

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования

Южно-Уральский государственный университет
(Национальный исследовательский университет)

Институт «Политехнический»

Факультет «Автотранспортный»

Кафедра «Двигатели внутреннего сгорания и электронные системы автомобилей»

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ

Заведующий кафедрой

Рецензент, (должность)

_____ (И.О. Ф.)

_____ 2019 г.

_____ (И.О. Ф.)

_____ 2019 г.

Кинематический, тепловой и динамический расчёт поршневого двигателя
нетрадиционной схемы мощностью 30 кВт при частоте вращения 2500 об/мин

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА
К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЕ
ЮУрГУ–13.04.03.2019.062 ВКР

Руководитель проекта, (должность)

Б.А. Шароглазов (И.О. Ф.)

_____ 2019 г.

Автор работы
студент группы П-209

М.А. Вассарман (И.О. Ф.)

_____ 2019 г.

Нормоконтролер, (должность)

_____ (И.О. Ф.)

_____ 2019г.

Оглавление

1.ВВЕДЕНИЕ.....	7
1.1 Роторные двигатели	7
1.2 Бесплатунные двигатели	10
1.3 Свободно - поршневые двигатели.....	13
1.4 Цели и задачи работы	15
2.КИНЕМАТИЧЕСКИЙ,ДИНАМИЕСКИЙ И ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ	
БПМ	17
2.1 Формирование исходных данных.....	19
3.КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ	20
4.ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ	22
4.1 Расчет процесса впуска.....	22
4.2 Расчет процесса сжатия	23
4.3 Расчет процесса сгорания	24
4.4 Расчет процесса расширения	26
4.5 Определение индикаторных показателей цикла.....	27
4.6 Определение эффективных показателей цикла	30
5. ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ.	31
6.РЕЗУЛЬТАТЫ ОЦЕНКИ ОСНОВНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ КШМ И	
БПМ	32
7. ВЫВОДЫ	42
8. БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	43
ПРИЛОЖЕНИЯ.....	45
ПРИЛОЖЕНИЕ 1	46
ПРИЛОЖЕНИЕ 2	55

Аннотация

Вассарман М.А. Кинематический, тепловой и динамический расчет поршневого двигателя нетрадиционной схемы мощностью 30 кВт при частоте вращения 2500 об/мин: ЮУрГУ, 2019, 55 с. Библиография литературы – 12 наименований

Выпускная квалификационная работа выполнена с целью анализа нетрадиционной схемы двигателя внутреннего сгорания. Определены достоинства и недостатки.

В выпускной квалификационной работе выполнена расчетная часть, включающая кинематический, тепловой и динамический расчет поршневого двигателя нетрадиционной схемы мощностью 30 кВт при частоте вращения 2500 об/мин.

На основании проведенного расчета и анализа сделаны выводы и выявлены преимущества бекривошипной поршневой машины в сравнении с традиционной.

					<i>ЮУрГУ-13.04.03.2019.062 ВКР</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		6

1.ВВЕДЕНИЕ

1.1 Роторные двигатели

Роторный двигатель, двигатель внутреннего сгорания, в котором камеры сгорания и цилиндры вращаются с ведомым валом вокруг неподвижного вала управления, к которому прикреплены поршни; давление газа сгорания используется для вращения вала. Некоторые из этих двигателей имеют поршни, которые скользят в тороидальных цилиндрах; другие имеют одно- и многолепестковые роторы. Ранние роторные двигатели использовались в самолетах Первой мировой войны. Они были с воздушным охлаждением, а цилиндры располагались по кругу вокруг коленчатого вала, жестко прикрепленного к фюзеляжу. Пропеллер был прикреплен непосредственно к кольцевой раме, на которой смонтированы вращающиеся цилиндры. Неэффективность этих двигателей привела к их отказу во время войны.

После Второй мировой войны разработка нового вида роторного двигателя пробудила интерес. Ванкель является наиболее детально разработанным и широко используемым роторным двигателем.

Ротор Ванкеля с двигателем в форме равностороннего треугольника вращается с орбитальным движением в корпусе специальной формы и образует вращающиеся камеры сгорания в форме полумесяца между его сторонами и изогнутой стенкой корпуса. Три вершины ротора снабжены подпружиненными уплотнительными пластинами, которые поддерживают непрерывный скользящий контакт с вогнутой внутренней поверхностью кожуха, а камеры сгорания увеличиваются и постепенно уменьшаются в размере по мере вращения ротора. Заряд топлива из карбюратора поступает в камеру через впускной канал, сжимается по мере того, как размер камеры уменьшается за счет вращения ротора, и в соответствующее время зажигается свечой зажигания.

					<i>ЮУрГУ-13.04.03.2019.062 ВКР</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		7

Двигатель Ванкеля был впервые испытан для использования в автомобилях в 1956 году. С тех пор он стал использоваться для таких промышленных применений, как приводные воздушные компрессоры, где требуются небольшие, легкие, высокоскоростные двигатели с механической простотой.

В роторных двигателях (часто такие двигатели называют также роторно-поршневыми, хотя поршня цилиндрической формы они не содержат) основной рабочий орган (ротор, выполняющий функции поршня) совершает вращательное движение. Классическим примером такого двигателя может служить двигатель Ф. Ванкеля. Принцип действия такого двигателя поясняется схемой, приводимой на рис. 1. Ротор двигателя имеет форму равностороннего криволинейного треугольника.

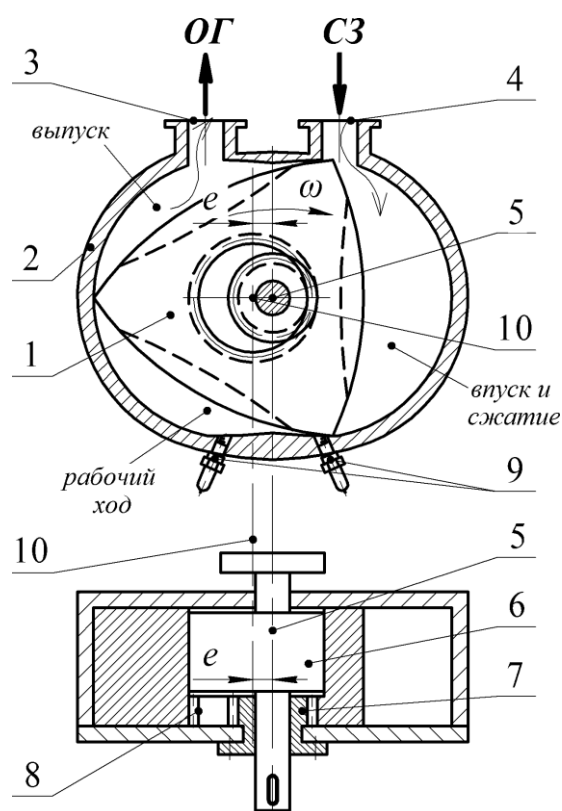


Рис. 1. Принципиальная схема роторного (роторно-поршневого) двигателя Ванкеля:

1 – ротор; 2 – корпус; 3 – выпускной канал; 4 – канал для впуска свежей горючей смеси; 5 – ось эксцентриково вала; 6 – эксцентрик; 7 – неподвижная шестерня; 8 – шестерня ротора; 9 – свеча зажигания; 10 – ось ротора; e – эксцентриситет

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Ротор вращается вокруг своей оси, которая в свою очередь вращается вокруг неподвижной оси вала эксцентрика. Такое движение возможно благодаря расположению ротора на шейке эксцентрика. При вращении ротора вершины его скользят по внутренней поверхности корпуса, в котором он расположен: внутренняя поверхность корпуса имеет форму замкнутой эпитрохоиды. Иными словами: профиль внутренней поверхности определяется траекторией движения точки, связанной с окружностью, катящейся без скольжения по другой окружности. Применительно к схеме на рис.1 шестерня 8, выполненная на роторе 1, обкатывается по шестерне 7, установленной на корпусе 2 двигателя.

Названные конструктивные особенности РПД позволяют осуществить при вращении ротора впуск свежего заряда, его предварительное сжатие, сжигание горючей смеси и преобразование выделяющейся теплоты в механическую работу. Мощность, развиваемая двигателем, отбирается с эксцентрикового вала.

Роторно-поршневые двигатели уже находят, пусть и ограниченное, применение, хотя идея создания их выдвигалась очень давно. В 1588 г. были известны предложения по созданию роторно-поршневых паровых двигателей. Однако долгое время попытки их создания оставались безуспешными. Причина неудач заключалась в том, что не удавалось создать надёжного уплотнения ротора и корпуса. Это приводило к большим утечкам рабочего тела, низкому КПД. Была низкой надёжность работы. В последние годы в результате ряда исследовательских работ удалось создать высокоэффективные уплотнения. Это существенно облегчило проблему создания долговечного и сравнительно экономичного РПД. Значительный вклад в создание надёжно работающего РПД, был внесён немецким инженером Ф. Ванкелем.

					<i>ЮУрГУ-13.04.03.2019.062 ВКР</i>	Лист
						9
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Определённый опыт создания и использования таких машин накоплен и российскими моторостроителями: научно-техническим центром Волжского автомобильного завода (АвтоВАЗ) разработана чертёжно-техническая документация на такого типа двигателя для легковых автомобилей «Жигули», но стоимость производства таких машин оказалась достаточно высокой для целей удовлетворения массового потребительского спроса.

Сравнительно высокий уровень затрат на производство таких двигателей обусловлен относительно сложной технологией производства, требующей сложного и высокоточного оборудования для изготовления и обработки основных конструктивных компонентов машин. В первую очередь корпуса РПД (его внутренних поверхностей), криволинейных поверхностей ротора, имеющего треугольную форму, и обеспечения высокого качества радиальных и торцевых уплотнений сопряжений «ротор-корпус».

1.2 Бесшатунные поршневые машины-двигатели

К числу бесшатунных тепловых машин относится двигатель С. С. Баландина. Принципиальная конструктивная схема двигателя приведена на рис. 2. Первоначально бесшатунный механизм был применён Баландиным в 1935-1936 годах в паровых машинах и позднее, в 1937 – 1951 годах, создававшихся под его руководством двигателях внутреннего сгорания авиационного типа.

Принцип работы двигателя поясним следующим образом: расширение рабочего тела в цилиндре 1 приводит к перемещению поршня 2. Жёстко связанный с ним шток 3 толкает коленчатый вал 4 вниз, что заставляет поворачиваться эксцентрик 5 относительно своей оси. Поворот эксцентрика обуславливает изменение пространственного положения и вращение вала 4.

					<i>ЮУрГУ-13.04.03.2019.062 ВКР</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		10

Причём такое сложное движение коленчатого вала обеспечивает прямолинейное (возвратно-поступательное) движение штоков 3 и 6, а также связанных с ними поршней.

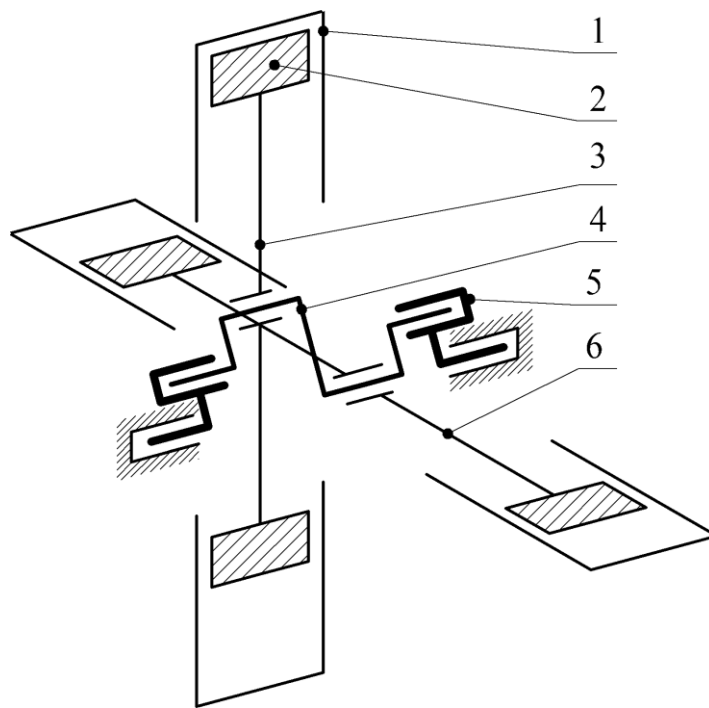


Рис 2. Принципиальная схема бесшатунного двигателя Баландина

Вращение осей эксцентров передаётся синхронизирующим зубчатым колёсам (на рисунке не показаны), вал которых является выходным. Исключение из конструктивной схемы двигателя Баландина шатунов позволяет устранить так называемую нормальную силу, линия действия которой перпендикулярна поверхности цилиндра. Эта мера (исключение шатунов) может обусловить сокращение потерь на трение между поршнем и цилиндром, повышение механического КПД и увеличение моторесурса.

