

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

ИНСТИТУТ МАШИНОСТРОЕНИЯ

(наименование института полностью)

Кафедра «Энергетические машины и системы управления»
(наименование)

13.03.03 Энергетическое машиностроение

(код и наименование направления подготовки)

«Альтернативные источники энергии транспортных средств»

(направленность (профиль))

ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА (БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА)

на тему Адаптация двигателя ВАЗ для работы на газомоторном топливе

Студент

Е.В. Чеснакова

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Руководитель

к.т.н., доцент Д.А. Павлов

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

Тольятти 2021

АННОТАЦИЯ

Повышение эффективности рабочего процесса двигателя является значимой и актуальной задачей. Поэтому в бакалаврской работе представлен способ повышения эффективности рабочего двигателя двухтопливного за счет повышения степени сжатия, что позволило эффективно использовать высокую детонационную стойкость газа для повышения эффективности работы двигателя, а также и обеспечения без детонационной работы при использовании бензина в качестве топлива.

Целью бакалаврской работы является анализ эффективности применения природного газа на примере адаптации двигателя ВАЗ для работы на газомоторном топливе.

Бакалаврская работа состоит из пояснительной записки и графической части. Пояснительная записка состоит из следующих разделов:

- Пояснительная записка состоит из аннотации, введения, 4 разделов, заключения с основными результатами и выводами, содержит 34 рисунков, 15 таблиц, списка использованных источников (25 источников). Основной текст изложен на 54 страницах.
- Графическая часть работы содержит 8 листов, из них 2 формата А0 и 6 формата А1 иллюстрирующих материал, представленный в пояснительной записке.

ABSTRACT

Improving the efficiency of the engine's workflow is a significant and urgent task. Therefore, in the bachelor's work, a method is presented to increase the efficiency of a working dual-fuel engine by increasing the compression ratio, which made it possible to effectively use the high knock resistance of the gas to increase the efficiency of the engine, as well as to ensure no detonation when using gasoline as fuel.

The aim of the bachelor's work is to analyze the efficiency of natural gas use by the example of adapting a VAZ engine to operate on gas engine fuel.

The bachelor's work consists of an explanatory note and a graphic part. The explanatory note consists of the following sections:

- The explanatory note consists of an annotation, an introduction, 4 sections, a conclusion with the main results and conclusions, contains 34 figures, 15 tables, a list of sources used (25 sources). The main text is presented on 54 pages.
- The graphic part of the work contains 8 sheets, of which 2 are A0 and 6 are A1, illustrating the material presented in the explanatory note.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	5
1 Обзор актуальности выбранной проблемы и средств ее решения	6
1.1 Обзор модернизируемого двигателя.....	8
1.2 Технические характеристики автомобилей LADA Vesta CNG и LADA Largus CNG.....	11
2 Тепловой расчет проектируемого двигателя	17
3 Кинематический и динамический расчет кривошипно-шатунного механизма двигателя	24
3.1 Кинематический расчет кривошипно-шатунного механизма двигателя.....	24
3.2 Динамический расчет кривошипно-шатунного механизма двигателя	26
4 Анализ влияния вида топлива на рабочий процесс двухтопливного двигателя	36
4.1 Влияния вида топлива в двухтопливном двигателе на максимальную температуру и давление цикла	36
4.2 Влияния вида топлива в двухтопливном двигателе на эффективные показатели цикла	43
Заключение	49
Список используемых источников.....	52

ВВЕДЕНИЕ

Рост значимости применения газомоторного топлива связан с модернизацией и обновлением парка транспортных средств, который должен отвечать международным стандартам безопасности, экологии и надежности.

Актуальность выбранной темы обусловлена наличием материально-технического базиса, необходимого для замещения традиционных видов моторных топлив новым видом – газомоторным топливом, который в настоящее время используется более эффективно.

Газомоторное топливо включает в себя спектр актуальных проблем: экологическую, экономическую, социальную и бюджетный эффект.

Вид потребляемого машиной топлива решает многое. В частности – затраты на ее эксплуатацию.

В современном мире работа двигателя на газомоторном топливе позволяет обеспечить смену вида топлива как в ручном, так и в автоматическом режиме.

Быстрый рост мирового автомобильного транспорта оказывает все более негативное воздействие на окружающую среду. На этом фоне решение проблем замены традиционных видов моторного топлива, такого как бензин и дизельное топливо, альтернативными, становится все более актуальным. Для этого существует множество вариантов, начиная от электромобилей и заканчивая водородным топливом. Но для России более уместно и логично использовать природный газ (ПГ), так как в стране находится 30% мировых запасов ПГ.

