов В.Р., Соболевников В.А. “Турбулентность и горение” / В.Р. Кузнецов ; М. Наука, 1986, - 290 с.
12. Войнов, А. Н. Сгорание в быстроходных поршневых двигателях / А.Н. Войнов ; Изд. 2-е, перераб. и доп. - М., «Машиностроение», 1977, - 277 с
13. Mbarawa, M., Milton, B.E., Casey, R.T. Experiments and modelling of natural gas combustion ignited by a pilot diesel fuel spray / M. Mbarawa, B.E. Milton, R.T. Casey ; Int. J. Therm. Sci. 40, 2012, - 927–936с.
14. Lanni, T., Frank, B.P., Tang, S., Rosenblatt, D., Lowell, D., Performance and emissions evaluation of compressed natural gas and clean diesel buses at New York City's Metropolitan Transit Authority/Lanni, T., Frank, B.P., Tang, S., Rosenblatt, D., Lowell ; SAE Paper 2013.
15. Wang, D. E., Watson, H. Direct injection compressed natural gas combustion and visualization / D. E Wang, H.Watson ; SAE Technical Paper 2010, - 218-220с.
16. Khalighi B., et al, “ Computation and Measurement of Flow and Combustion in a Four-Valve Engine with Intake Variations” ; SAE, SP 1101, №950287, 2001, - 147-179 с.

17. Alpesh K. Panchal: M.E. IC/Auto Student, Assistant professor, Mechanical Engineering Department L.C. Institute of Technology, Mechanical Engineering Dept. L.D.R.P, Gandhinagar, 2014.
18. Кузнецов Ю.М. «Охрана труда на предприятиях автомобильного транспорта» / Ю.М. Кузнецов ; - М.: Транспорт, 1986, - 248 с.
19. Хашимото, Н. и др, “Разработка низкотоксичной, высокоэффективной камеры сгорания для высокомоощного четырехклапанного двигателя” ; SAE, SP 1098, №95068, 1998, - 347-365с.
20. Долин П.А. Справочник по технике безопасности / П. А. Долин ; - 6-е изд. перераб. и доп. - М. : Энергоатомиздат, 1985, - 824 с.
21. Аносов Ю.М. “Основы отраслевых технологий и организации производства”/ Ю.М. Аносов ; - СПб.: Политехника, 2002, - 312 с.
22. Машиностроение. Энциклопедия : в 40 т. / гл. ред. К.В. Фролов (пред.) и др. ; - М.: Машиностроение, 2013, - 784с.
23. Стечкин, Б.С. Индикаторная диаграмма, динамика тепловыделения и рабочий цикл быстроходного поршневого двигателя / Б.С. Стечкин, К.И. Генкин, В.С. Золотаревский ; – М. : АН СССР, 1960, – 200 с.
24. Каменев, В.Ф. Научные основы и пути совершенствования токсических характеристик автомобильных двигателей с искровым зажиганием: Дисс. . докт.техн.наук: 05.04.02 ГНЦ НАМИ / Каменев В.Ф. ; - Москва, 1996, - 454 с.