Общий анализ конструктивной схемы двигателя Баландина позволяет отметить, что в конструктивном отношении он сложен. Это касается и технологии изготовления. В литературных источниках не содержится

сведений, касающихся результатов экспериментальной проверки таких машин.

Другим достаточно хорошо известным примером бесшатунной тепловой машины является поршневая машина А. С. Лapidуса. Суть предложенного Лapidусом решения очень проста. Она поясняется рис. 3. На валу, перпендикулярном оси поршня, и опирающимся на подшипники в боковых стенках цилиндра, установлены (во внутреннем пространстве поршня) две обгонные муфты. Кулачки муфт сопрягаются с гнёздами, выполненными диаметрально противоположно на внутренней стенке поршня. Возвратно- поступательное движение поршня, возможное благодаря пазам (прорезям), выполненным на его боковой поверхности, обуславливает поворот (качание) кулачков относительно их осей. Имеющие место вращательные движения кулачков через механизм обгонных муфт, работающих в противофазе, передаются грузовому валу, на котором они установлены.

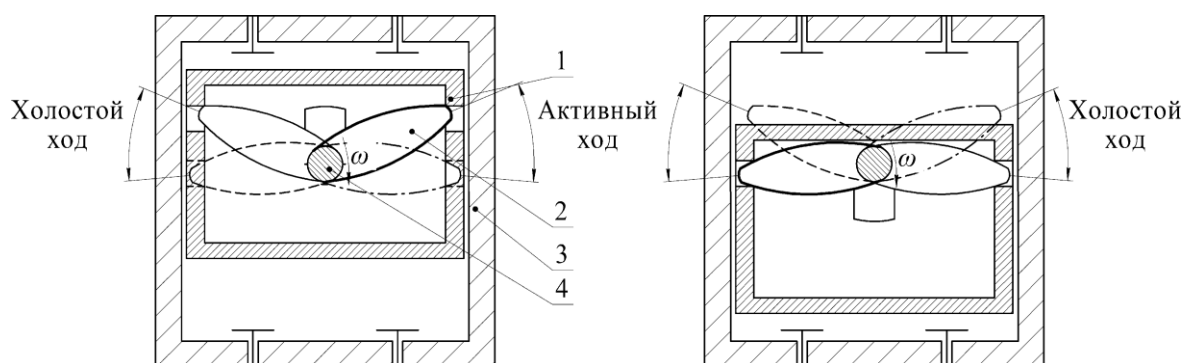


Рис. 3. Кинематическая схема ДВС Лapidуса: 1 – поршень; 2 – кулачок; 3 – цилиндр; 4 – грузовой вал

Важным недостатком такой машины является низкая несущая (нагрузочная) способность механизма обгонных муфт. Кроме того, эта машина необратима, что усложняет проблему пуска. А мощность двигателя ограничивается сравнительно небольшим ходом поршня, обусловленным необходимостью компоновки обгонных муфт во внутреннем пространстве поршня.

1.3 Свободно - поршневые двигатели

В первые годы девятнадцатого века паровые двигатели работали в различных практических целях. Тем не менее, они все еще были несовершенны во многих отношениях. Одной из особых проблем были котлы, которые имели тенденцию взрываться, вызывая травмы и гибель людей. Доктор Роберт Стирлинг, шотландский священнослужитель, был обеспокоен числом погибших от взрывающихся котлов. Основываясь на предыдущей работе Джорджа Кейли (известного своими новаторскими работами в области авиации), Стирлинг подал в 1816 г. свой патент на более безопасный двигатель. Двигатель Стирлинга имеет высочайшую теоретическую эффективность среди всех тепловых двигателей. Это также относительно простая машина. В отличие от других типов двигателей, здесь нет клапанов, что значительно упрощает механическую конструкцию.

Схема силовой установки со свободно-поршневым двигателем, используемым в качестве генератора газа (рабочего тела) для силовой турбины показана на рис.4

					<i>ЮУрГУ-13.04.03.2019.062 ВКР</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		13

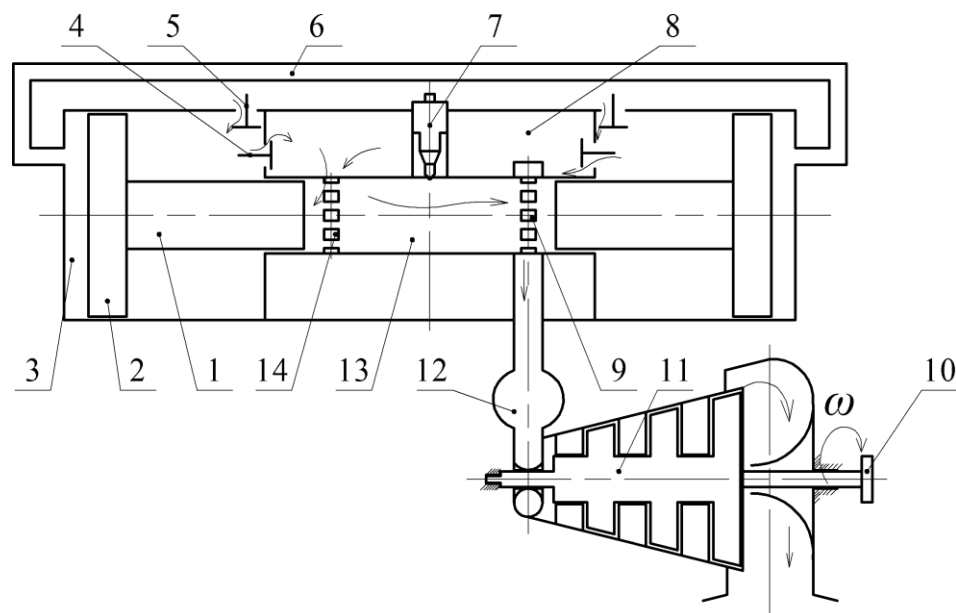


Рис. 4. Принципиальная схема силовой установки со свободно-поршневым двигателем: 1 – поршень дизеля; 2 – поршень компрессора; 3 – буферная полость; 4 – нагнетательный клапан; 5 – впускной клапан; 6 – канал для выравнивания давления в буферных полостях; 7 – топливная форсунка; 8 – ресивер наддувочного воздуха; 9 – выпускные окна; 10 – грузовой вал; 11 – силовая турбина; 12 – газовый коллектор; 13 – цилиндр дизеля; 14 – продувочные окна

При расходящемся ходе поршней в цилиндре двигателя происходит сгорание топлива, поданного через форсунку. Теплота сгорающего топлива расходуется при этом на сжатие воздуха в буферных полостях двигателя. Кроме того, при этом через впускные клапаны в цилиндр компрессора поступает воздух.

После того, как поршни откроют выпускные, а затем и продувочные окна, смесь продуктов сгорания и воздуха из наддувочного ресивера поступает в сопловой аппарат турбины при давлении примерно $0,3 \div 0,7$ МПа и температуре $450 \div 650^\circ\text{C}$. Механическая энергия передается потребителю с грузового вала турбины.

Сходящийся ход поршней осуществляется под действием энергии воздуха, сжатого в буферных полостях. При этом через нагнетательные кла

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

паны происходит подача воздуха в наддувочный ресивер, сжатие воздуха в цилиндре двигателя.

Установки с СПД при работе на режиме полных нагрузок обладают высоким КПД, хорошей приспособляемостью к нагрузке. Основные их недостатки состоят в высоком уровне тепловой напряженности деталей двигателя и более сложной конструкции по сравнению с газотурбинными двигателями. Один из важных недостатков таких двигателей вытекает из того обстоятельства, что движение свободных поршней должно быть согласованным (синхронизированным). Это требует наличия специальных синхронизирующих механизмов (на приводимой схеме не показаны), которые достаточно сложны в изготовлении. Угловая скорость вращения синхронизирующего вала непостоянна, что, в свою очередь, заметно усложняет требования к топливоподающей аппаратуре энергетической установки.

1.4 Цели и задачи работы

На современном этапе развития автомобиле и тракторостроения основным (традиционным) источником механической энергии является двигатель с кривошипно-шатунным механизмом. Такого типа двигатели получили массовое распространение благодаря ряду неоспоримых достоинств: высокий КПД и надёжность, отработанность конструктивных схем и решений, высокий уровень технологии производства. И всё же им присущ ряд недостатков. В частности, сложность и достаточно высокая стоимость (примерно 30...40 % от стоимости двигателя в целом) изготовления механизма преобразования возвратно-поступательного движения поршня машины во вращательное коленчатого вала.

Названные недостатки (а также ряд других) побуждают исследователей к отысканию новых схем тепловых машин и механизмов. К такого типа решениям может быть отнесено предложение сотрудников кафедры ДВС Южно-Уральского государственного университета по схеме бескриво-

					<i>ЮУрГУ-13.04.03.2019.062 ВКР</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		15

шипной поршневой машины (БПМ) , важным качеством которой является непосредственное преобразование возвратно-поступательного движения поршня во вращательное. На основе данных предложений было решено применительно к сходственным условиям использования (идентичность условий реализации цикла, вид топлива, одинаковость индикаторных работ циклов, величины степеней сжатия, коэффициентов избытка воздуха и др.) двухтактных ДВС с КШМ и двухтактных бескривошипных, обладающих одинаковыми конструктивными параметрами (в частности, диаметром цилиндра, ходом поршня), выполнить сравнительную оценку показателей, характеризующих их рабочий цикл и индикаторные параметры каждого из двигателей (в частности, по величине индикаторных тангенциального и окружного усилий, крутящего момента и индикаторной мощности), выполнить кинематический, тепловой и динамический расчет бекривошипного двигателя мощностью 30 кВт при частоте вращения 2500 об/мин.

Для достижения данной цели, необходимо решение следующих задач:

1. Выполнить кинематический, тепловой и динамический расчет бекривошипного двигателя мощностью 30 кВт при частоте вращения 2500 об/мин.

2. Произвести оценку показателей, характеризующий их рабочий цикл и индикаторные параметры каждого из двигателей.