1 Обзор актуальности выбранной проблемы и средств ее решения

Во всем мире существует успешная транспортная отрасль, работающая на природном газе, который показывает лучшие экологические показатели по сравнению как с бензином, так и с дизельным топливом [1-4].

Согласно журналу NGV [5] мировыми лидерами по количеству автомобилей на природном газе (NGV) и газозаправочных станций (NGV RS) являются Аргентина, Бразилия, Германия, Индия, Иран, Италия, Китай, Колумбия, Пакистан, США, Таиланд и другие. Всего в мире насчитывается около 22 миллионов газомоторных автомобилей на метане (2% от общего мирового автопарка) (рисунок 1). По данным журнала NGV [5], мировой автопарк, работающий на газовом топливе, ежегодно увеличивается на 30%.

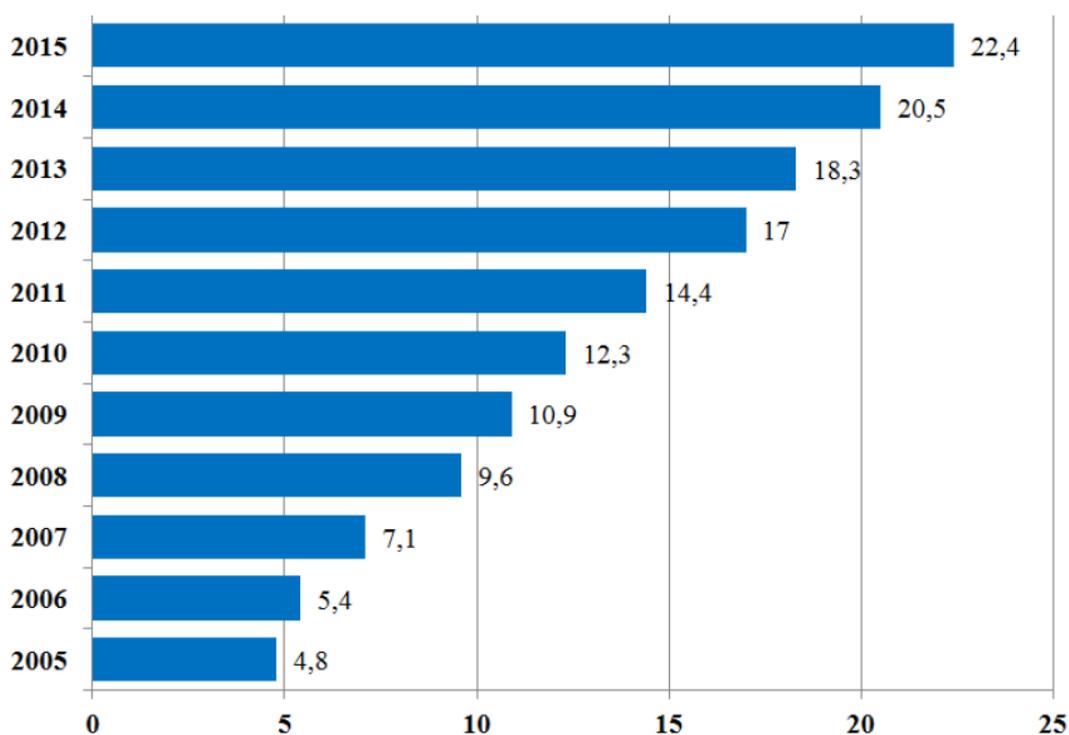


Рисунок 1 – Динамика глобального изменения парка газомоторных автомобилей.

Сегодня Россия занимает довольно скромные позиции по количеству газомоторных транспортных средств (90050) и газомоторных транспортных средств (250). Для сравнения: Иран имеет около 4 миллионов автомобилей на

газомоторном топливе, а Китай – 6500 автомобилей на газомоторном топливе.

Однако в последнее время на законодательном уровне было предпринято несколько попыток повсеместного использования НГ на автотранспорте, в том числе:

- Приказ заместителя Председателя Правительства Российской Федерации И.И. Сечина № ИС П9-5878 от 25 августа 2010 г. о создании постоянно действующей рабочей группы по разработке предложений по увеличению спроса на сжиженный бензин и ПГ в качестве моторного топлива.
- Приказом Премьер-министра Российской Федерации Д.А. Медведев № 767-р «О регулировании отношений в сфере использования газомоторного топлива» (от 13.05.2013).
- Комплексный план мероприятий по расширению использования ПГ в качестве моторного топлива от 14 ноября 2013 г. № 6819п-П9 (утвержден заместителем Председателя Правительства Российской Федерации А.В. Дворковичем).