					<i>ЮУрГУ-13.04.03.2019.062 ВКР</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		16

2.КИНЕМАТИЧЕСКИЙ,ТЕПЛОВОЙ И ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ БПМ

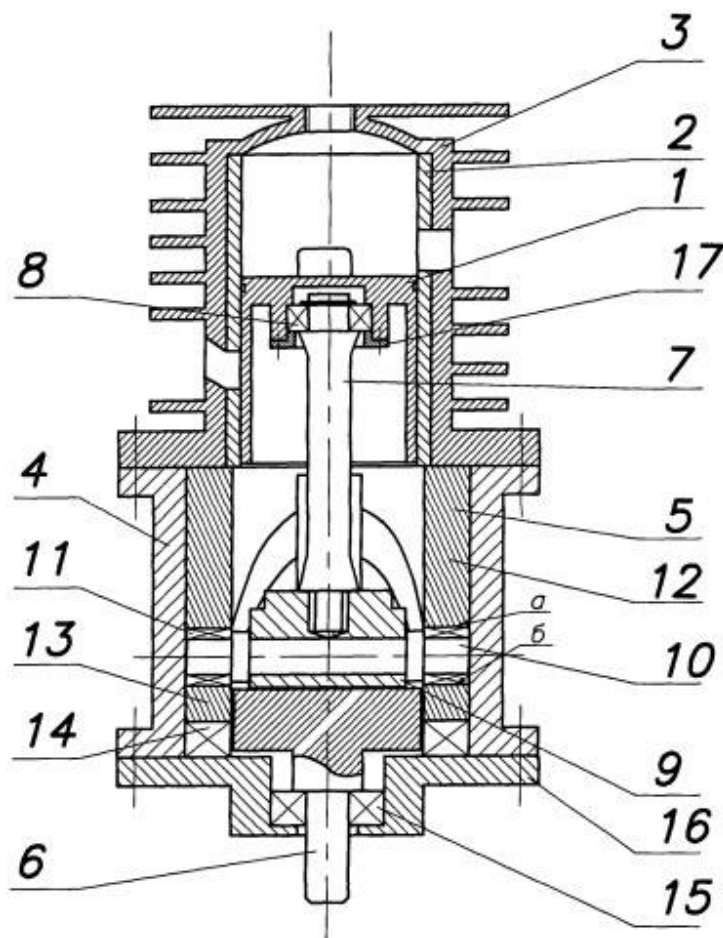


Рис.5 Бескривошипная поршневая машина

Бескривошипная поршневая тепловая машина-двигатель содержит поршень (1), установленный в гильзу (2) цилиндра (3), закрепленного на корпусе (4) с внутренней цилиндрической вставкой (5), и ступенчатый выходной вал (6), связанный с поршнем (1) посредством механизма преобразования движения. Поршень (1) выполнен осесимметричным, наружная поверхность поршня образована совокупностью линейных образующих. Поршень (1) соединен с механизмом преобразования движения штоком (7), верхняя головка которого закреплена в подшипнике (8), установленном на внутренней поверхности днища поршня (1). Шток (7) другим концом жестко соединен с кареткой (9) механизма преобразования движения, установленной на оси (10) в подшипниках качения (11), опирающихся на беговую дорожку механизма преобразования движения.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

ЮУрГУ-13.04.03.2019.062 ВКР

Лист

17

Одна из поверхностей беговой дорожки выполнена на нижней торцевой поверхности верхней части (12) цилиндрической вставки (5) корпуса (4), а другая - на верхней торцевой поверхности нижней части (13) цилиндрической части вставки (5) корпуса (4). Ступень выходного вала (6), связанная с поршнем через каретку механизма преобразования движения.

Принцип действия машины-двигателя заключается в следующем. В процессе сгорания вследствие высокого давления рабочего тела в цилиндре 2 поршень 1 перемещается из ВМТ к НМТ. При этом его движение передается через упорный подшипник 8 на шток 7, который своим нижним концом соединен с кареткой 9 механизма преобразования движения. Ось 10 каретки механизма преобразования движения размещена своими концами (цапфами) в подшипниках качения 11, установленных в профилированном криволинейном пазу беговой дорожки, побуждает каретку механизма преобразования движения к вращательному движению. В связи с тем что корпус каретки имеет возможность перемещаться вдоль паза, образованного стержнями 18 и 19 вилки ступени выходного вала, вращательное движение передается на выходной вал 6.

Поскольку поршень связан с механизмом преобразования движения штоком 7, верхняя головка которого соединена с поршнем через подшипник 8, установленный на внутренней поверхности поршня, последний оказывается разгруженным от крутящих усилий (воспринимает только осевые нагрузки), что способствует повышению его работоспособности.

					<i>ЮУрГУ-13.04.03.2019.062 ВКР</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		18

2.1 Формирование исходных данных

Исходные данные для кинематического расчёта

2.1.1 Прототип поршня ВАЗ-21116,

2.1.2 Кол-во тактов $\tau = 2$

2.1.3 Частота вращения вала $n_{max} = 2500 \text{мин}^{-1}$; $n_3 = 5000 \text{мин}^{-1}$

2.1.4 Число цилиндров $i = 1$;

2.1.5 Ход поршня/Диаметр цилиндра– $S/D=7,6/8,2 \text{ см}=0,92$

2.2 Исходные данные для теплового расчёта

2.2.1 Геометрическая степень сжатия $\varepsilon = 10,5$.

Действительная степень сжатия $\varepsilon = 7,6$

2.2.2 Для принятого элементарного химического состава бензинового топлива полагаем низшую теплотворную способность H_u равной 44 МДж/кг.

2.2.3 Коэффициент наполнения $\eta_v=0,68$. С учётом того, что двигатель - двухтактный

2.2.4 Коэффициент использования теплоты ψ учитывает потери теплоты в стенки, на диссоциацию продуктов сгорания, на перетекание газов, $\psi = 0,88 \dots 0,92$. Выбираем $\psi = 0,9$;

2.2.5 Давление остаточных газов рассчитывается по формуле:

$$p_r = (1,05 \dots 1,25) \cdot p_0$$

$$p_r = 1,25 \cdot 0,1012 = 0,126 \text{ (МПа)}$$

2.2.6 Применительно к номинальному режиму работы температура остаточных газов $T_r = 1,08 \cdot 750 + 180^\alpha = 948\text{К}$

2.2.7 Величина подогрева свежего заряда от нагретых деталей двигателя ΔT зависит, главным образом, от типа двигателя и скоростного режима, принимаем $\Delta T = 30$;

2.2.8 Массовые доли углерода, водорода и кислорода в бензиновом топливе полагаем равными соответственно: $C = 0,855$; $H = 0,145$; $O = 0$;

2.2.9 Коэффициент избытка воздуха α для достижения максимальной

					<i>ЮУрГУ-13.04.03.2019.062 ВКР</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		19

мощности выбирается в пределах $\alpha = 0,85 \dots 0,95$. Достичь высокого коэффициента на двухтактном бескривошипном двигателе не представляется возможным $\alpha = 0,85$;

2.2.10 Коэффициент остаточных газов $\gamma = 0,3$ с учётом двухтактного двигателя

2.2.11 Шаг расчета процессов сжатия и расширения примем $\Delta\alpha = 5$ град. ПКВ;

2.2.12 Коэффициент скругления индикаторной диаграммы $v=0,94$

2.2.13 Показатели политропы сжатия и расширения $n_1 = 1,39$; $n_2 = 1,21$ соответственно

2.2.14 Расчет выполняем применительно к использованию двигателя в нормальных атмосферных условиях: давление окружающей среды $p_0 = 0,1013$ МПа, температура окружающей среды $T_0 = 293$ К.

3 КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ ДВИГАТЕЛЯ

Кинематические особенности движения поршня могут быть отображены уравнениями:

$$s = \frac{S}{2} * (1 - \cos 2\alpha)$$

$$v = \omega * S * \sin 2\alpha$$

$$j = 2 * \omega^2 * S * \cos 2\alpha, \text{ где}$$

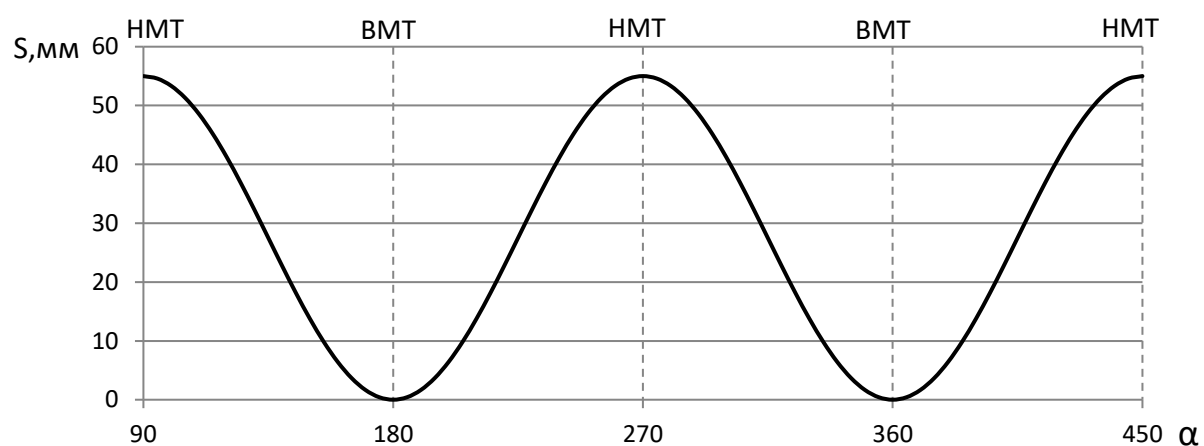
s , v , j – текущие значения перемещения, скорости, ускорения поршня соответственно, S – ход поршня, $\omega = \pi * n/30$ – угловая скорость грузового вала.

Результаты расчёта в приложении 1

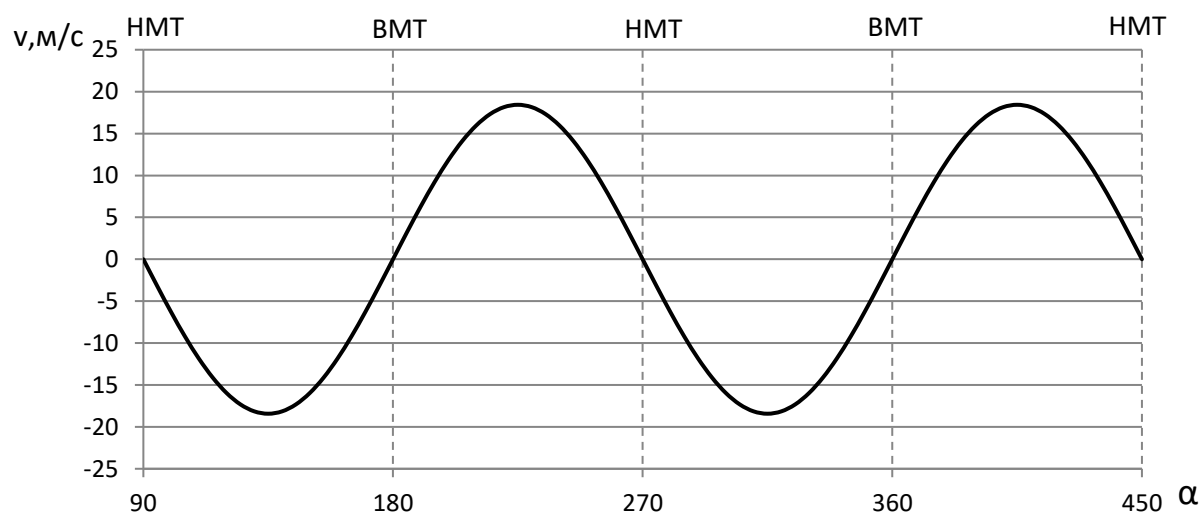
Кинематические показатели движения поршня

					<i>ЮУрГУ-13.04.03.2019.062 ВКР</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		20

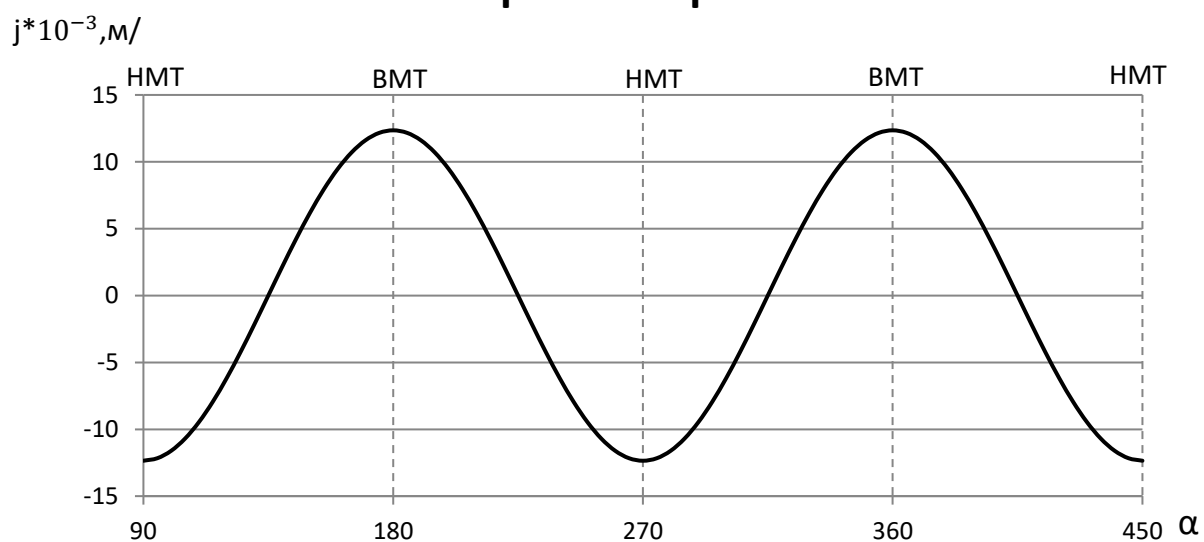
Перемещение поршня



Скорость поршня



Ускорение поршня



Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

4 ТЕПЛОВОЙ РАСЧЁТ ДВИГАТЕЛЯ

4.1. Расчёт процесса впуска

1. Давление рабочего тела в конце такта впуска:

$$p_a = \frac{1}{\varepsilon} \cdot \left[(\varepsilon - 1) \cdot \eta_V \cdot p_k \cdot \frac{T_k + \Delta T}{T_k} + p_r \right],$$

где ε – степень сжатия;

ΔT – степень подогрева воздушного заряда от горячих стенок при впуске;

p_r – давление остаточных газов.

$$p_a = \frac{1}{10,5} \cdot \left[(10,5 - 1) \cdot 0,72 \cdot 0,1013 \cdot \frac{308}{293} + 0,126 \right] = 0,077 \text{ Мпа}$$

2. Температура рабочего тела в конце впуска:

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T + \gamma \cdot T_r}{1 + \gamma},$$

$$T_a = \frac{293 + 30 + 0,3 \cdot 948}{1 + 0,3} = 467\text{K}$$

3. Удельный объем рабочего тела в конце впуска:

$$V_a = \frac{0,008314 \cdot \left(\frac{\alpha \cdot L'_0}{\mu_B} + \frac{1}{\mu_T} \right) \cdot T_a}{(1 + \alpha \cdot L'_0) \cdot P_a},$$

где μ_B – молекулярная масса воздуха, $\mu_B = 28,97$;

μ_T – молекулярная масса топлива, $\mu_T = 114$;

L'_0 – количество воздуха, теоретически необходимое для полного сгорания одного килограмма топлива.

$$L'_0 = \frac{1}{0,232} \cdot \left(\frac{8}{3} \cdot C + 8 \cdot H - O \right),$$

где C – массовая доля углерода в топливе;

H – массовая доля водорода в топливе;

O – массовая доля кислорода в топливе.

$$L'_0 = \frac{1}{0,232} \cdot \left(\frac{8}{3} \cdot 0,855 + 8 \cdot 0,145 \right) = 14,827 \frac{\text{кг (воздуха)}}{\text{кг (топлива)}}$$

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \left(\frac{0,855}{12} + \frac{0,145}{4} \right) = 0,511 \frac{\text{кмоль}}{\text{кг (топлива)}}$$

$$V_a = \frac{0,008314 \cdot \left(\frac{0,85 \cdot 14,827}{28,97} + \frac{1}{114} \right) \cdot 467}{(1 + 0,85 \cdot 14,827) \cdot 0,077} = 1,58 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$$

4.2 Расчёт процесса сжатия

Текущие параметры:

$$P_x = P_a \left(\frac{\psi(\alpha_a)}{\psi(\alpha)} \right)^{n_1}$$

$$T_x = T_a \left(\frac{\psi(\alpha_a)}{\psi(\alpha)} \right)^{n_1-1}$$

$$\psi(\alpha) = 1 + \frac{\varepsilon - 1}{2} * \sigma(\alpha)$$

$$\sigma(\alpha) = 1 - \cos 2\alpha$$

Таблица 2 Текущие параметры рабочего тела в процессе сжатия

α	σ	ψ	T	P	V
90	2	10,5	467	0,077	1,580
95	1,985	10,428	468,2577	0,078	1,569
100	1,940	10,214	472,0652	0,080	1,537
105	1,866	9,864	478,5271	0,084	1,484
110	1,766	9,389	487,8254	0,090	1,413
115	1,643	8,803	500,2304	0,098	1,325
120	1,500	8,125	516,1187	0,110	1,223
125	1,342	7,375	535,9975	0,126	1,110
130	1,174	6,575	560,5389	0,148	0,989
135	1,000	5,750	590,6229	0,178	0,865
140	0,826	4,925	627,3883	0,221	0,741
145	0,658	4,125	672,2778	0,282	0,621
150	0,500	3,375	727,0327	0,373	0,508
155	0,357	2,697	793,5098	0,509	0,406

160	0,234	2,111	872,9857	0,716	0,318
165	0,134	1,636	964,1974	1,020	0,246
170	0,060	1,286	1059,049	1,425	0,194
175	0,015	1,072	1137,048	1,836	0,161
180	0	1	1168,371	2,023	0,150

Удельная работа сжатия:

$$l_{ac} = \frac{p_a \cdot V_a - p_c \cdot V_c}{n_1 - 1}$$

$$l_{ac} = \frac{0,08 \cdot 1,58 - 2,023 \cdot 0,15}{1,39 - 1} = -0,473 \frac{\text{МДж}}{\text{кг}}$$

4.3 Расчёт процесса сгорания

Процесс сгорания принимаем изохорным вследствие недостаточной научно-исследовательской информации в области процессов сгорания в бескривошипном двигателе

Общая удельная теплота сгорания для бензина

$$q_z = \frac{\xi H_u}{[(1 + \gamma)(\alpha L'_0 + 1)]}, \frac{\text{МДж}}{\text{кг}}, \text{ где}$$

ξ – коэффициент эффективности сгорания $\xi = \psi * \delta = 0,9 * 0,93 = 0,83$, где

δ – коэффициент выделения теплоты $\delta = \frac{H_u - \Delta H_u}{H_u} = \frac{44 - 3,06}{44} = 0,93$, где

ΔH_u – потери теплотворности из – за образования оксида углерода

$$\Delta H_u = 4,13 * (1 - \alpha) * L'_0 = 4,13 * (1 - 0,95) * 14,827 = 3,06 \frac{\text{МДж}}{\text{кг}}$$

$$q_z = \frac{0,83 * 44}{[(1 + 0,3)(0,85 * 14,827 + 1)]} = 2,06 \frac{\text{МДж}}{\text{кг}}$$

Средняя молярная теплоёмкость в конце сжатия

$$\mu C v_0 = 20,6 + 2,638 * 10^{-3} * t_c = 22,8, \frac{\text{КДж}}{\text{кмоль} * \text{град}}, \text{ где}$$

$$t_c = T_c - 273 = 1168,3 - 273 = 895,3^\circ\text{C}$$

Количество горючей смеси $M_1 = 0,4997 \frac{\text{Кмоль св.зар}}{\text{кг топл}}$ и общее количество продуктов полного сгорания $M_2 = 0,5326 \frac{\text{Кмоль пр.сг}}{\text{кг топл}}$ приняты с учётом $\alpha = 0,85$

Теплота сгорания рабочей смеси

$$H_{\text{раб.см}} = \frac{H_u - \Delta H_u}{M_1(1 + \gamma)} = \frac{44 - 3,06}{0,4997(1 + 0,3)} = 63022 \frac{\text{КДж}}{\text{кмоль}}$$

Максимальное значение коэффициента молекулярного изменения

$$\beta_{0\text{max}} = 1 + \frac{\frac{H}{4} + \frac{O}{32} + 0,21 \cdot (1 - \alpha) \cdot L_0 - \frac{1}{\mu_T}}{\alpha \cdot L_0 + \frac{1}{\mu_T}} = 1,066$$

Максимальное значение действительного коэффициента молекулярного изменения

$$\beta_{\text{max}} = \frac{1,066 + 0,3}{1 + 0,3} = 1,05$$

Температура газа T_z в конце видимого сгорания определяется с использованием решения уравнения сгорания

$$\xi * \frac{H_u - \Delta H_u}{M_1(1 + \gamma)} + \mu C v_0 * T_c = \beta_{\text{max}} * \mu C v_0 * t_z$$

Левую часть уравнения обозначим $S = 88968 \frac{\text{КДж}}{\text{кмоль}}$

Методом последовательных приближений определяем коэффициенты $A_z = 19,52$ и $B_z = 0,0065$

$$T_z = -\frac{A_z}{2 * B_z} + \sqrt{\left(\frac{A_z}{2 * B_z}\right)^2 + \frac{S}{\beta_{max} * B_z}}$$

$$T_z = -\frac{19,52}{2 * 0,0065} + \sqrt{\left(\frac{19,52}{2 * 0,0065}\right)^2 + \frac{88968}{1,05 * 0,0052}} = 2727 \text{ К}$$

$$P_z = P_c * \beta_{max} * \frac{T_z}{T_c} = 2,023 * 1,05 * \frac{2727}{1168} = 4,95 \text{ МПа}$$

$$\lambda_p = \frac{P_z}{P_c} = \frac{4,95}{2,023} = 2,44$$

4.4 Расчёт процесса расширения

Показатель политропы расширения примем $n_2 = 1,21$

Текущие параметры:

$$P_x = P_a \left(\frac{\psi(\alpha_a)}{\psi(\alpha)}\right)^{n_1}$$

$$T_x = T_a \left(\frac{\psi(\alpha_a)}{\psi(\alpha)}\right)^{n_1-1}$$

$$\psi(\alpha) = 1 + \frac{\varepsilon - 1}{2} * \sigma(\alpha)$$

$$\sigma(\alpha) = 1 - \cos 2\alpha$$

Таблица Текущие параметры рабочего тела в процессе расширения

α	σ	ψ	T	P	V
180	0	1	2727,00	4,950	0,150
185	0,015	1,072	2687,39	4,550	0,161
190	0,060	1,286	2586,50	3,650	0,194
195	0,134	1,636	2459,06	2,728	0,246
200	0,234	2,111	2330,93	2,004	0,318
205	0,357	2,697	2214,16	1,490	0,406
210	0,500	3,375	2112,26	1,136	0,508

215	0,658	4,125	2025,06	0,891	0,621
220	0,826	4,925	1951,09	0,719	0,741
225	1,000	5,750	1888,66	0,596	0,865
230	1,174	6,575	1836,24	0,507	0,989
235	1,342	7,375	1792,50	0,441	1,110
240	1,500	8,125	1756,40	0,392	1,223
245	1,643	8,803	1727,07	0,356	1,325
250	1,766	9,389	1113,38	0,215	1,413
255	1,866	9,864	829,44	0,153	1,484
260	1,940	10,214	630,82	0,112	1,537
265	1,985	10,428	492,50	0,086	1,569
270	2,000	10,500	467,51	0,081	1,580

Удельная работа процесса расширения:

$$l_{zb} = \frac{p_z \cdot V_z - p_b \cdot V_a}{n_2 - 1}$$

$$l_{zb} = \frac{4,95 \cdot 0,15 - 0,288 \cdot 1,58}{1,21 - 1} = 1,368 \frac{\text{МДж}}{\text{кг}}$$

4.5 Определение индикаторных показателей цикла

Полная индикаторная работа цикла

$$l_i = l_{ac} + l_{zb} = -0,473 + 1,368 = 0,895 \frac{\text{МДж}}{\text{кг}}$$

Среднее индикаторное давление

$$p_i = \frac{(1 - \psi) * \varepsilon * l_i}{(\varepsilon - 1) * V_a}, \text{ где}$$

ψ – потерянная доля хода поршня = 0,18

$$p_i = \frac{(1 - 0,18) * 10,5 * 0,895}{(10,5 - 1) * 1,58} = 0,513 \text{ Мпа}$$

Индикаторный КПД

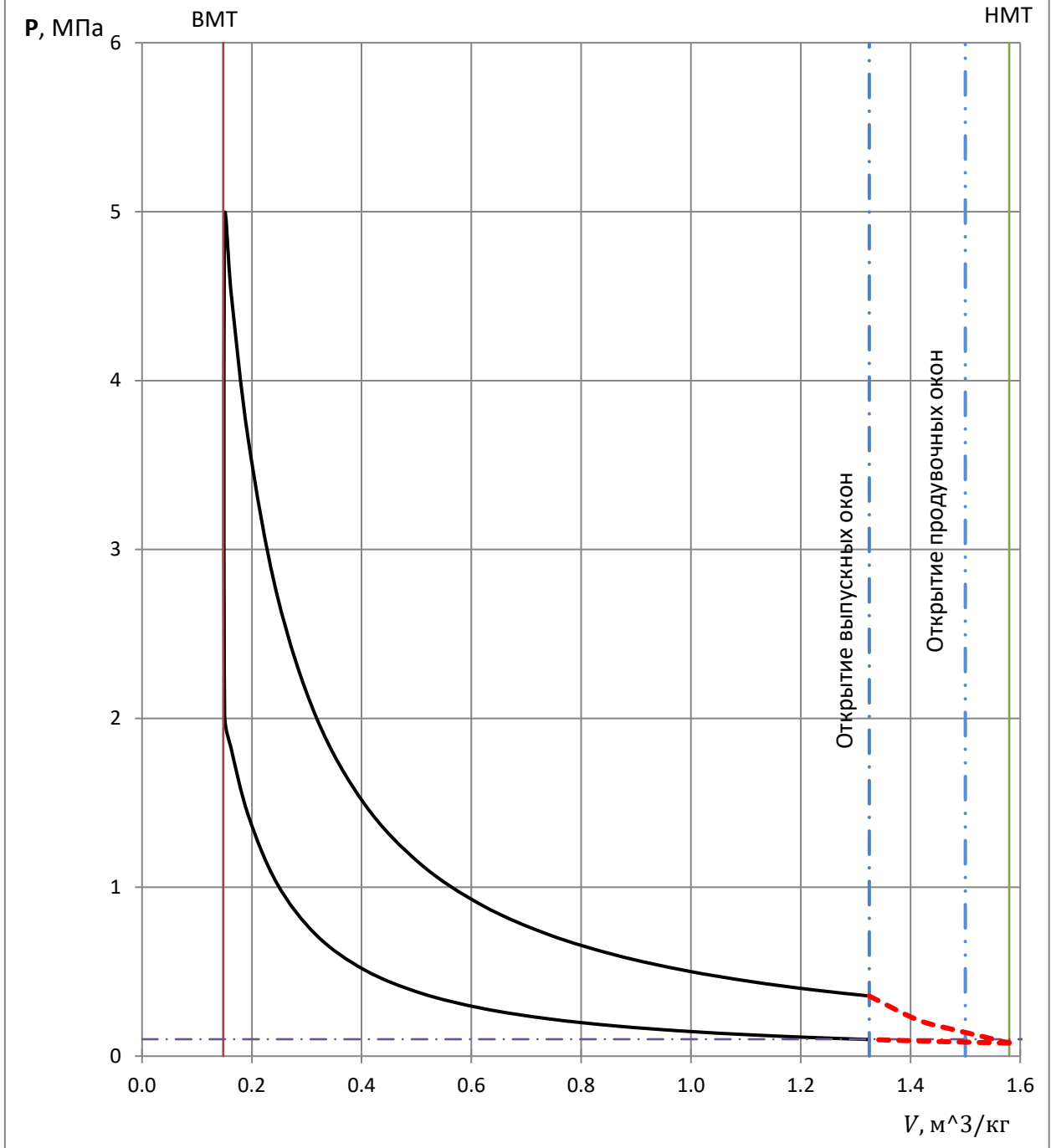
$$\eta_i = \frac{(1 - \psi) * \xi * l_i}{q_z} = \frac{(1 - 0,18) * 0,83 * 0,895}{2,06} = 0,295$$

Удельный индикаторный расход топлива

$$g_i = \frac{3600}{\eta_i * H_u} = \frac{3600}{0,295 * 44} = 277,3 \frac{\text{г}}{\text{кВт}} * \text{ч}$$

					<i>ЮУрГУ-13.04.03.2019.062 ВКР</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		28

PV-диаграмма



Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

ЮУрГУ-13.04.03.2019.062 ВКР

4.6 Определение эффективных показателей цикла

Среднее эффективное давление цикла:

$$p_e = p_i - p_m, \text{ где}$$

$$p_m = 0,04 + 0,0135 \cdot \frac{S}{30} = 0,11 \text{ МПа} - \text{давление механических потерь}$$

$$p_e = 0,51 - 0,11 = 0,4 \text{ МПа}$$

Эффективный КПД:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = \eta_i \cdot \frac{p_e}{p_i}, \text{ где}$$

η_m – механический КПД

$$\eta_e = 0,295 \cdot \frac{0,4}{0,513} = 0,253$$

Удельный эффективный расход топлива:

$$g_e = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_e}$$

$$g_e = \frac{3600}{44 \cdot 0,253} = 0,323 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}$$

Эффективная мощность:

$$N_e = \frac{p_e \cdot V_h \cdot i \cdot n_z}{30 \cdot \tau}, \text{ где}$$

$$V_h = V_a - (V_c + V_n) = 1,58 - (0,15 + 0,284) = 1,146 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}, \text{ где}$$

$V_n = V_a \cdot \psi = 1,58 \cdot 0,18 = 0,284 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$ – потери объёма при открытых выпускных окнах

$$N_e = \frac{0,4 \cdot 1,146 \cdot 1 \cdot 5000}{30 \cdot 2} = 31,8 \text{ кВт}$$

Крутящий момент двигателя:

$$M = 9550 \cdot \frac{N_e}{n} = 9550 \cdot \frac{31,8}{5000} = 60,8 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Часовой расход топлива на номинальном режиме работы:

$$G_T = g_e \cdot N_e = 0,323 \cdot 31,8 = 10,2 \text{ кг/час}$$

					<i>ЮУрГУ-13.04.03.2019.062 ВКР</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		30

5 ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ ДВИГАТЕЛЯ

На детали механизма преобразования движения действуют следующие основные силы:

1. Силы давления газов;
2. Силы инерции;
3. Силы внутреннего (вредного) сопротивления;
4. Силы внешнего (полезного) сопротивления;
5. Силы тяжести (наличием сил тяжести в динамических расчетах автотракторных ДВС обычно пренебрегают).

1. Сила от воздействия газов:

$$P_g = 10^6 * (p - p_o) * F_n, \text{ Н},$$

где F_n – площадь поршня.

$$F_n = \pi \frac{D^2}{4}, \text{ м}^2,$$

2. Сила инерции возвратно-поступательно движущихся масс:

$$P_j = - m_j, \text{ Н},$$

3. Суммарная сила, действующая по оси цилиндра:

$$P = P_g + P_j, \text{ Н}.$$

4. Сила T , направленная по касательной к окружности среднего диаметра беговой дорожки:

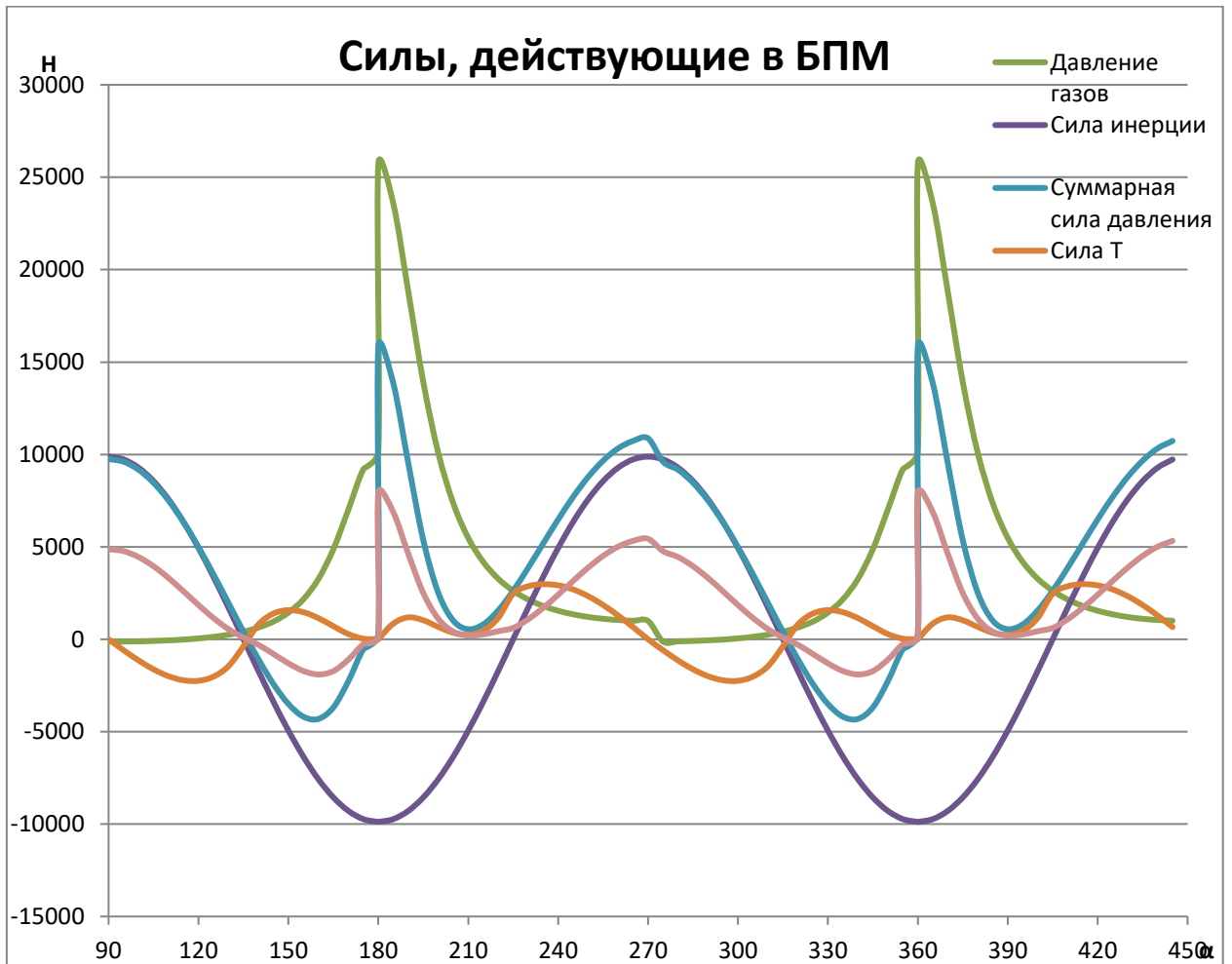
$$\frac{T}{2} = \frac{P}{2} * \operatorname{tg} \beta, \text{ Н}$$

5. Индикаторный крутящий, создаваемый силой T , определяется по формуле:

$$\frac{M}{2} = \frac{T}{2} * D r, \text{ Н * м}$$

Результаты расчёта в приложении 2

Динамические показатели двигателя



Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

ЮУрГУ-13.04.03.2019.062 ВКР

Лист

32



5. РЕЗУЛЬТАТЫ ОЦЕНКИ ОСНОВНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДВИГАТЕЛЕЙ КШМ И БПМ

БПМ-двигатель, по сравнению с кривошипно-шатунными ДВС, обладает рядом преимуществ. Одно из них в том, что МПД такого двигателя исключает необходимость использования сложных и дорогих в производстве деталей. Таких, как коленчатый вал, шатуны. А, так как исключается необходимость применения шатунов, поршни (и гильзы цилиндров так же) освобождаются от действия сил перпендикулярных их поверхностям. По этой же причине конструкция поршня может быть существенно упрощена: он может иметь осесимметричную форму, что облегчит решение проблемы

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

ЮУрГУ-13.04.03.2019.062 ВКР

Лист

33

защиты поршня от тепловых и механических нагрузок, упростит технологию и затраты на его изготовления.

К другим важным преимуществам БПМ относится то обстоятельство, что конструктивный профиль БД (а она может быть многопериодной) механизма преобразования движения позволяет повысить число полных перемещений поршня, приходящихся на один оборот грузового вала. Иными словами – сократить продолжительность РЦ сохраняя его тактность τ :

$$t_{ц} = 30\tau/nN. \quad (1)$$

В записанном (1) τ – коэффициент тактности; N – коэффициент периодичности – число периодов возвратно-поступательных (полных) перемещений поршня, приходящихся на один оборот грузового вала. Такой характер движения поршня (например, синусоидальный) может быть обеспечен МПД. И параметр N характеризует периодичность перемещений поршня ($N=1$ соответствует двум полным перемещениям поршня, однопериодный характер движения; $N=2$ – четырём полным перемещениям поршня, приходящимся на один оборот грузового вала, двухпериодный характер движения; или, в общем случае, может характеризоваться каким-либо другим, но целым, числом).

Сокращение продолжительности рабочего цикла может быть рассмотрено как одно из эффективных средств форсирования ДВС по мощности при сохранении неизменным среднего индикаторного давления цикла и механических (отчасти и тепловых) нагрузок на детали.

Названные свойства БПМ-двигателей могут быть положены в основу существенного улучшения их массо-габартных, ценовых и энергетических показателей по сравнению с показателями ДВС с КШМ.

Преимущества БПМ-двигателей позволяет выявить расчётно-аналитическая оценка их некоторых параметров в сходственных условиях использования при сходственных значениях с конструктивными параметрами ДВС с КШМ. Под сходственными условиями использования,

как уже отмечалось, понимается равенство численных значений параметров, характеризующих нагрузку. Прежде всего: коэффициента избытка воздуха, вида топлива, параметров состояния рабочего тела на входе во впускной коллектор ДВС, степени сжатия, индикаторной работы рабочего цикла. Сходственность в конструктивных параметрах определяется, главным образом, численными значениями размеров цилиндра и поршня (их диаметрами, полным ходом поршня, величиной относительного хода, S/D ; степенью сжатия). Строго говоря и – кинематикой перемещения поршня. Она (кинематика поршня) в БПМ-двигателе может быть обеспечена точно такой, как и в ДВС с КШМ. Перемещение поршня, формируемое профилем беговой дорожки механизм преобразования возвратно-поступательного движения поршня, следует выражению:

$$s = \frac{S_n}{2} * (1 - \cos 2\alpha),$$

в котором S_n – полное перемещение поршня, α – текущее значение угла поворота грузового вала.

Для численной оценки перемещений поршня в ДВС с КШМ использовалось хорошо известное из литературных источников соотношение:

$$s = r * \left[1 + \frac{1}{\lambda} - \left(\cos \alpha + \frac{1}{\lambda} * \sqrt{1 - \lambda^2 * \sin^2 \alpha} \right) \right],$$

в котором $\lambda = r/L$ – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна (для массово распространённых кривошипно-шатунных двигателей параметр λ находится в пределах 0,284).

Для полного перемещения поршня равного 82 мм (для БПМ-двигателя и ДВС с КШМ) на рис.2 а) приведен характер протекания текущих значений S в функции угла поворота грузового и коленчатого валов соответственно. Начальные значения аргументов $\alpha_в$ и $\alpha_к$, соответствующих характерным положениям поршней в начале рабочего цикла (т.е. их положениям в НМТ), приняты равными 90 и 180 град. ПГВ и КВ соответственно.

Анализ рис.2 а), на первый взгляд, не позволяет сделать заключения о сходственности кинематики движения поршней: одинаковые значения текущих (и полных) перемещений S и S достигаются при разных углах поворота грузового и коленчатого валов. Это обстоятельство объясняется различной (оцениваемой в градусах поворота валов) продолжительностью циклов.

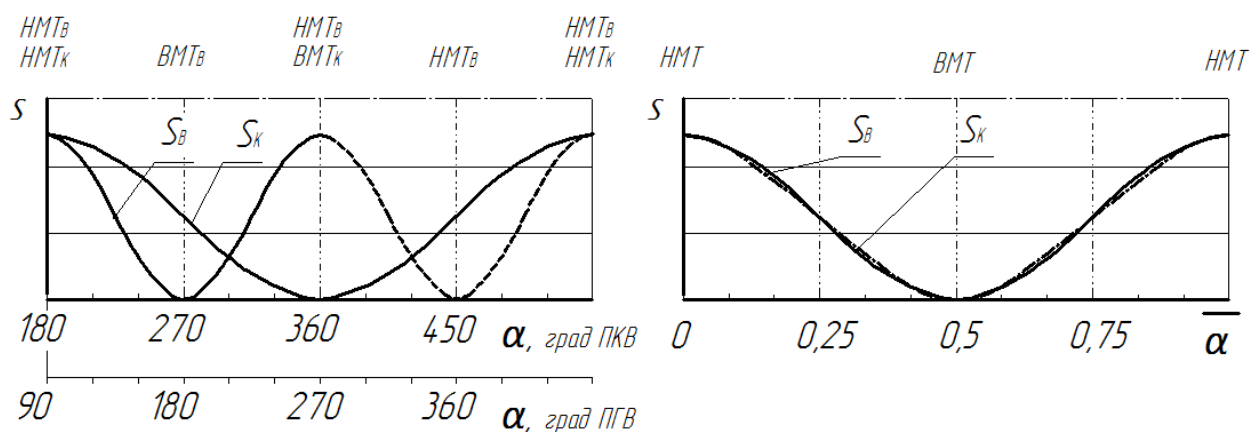


Рис.5.

Вывод меняется, если текущие перемещения рассматривать как функцию относительных значений независимой переменной α . Введём в рассмотрение аргумент α , независимую переменную, который с текущими значениями α_v и α_k связан. В этом случае текущие перемещения поршня, отображённые на рис.5 а), описываются практически совпадающими линиями, рис.5 б). Это позволяет сделать вывод о том, что в период реализации рабочего цикла в ДВС рассматриваемого типа имеет место сходственность в кинематике движения поршней. И, таким образом, при равных значениях диаметра цилиндров, хода поршней и степеней сжатия (а следовательно, равных объёмов камер сгорания, рабочих и полных объёмов) может быть обеспечена конструктивная, кинематическая и динамическая сходственность условий работы рассматриваемых типов двигателей. И эти обстоятельства делают возможным реализацию рабочего цикла в сходственных условиях

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

нагружения. В частности, за счёт обеспечения соответствующих (сходственных) значений коэффициента избытка воздуха, степени сжатия, параметров и условий смесеобразования и сгорания горючей смеси. Иными словами: может быть обеспечено термодинамическое подобие реализации рабочего цикла двигателей и, как следствие, сходственность показателей их работы.

В двигателях с КШМ индикаторный крутящий момент создаётся тангенциальной силой, действующей перпендикулярно радиусу кривошипа коленчатого вала. Вектор силы вращается в плоскости перпендикулярной оси коленчатого вала и является функцией угла поворота вала и численного значения силы, действующей вдоль оси возвратно-поступательно движущегося и качающегося шатуна.

В двухтактном двигателе, если исключить из рассмотрения имеющие место механические потери, работу, производимую вектором этой силы в течении рабочего цикла, можно отобразить соотношением $L_{IK} = T2\pi r$, в котором (в соответствии с принятыми условными обозначениями) T – среднее за цикл значение тангенциальной силы, r – радиус кривошипа.

В БПМ-двигателе, силы, действующие на поршень и детали, участвующие в возвратно-поступательном движении, передаются на шток и ось каретки многопериодной дорожки, расположенных перпендикулярно штоку. В связи с тем, что шток многопериодной дорожки совершает возвратно-поступательное движение вдоль оси цилиндра, передаваемое им усилие воспринимается цапфами оси каретки.

Воспринимаемое цапфами (и установленными на них роликами;) усилие, вследствие их контакта с наклонной поверхностью БД, в точке контакта формирует составляющую $P_{окр}$ (окружное усилие). Линия действия $P_{окр}$ перпендикулярна оси каретки и расположена в плоскости перпендикулярной оси цилиндра. Можно полагать, что точки контакта роликов оси каретки многопериодной дорожки с беговой дорожкой удалены от оси цилиндра на

$D_p/2 = r_p$. И, так как беговая дорожка неподвижна, это усилие побуждает каретку (и связанный с ней грузовой вал) к вращению.

В случае двухпериодной беговой дорожки ($N = 2$), исключив из рассмотрения механические потери и полагая действующее в течении рабочего цикла окружное усилие $P_{окр}$ средним, работу, производимую этим усилием за цикл, отобразим соотношением $L_{IB} = P_{окр} \pi D_p = P_{окр} 2\pi r_p = 2P_{окр} \pi r_p$, в котором $r_p = D_p/2$ – реактивный радиус. Здесь есть смысл обратить внимание на то обстоятельство, что каждая из приведённых записей для L_{IB} является верной. Но более определённо сущностный смысл окружного усилия передаётся соотношением $2P_{окр}\pi r_p$ (такая запись подчёркивает то обстоятельство, что на участке πr_p , равном линейной продолжительности рабочего цикла, работают две одинаковые по величине силы, и точки приложения этих сил различны).

Сходственные условия нагружения (к одним из главных признаков относится равенство индикаторных работ циклов L_I , см. рис.6) при сходственных конструктивных параметрах двигателей могут быть отображены записью

$$L_I = L_{IK} = L_{IB} . \quad (2)$$

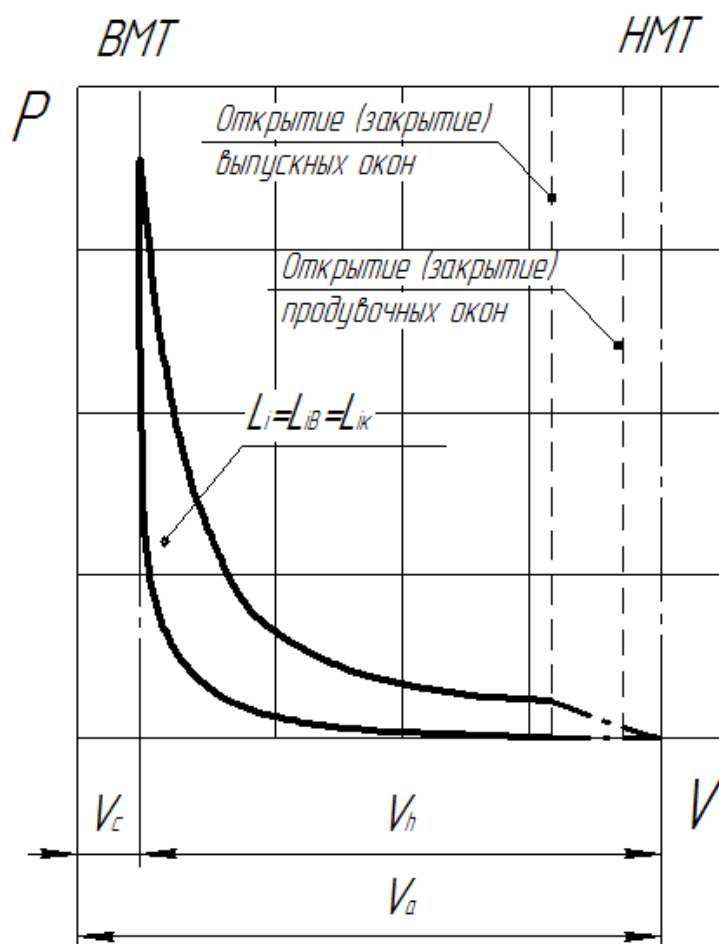


Рис.6. Совмещённые индикаторные « $p - V$ » диаграммы двухтактных двигателей с КШМ и БПМ применительно к сходственным условиям нагружения и сходственным конструктивным параметрам: $V_{ск} = V_{cb} = V_c$, $V_{hk} = V_{hb} = V_h$, $V_{ак} = V_{аб} = V_a$ – объём камеры сгорания, рабочий объём и полный объём цилиндров соответственно

Здесь считаем возможным отдельно оговорить то обстоятельство, что сходственность условий нагружения двигателей (в частности, характер изменения давлений рабочего тела в течении цикла, равенство индикаторных работ циклов), а также и сходственность их конструктивных параметров (диаметра цилиндра, хода поршня, степени сжатия и др.), поясняются приведенными на рис.3 индикаторными « $p - V$ » диаграммами. И в то же время различия в фазовом, по углу поворота валов, характере (точнее – в способах реализации циклов) этих же самых двигателей иллюстрируются « $p - \alpha$ » диаграммами РЦ, см.рис.5. Применительно к названным рисункам

(рис.5 и рис.6) при расчёте параметров (и соответствующем построении диаграмм) за начало отсчёта принято (в обоих случаях) положение поршня в НМТ (момент, соответствующий началу реализации РЦ в каждой из рассматриваемых схем ДВС). Это условие, как уже отмечалось, соответствует равенству полных объёмов РТ ($V_{ак} = V_{об}$) при различных (по численным значениям) углах поворота коленчатого и грузового валов. Эти значения α , как уже отмечалось, определяются числами: 180 град. ПКВ для ДВС с КШМ и 90 град. ПГВ для БПМ – двигателя.

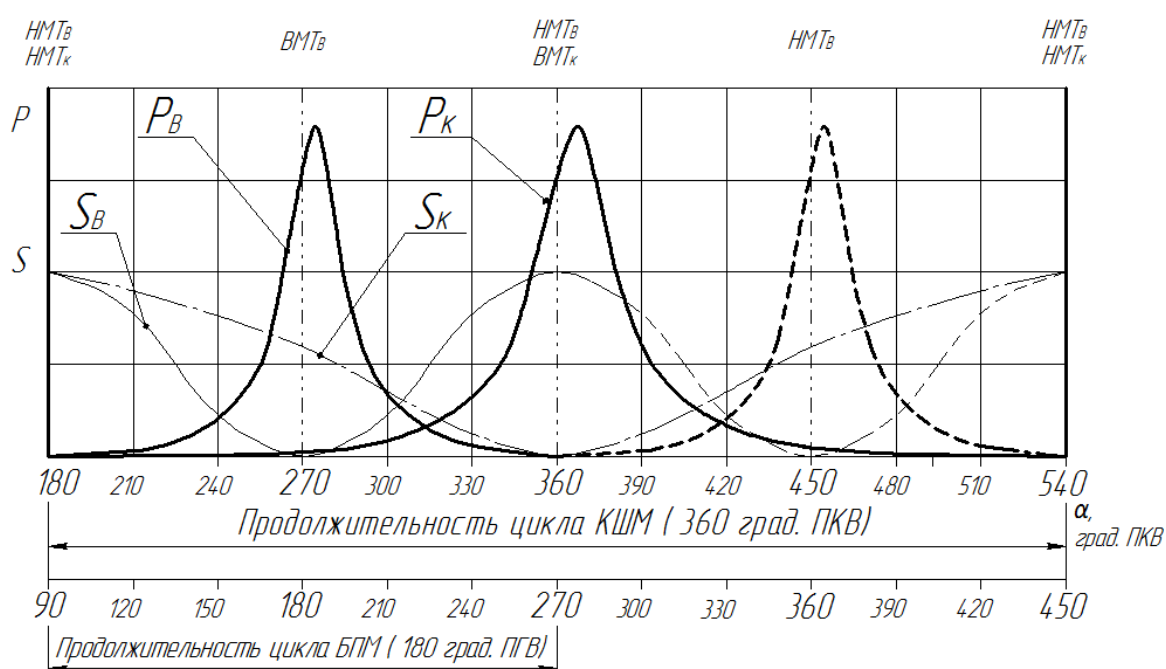


Рис. 7. Характер протекания индикаторных « $p - \alpha$ » диаграмм двигателей с КШМ и БПМ (с двухпериодной беговой дорожкой) в сходственных условиях реализации РЦ по двухтактной схеме: p_k – характер изменения давлений РТ для ДВС с КШМ, p_b – для БПМ; S – текущие перемещения поршней (S_k – для ДВС с КШМ, S_b – для БПМ)

На основании (2), опираясь на сказанное ранее относительно индикаторных работ циклов двухтактных одноцилиндровых двигателей с КШМ и БПМ, получим

$$T2\pi r = P_{окр} 2 \pi r_p = P_{окр} D_p \pi. \quad (3)$$

Из полученного (3) вытекает (для случая равенства радиусов $r = r_p$), что при сходственных условиях нагружения среднее за цикл значение окружного усилия, формируемого при реализации рабочего цикла БПМ-двигателя, равно по величине среднему значению тангенциальной силы в ДВС с кривошипно-шатунным механизмом.

Записанное (3) можно переписать в ином виде, используя соотношения для средних значений индикаторных крутящих моментов, формируемых в течении РЦ в БПМ-двигателе и ДВС с КШМ. Так как $T r = M_{IK}$, а $P_{окр} D_p = M_{IB}$, то из (3) следует

$$M_{IK} 2\pi = M_{IB} \pi \text{ или } M_{IB} = 2M_{IK} . \quad (4)$$

Иными словами: индикаторный крутящий момент БПМ-двигателя с двухпериодной беговой дорожки, формируемый в многопериодную дорожку в течении цикла, при прочих равных условиях в два раза превышает момент двигателя с КШМ. В общем случае беговая дорожка механизма преобразования движения может содержать, как уже отмечалось, N периодов. Для такого случая соотношение (4) переписется в ином виде: $M_{IB} = NM_{IK}$. Учитывая, что мощность двигателя и крутящий момент связаны соотношением $N = \omega M$ (в нём N – мощность, ω – угловая скорость вращения коленчатого вала), для индикаторной мощности двигателя с КШМ справедливо $N_{IK} = \omega M_{IK}$. Аналогично для БПМ- двигателя $N_{IB} = \omega M_{IB}$. А так как $M_{IB} = NM_{IK}$ (в этом выражении N – число периодов БД), то получаем $N_{IB} = \omega NM_{IK} = N N_{IK}$. Т.е. мощность бескривошипного двигателя, при оговоренных ранее сходственных условиях использования, в N раз превышает мощность двигателя с КШМ.

6. ВЫВОДЫ

Таким образом, изложенное позволяет заключить, что в сходственных условиях использования (одинаковость индикаторной нагрузки, по величине индикаторной работы цикла; одинаковость основных конструктивных параметров, диаметра цилиндров, хода поршней, степени сжатия) ДВС с КШМ и БПМ-двигатели характеризуются близкими по величине тангенциальным (ДВС с КШМ) и окружным (БПМ) усилиями.

Но развиваемый БПМ-двигателем индикаторный крутящий момент в 2 раза (с двухпериодной беговой дорожкой) превышает крутящий момент двигателя с КШМ. Этим обусловлено (при прочих равных условиях) и соответствующее повышение развиваемой БПМ-двигателем мощности.

Так же, можно сделать вывод что, бескривошипная поршневая тепловая машина-двигатель обеспечивает следующие преимущества:

- создание условий для снижения уровня тепловых и механических деформаций поршня машины-двигателя, что способствует снижению трения и механических потерь в двигателе, повышает его механический и эффективный КПД;

- поршень машины-двигателя разгружен от усилий, формирующих крутящий момент двигателя, что способствует повышению его надежности;

- упрощение конструкции поршня и механизма преобразования движения способствует снижению массы и габаритов машины-двигателя;

- снижение тепловых и механических напряжений, обусловленное осесимметричной конструкцией поршня, повышает надежность работы машины-двигателя.

Предлагаемая бескривошипная поршневая тепловая машина-двигатель может быть использована в качестве источника механической энергии для привода транспортных машин и стационарных потребителей энергии (насосов, компрессоров, вентиляторов, транспортеров и др.) в различных

отраслях промышленности. Существенным преимуществом предлагаемой конструкции является ее простота и технологичность, повышенный моторесурс и надежность, за счет придания основным деталям, прежде всего поршню, простых конструктивных форм, снижения нагрузок и хорошей ремонтпригодности.

					<i>ЮУрГУ-13.04.03.2019.062 ВКР</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		43

7. Библиографический список

1. Колчин А.И. Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: Учеб. пособие для ВУЗов. – 5-е издание перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 2008. – 495 с.
2. Двигатели внутреннего сгорания: Учеб. Для вузов: В 3 кн./ В.Н. Луканин, И.В. Алексеев, М.Г. Шатров и др.; Под редакцией В.Н. Луканина, М.Г. Шатрова. – 2-е издание, перераб. и доп. – М.: Высшая школа. Кн.2: Динамика и конструирование. – 2005. – 399 с.
3. Двигатели внутреннего сгорания. Устройство и работа поршневого и комбинированного двигателя: Учебник / Алексеев В.П., Иващенко Н.А., и др. Под редакцией А.С. Орлина, М.Г. Круглова – 3-е издание. – М.: Машиностроение, 1980. – 288 с.
4. Двигатели внутреннего сгорания. Конструирование и расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей: Учебник / Вырубов Д.Н., Ефимов С.И., Иващенко Н.А. и др. Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – 4-е издание. – М.: Машиностроение, 1984. – 388 с.
5. Нетрадиционные и возобновляемые источники энергии : учебное пособие / Ю. Д. Сибикин, М. Ю. Сибикин. – 2-е изд., стер. – М. : КНОРУС, 2012. – 240 с.
6. Отчёт методика оценки параметров эффективности, стендовые испытания, автомобильный бензин, регистрируемые параметры, отчетность. ЮУрГУ, 2017. Лазарев В.Е.
7. Петруничев А. И., Пятов С. И. – Зарубежные автомобильные роторно-поршневые двигатели. – М.: НИИ Автопром, 1974. – 70 с.
8. Шароглазов Б.А., Шишков В.В. Поршневые двигатели: теория, моделирование и расчет процессов: учебник по курсу «Теория рабочих

					<i>ЮУрГУ-13.04.03.2019.062 ВКР</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		44

процессов и моделирование процессов в двигателях внутреннего сгорания». – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2006. – 524 с.

9. Шароглазов Б.А., Гофман А.В. Особенности нагружения элементов механизма преобразования движения бескривошипной поршневой машины-двигателя. Челябинск-Новочеркасск: Пром-Инжиниринг труды международной научно-технической конференции 22-23 октября 2015 года
10. Шароглазов Б.А., Гофман А.Ф. Беспоршневая поршневая тепловая машина-двигатель. – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2014.
11. Врашев С.П. , Летник А.Л., Шифрин Д.М., Машиноведение. Учебное пособие МАШГИЗ, 1954.
12. Тареев В.М, Справочник по тепловому расчёту рабочего процесса двигателей внутреннего сгорания, 1959.

					<i>ЮУрГУ-13.04.03.2019.062 ВКР</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		45

ПРИЛОЖЕНИЯ

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

Приложение 1

Кинематические показатели движения поршня

α	s	v	j
90	55,000	0,000	-12,352
95	54,582	-3,200	-12,164
100	53,342	-6,304	-11,607
105	51,316	-9,215	-10,697
110	48,566	-11,847	-9,462
115	45,177	-14,119	-7,940
120	41,250	-15,961	-6,176
125	36,906	-17,319	-4,225
130	32,275	-18,150	-2,145
135	27,500	-18,431	0,000
140	22,725	-18,150	2,145
145	18,094	-17,319	4,225
150	13,750	-15,961	6,176
155	9,823	-14,119	7,940
160	6,434	-11,847	9,462
165	3,684	-9,215	10,697
170	1,658	-6,304	11,607
175	0,418	-3,200	12,164
180	0,000	0,000	12,352
185	0,418	3,200	12,164
190	1,658	6,304	11,607
195	3,684	9,215	10,697
200	6,434	11,847	9,462

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

ЮУрГУ-13.04.03.2019.062 ВКР

Лист

47

205	9,823	14,119	7,940
210	13,750	15,961	6,176
215	18,094	17,319	4,225
220	22,725	18,150	2,145
225	27,500	18,431	0,000
230	32,275	18,150	-2,145
235	36,906	17,319	-4,225
240	41,250	15,961	-6,176
245	45,177	14,119	-7,940
250	48,566	11,847	-9,462
255	51,316	9,215	-10,697
260	53,342	6,304	-11,607
265	54,582	3,200	-12,164
270	55,000	0,000	-12,352
275	54,582	-3,200	-12,164
280	53,342	-6,304	-11,607
285	51,316	-9,215	-10,697
290	48,566	-11,847	-9,462
295	45,177	-14,119	-7,940
300	41,250	-15,961	-6,176
305	36,906	-17,319	-4,225
310	32,275	-18,150	-2,145
315	27,500	-18,431	0,000
320	22,725	-18,150	2,145
325	18,094	-17,319	4,225
330	13,750	-15,961	6,176
335	9,823	-14,119	7,940
340	6,434	-11,847	9,462

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

ЮУрГУ-13.04.03.2019.062 ВКР

345	3,684	-9,215	10,697
350	1,658	-6,304	11,607
355	0,418	-3,200	12,164
360	0,000	0,000	12,352
365	0,418	3,200	12,164
370	1,658	6,304	11,607
375	3,684	9,215	10,697
380	6,434	11,847	9,462
385	9,823	14,119	7,940
390	13,750	15,961	6,176
395	18,094	17,319	4,225
400	22,725	18,150	2,145
405	27,500	18,431	0,000
410	32,275	18,150	-2,145
415	36,906	17,319	-4,225
420	41,250	15,961	-6,176
425	45,177	14,119	-7,940
430	48,566	11,847	-9,462
435	51,316	9,215	-10,697
440	53,342	6,304	-11,607
445	54,582	3,200	-12,164
450	55,000	0,000	-12,352

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

ЮУрГУ-13.04.03.2019.062 ВКР

Приложение 2

Динамические показатели двигателя

α	$P_{г}$	P_j	$P_{сум}$	$T/2$	B	$N/2$	M
90	-127,2	9881,7	9754,5	0,00	0	4877,25	0,00
95	-121,9	9731,6	9609,7	-589,96	-7	4769,02	-133,33
100	-111,3	9285,8	9174,5	-1143,72	-14	4450,97	-258,48
105	-90,1	8557,8	8467,7	-1625,22	-21	3952,64	-367,30
110	-58,3	7569,8	7511,5	-1996,97	-28	3316,14	-451,32
115	-15,9	6351,8	6335,9	-2218,23	-35	2595,05	-501,32
120	47,7	4940,8	4988,5	-2245,85	-42	1853,61	-507,56
125	132,5	3379,7	3512,2	-2020,18	-49	1152,12	-456,56
130	249,1	1715,9	1965,0	-1456,64	-56	549,42	-329,20
135	408,1	0,0	408,1	-383,76	-62	95,80	-86,73
140	636	-1715,9	-1079,9	800,54	-56	-301,95	180,92
145	959,3	-3379,7	-2420,4	1392,20	-49	-793,98	314,64
150	1441,6	-4940,8	-3499,2	1575,37	-42	-1300,22	356,03
155	2162,4	-6351,8	-4189,4	1466,74	-35	-1715,89	331,48
160	3259,5	-7569,8	-4310,3	1145,92	-28	-1902,89	258,98
165	4870,7	-8557,8	-3687,1	707,67	-21	-1721,10	159,93
170	7017,2	-9285,8	-2268,6	282,81	-14	-1100,59	63,91
175	9195,5	-9731,6	-536,1	32,91	-7	-266,04	7,44
180	10186,6	-9881,7	304,9	0,00	0	152,45	0,00
180	25699,7	-9881,7	15818,0	0,00	0	7909,00	0,00
185	23579,7	-9731,6	13848,1	850,17	7	6872,45	192,14
190	18809,7	-9285,8	9523,9	1187,29	14	4620,52	268,33
195	13923,1	-8557,8	5365,3	1029,77	21	2504,47	232,73
200	10085,9	-7569,8	2516,1	668,91	28	1110,78	151,17

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

ЮУрГУ-13.04.03.2019.062 ВКР

Лист

50

205	7361,7	-6351,8	1009,9	353,56	35	413,62	79,90
210	5485,5	-4940,8	544,7	245,20	42	202,38	55,42
215	4187	-3379,7	807,3	464,32	49	264,81	104,94
220	3275,4	-1715,9	1559,5	1156,00	56	436,02	261,26
225	2623,5	0,0	2623,5	2467,04	62	615,83	557,55
230	2151,8	1715,9	3867,7	2867,08	56	1081,41	647,96
235	1802	3379,7	5181,7	2980,45	49	1699,76	673,58
240	1542,3	4940,8	6483,1	2918,73	42	2408,96	659,63
245	1351,5	6351,8	7703,3	2696,97	35	3155,10	609,51
250	1208,4	7569,8	8778,2	2333,73	28	3875,35	527,42
255	1107,7	8557,8	9665,5	1855,12	21	4511,76	419,26
260	1044,1	9285,8	10329,9	1287,76	14	5011,51	291,03
265	1001,7	9731,6	10733,3	658,94	7	5326,63	148,92
270	991,1	9881,7	10872,8	0,00	0	5436,40	0,00
275	-121,9	9731,6	9609,7	-589,96	-7	4769,02	-133,33
280	-111,3	9285,8	9174,5	-1143,72	-14	4450,97	-258,48
285	-90,1	8557,8	8467,7	-1625,22	-21	3952,64	-367,30
290	-58,3	7569,8	7511,5	-1996,97	-28	3316,14	-451,32
295	-15,9	6351,8	6335,9	-2218,23	-35	2595,05	-501,32
300	47,7	4940,8	4988,5	-2245,85	-42	1853,61	-507,56
305	132,5	3379,7	3512,2	-2020,18	-49	1152,12	-456,56
310	249,1	1715,9	1965,0	-1456,64	-56	549,42	-329,20
315	408,1	0,0	408,1	-383,76	-62	95,80	-86,73
320	636	-1715,9	-1079,9	800,54	-56	-301,95	180,92
325	959,3	-3379,7	-2420,4	1392,20	-49	-793,98	314,64
330	1441,6	-4940,8	-3499,2	1575,37	-42	-1300,22	356,03
335	2162,4	-6351,8	-4189,4	1466,74	-35	-1715,89	331,48

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

ЮУрГУ-13.04.03.2019.062 ВКР

340	3259,5	-7569,8	-4310,3	1145,92	-28	-1902,89	258,98
345	4870,7	-8557,8	-3687,1	707,67	-21	-1721,10	159,93
350	7017,2	-9285,8	-2268,6	282,81	-14	-1100,59	63,91
355	9195,5	-9731,6	-536,1	32,91	-7	-266,04	7,44
360	10186,6	-9881,7	304,9	0,00	0	152,45	0,00
360	25699,7	-9881,7	15818,0	0,00	0	7909,00	0,00
365	23579,7	-9731,6	13848,1	850,17	7	6872,45	192,14
370	18809,7	-9285,8	9523,9	1187,29	14	4620,52	268,33
375	13923,1	-8557,8	5365,3	1029,77	21	2504,47	232,73
380	10085,9	-7569,8	2516,1	668,91	28	1110,78	151,17
385	7361,7	-6351,8	1009,9	353,56	35	413,62	79,90
390	5485,5	-4940,8	544,7	245,20	42	202,38	55,42
395	4187	-3379,7	807,3	464,32	49	264,81	104,94
400	3275,4	-1715,9	1559,5	1156,00	56	436,02	261,26
405	2623,5	0,0	2623,5	2467,04	62	615,83	557,55
410	2151,8	1715,9	3867,7	2867,08	56	1081,41	647,96
415	1802	3379,7	5181,7	2980,45	49	1699,76	673,58
420	1542,3	4940,8	6483,1	2918,73	42	2408,96	659,63
425	1351,5	6351,8	7703,3	2696,97	35	3155,10	609,51
430	1208,4	7569,8	8778,2	2333,73	28	3875,35	527,42
435	1107,7	8557,8	9665,5	1855,12	21	4511,76	419,26
440	1044,1	9285,8	10329,9	1287,76	14	5011,51	291,03
445	1001,7	9731,6	10733,3	658,94	7	5326,63	148,92
450	991,1	9881,7	10872,8	0,00	0	5436,40	0,00
Мср							108

					<i>ЮУрГУ-13.04.03.2019.062 ВКР</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		53

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
Южно-Уральский государственный университет
(Национальный исследовательский университет)
Институт «Политехнический»
Факультет «Автотранспортный»
Кафедра «Двигатели внутреннего сгорания и электронные системы автомобилей»

РЕЦЕНЗИЯ
НА ВЫПУСКНУЮ КВАЛИФИКАЦИОННУЮ РАБОТУ

Квалификационная работа выполнена студентом

Вассарманом Максимом Алексеевичем

Факультет Автотранспортный

Кафедра Двигатели внутреннего сгорания Группа П-209

Специальность 13.04.03 Энергетическое машиностроение

Наименование темы: Кинематический, динамический и тепловой расчёт поршневого двигателя нетрадиционной схемы мощностью 30 кВт при частоте вращения 2500 об/мин

Рецензент _____

(Ф.И.О., место работы, должность, ученое звание, ученая степень)

ОЦЕНКА ВЫПУСКНОГО КВАЛИФИКАЦИОННОГО ПРОЕКТА
(РАБОТЫ)

Показатели	Оценки				
	5	4	3	2	*
1 Актуальность тематики работы					
2 Степень полноты обзора состояния вопроса и корректность постановки задачи					
3 Уровень и корректность использования в работе методов исследований, математического моделирования, инженерных расчетов					
4 Степень комплексности работы, применение в ней знаний естественно-научных, социально-экономических, общепрофессиональных и специальных дисциплин					
5 Ясность, четкость, последовательность и обоснованность изложения					

6 Применение современного математического и программного обеспечения, компьютерных технологий в работе					
7 Качество оформления пояснительной записки (общий уровень грамотности, стиль изложения, качество иллюстраций, соответствие требованиям стандартов)					
8 Объем и качество выполнения графического материала, его соответствие тексту записки и стандартам					
9 Оригинальность и новизна полученных результатов, научных, конструкторских и технологических решений					

- - не оценивать (трудно оценить).

Отмеченные

достоинства: _____

Отмеченные

недостатки: _____

Заключение: _____

Рецензент _____ « ____ » _____ 2019 г.
(подпись)

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
Южно-Уральский государственный университет
(Национальный исследовательский университет)
Институт «Политехнический»
Факультет «Автотранспортный»
Кафедра «Двигатели внутреннего сгорания и электронные системы
автомобилей»

ОТЗЫВ РУКОВОДИТЕЛЯ
ВЫПУСКНОГО КВАЛИФИКАЦИОННОГО ПРОЕКТА (РАБОТЫ)

Квалификационная работа выполнена

Студентом _____

Факультет _____

Кафедра _____ Группа _____

Специальность _____

(шифр)

(наименование)

Руководитель _____

(Ф.И.О., место работы, должность, ученое звание, ученая степень)

Оценка соответствия подготовленности автора выпускной работы
требованиям государственного образовательного стандарта

Требования к профессиональной подготовке	Соответствует	В основном соответствует	Не соответствует
Знать методы технических изображений и решения инженерно-геометрических задач на чертеже			

Уметь представлять графические и текстовые конструктивные документы в соответствии с требованиями стандартов			
Уметь выбрать материалы учетом условий функционирования оборудования			
Владеть простейшими графическими пакетами программ			
Владеть навыками термодинамических и гидравлических расчётов с применением справочной литературы			
Владеть некоторыми экспериментальными методиками и техникой материаловедческих исследований			
Уметь проводить различные расчёты элементов конструкция с применением справочной литературы			

Отмеченные
достоинства _____

Отмеченные
недостатки _____

Заключение _____

Руководитель _____ 2019г.
(подпись) (дата)