На основании представленных документов ПАО «Газпром» и ООО «Газпром газовое топливо» разработана программа строительства станций заправки компримированным природным газом АГНКС и АЗС СПГ. Согласно соответствующему документу, представленному для России с планом действий до 2030 года, будет создано более 2600 ДЗП на газомоторном топливе. Также отмечается, что обслуживание ГАЗ на каждой РС ГАЗ должно быть запланировано после ремонта и на гарантийный срок. В этот план действий также входит передача «НГ» 524 тыс. Автомобилей.

В ОАО «НК» Роснефть» одним из трех основных приоритетов маркетинговой стратегии газового бизнеса является активное участие в федеральных программах развития рынка газомоторного топлива, в том числе создание корпоративной сети ГТС. Расширение использования природного газа на автомобильном транспорте – реальная перспектива

ближайшего будущего России, и вопросы, связанные с эксплуатацией газомоторного топлива, актуальны.

ПГ может транспортироваться в сжатом (КПГ; при сжатии до 25 МПа) или сжиженном (СПГ; при охлаждении до минус 162 ° С) состояниях. Это требует одновременной установки соответствующего газового оборудования.

При использовании КПГ автомобили заправляются на АГНКС. Газомоторные автомобили, использующие СПГ, нуждаются в процедуре заправки на базе криогенных заправочных станций).

На территории Самарской области производством газомоторной техники категории М1 (легковые автомобили) занимается ПАО «АВТОВАЗ» в сотрудничестве с компанией «Альтернативные топливные системы» г. Тольятти. Кроме того, ряд компаний занимаются установкой газобаллонного оборудования на стандартную автомобильную технику различных категорий. Контроль качества производится по методике AVES и полностью соответствует жестким требованиям альянса Renault-Nissan принятых для всех серийных моделей автомобилей на газомоторном топливе.

Не удивительно, что на фоне глобального удорожания нефтепродуктов огромное число автолюбителей пытается любым доступным способом снизить расход топлива.

Переход на газомоторное топливо позволяет улучшить экологическую ситуацию. Сравнение экологических характеристик моторных топлив демонстрирует возможность кратного сокращения выбросов загрязняющих веществ, что связано с отсутствием каких-либо дополнительных примесей в газомоторном топливе.

1.1 Обзор модернизируемого двигателя

В представленной работе, модернизации будет подвергаться, двигатель прототип серии В0 который разрабатывался на ОАО АВТОВАЗ для моделей LADA Vesta и LADA Largus, но в серию не пошел. Именно на его примере

будет рассмотрен способ адаптации двигателя ВАЗ для работы на газомоторном топливе.

На данный момент, двигатель серии В0 является одним из самых массовых двигателей Волжского автомобильного завода. Данный силовой агрегат активно устанавливается на автомобили семейства LADA Vesta CNG, LADA Largus CNG универсал и LADA Largus CNG фургон. Эти модификации автомобилей позволяют потребителю использовать два вида топлива: сжатый природный газ (метан) и бензин.

Одним из вариантов двигателя серии В0, является ВАЗ 21129, который стал модернизацией двигателя ВАЗ 21127. Главным отличием сто двадцать седьмого мотора от своего предшественника, стало появление регулируемого впускного ресивера, в котором появились управляемые заслонки, позволяющие изменять длину воздушных каналов на впуске.

Послуживший прототипом сто двадцать седьмому мотору двигатель ВАЗ 21126, тоже является модернизацией, но уже другого двигателя, имеющего индекс ВАЗ 21124. В двигатель ВАЗ 21126, в отличие от своего предшественника, была установлена облегченная шатунно-поршневая группа и ремень ГРМ с автоматическим натяжителем. Это были основные отличия двигателя ВАЗ 21126 от ВАЗ 21124.

В свою очередь, двигатель ВАЗ 21124, является двигателем ВАЗ 2112 с увеличенным ходом поршня. Увеличение хода поршня, привело к увеличению массогабаритных размеров блока цилиндров и увеличению рабочего объема двигателя с 1,5 до 1,6 литров.

Как мы можем видеть, двигатель серии В0 имеет достаточно длинную историю своего появления, но данный двигатель и по сей день, является очень перспективным силовым агрегатом и имеет большой потенциал для своего развития.

Двигатель серии В0 так же является предшественником двигателя «Ленуара», разработанного 24 января 1860 г. Это первый серийно выпускавшийся двигатель внутреннего сгорания. Он разработан бельгийский

изобретателем Жаном Ленуаром и в качестве топлива использовал «светильный газ» - смесь водорода (50%), метана (34%), угарного газа (8%) и других горючих газов, чаще получаемый при термическом разложении каменного угля и нефти.

Общий вид в сборе двигателя серии В0 на примере двигателя ВАЗ 21129 представлен на рисунке 2. Основные характеристики двигателя ВАЗ 21129, представлены ниже, в таблице 1.

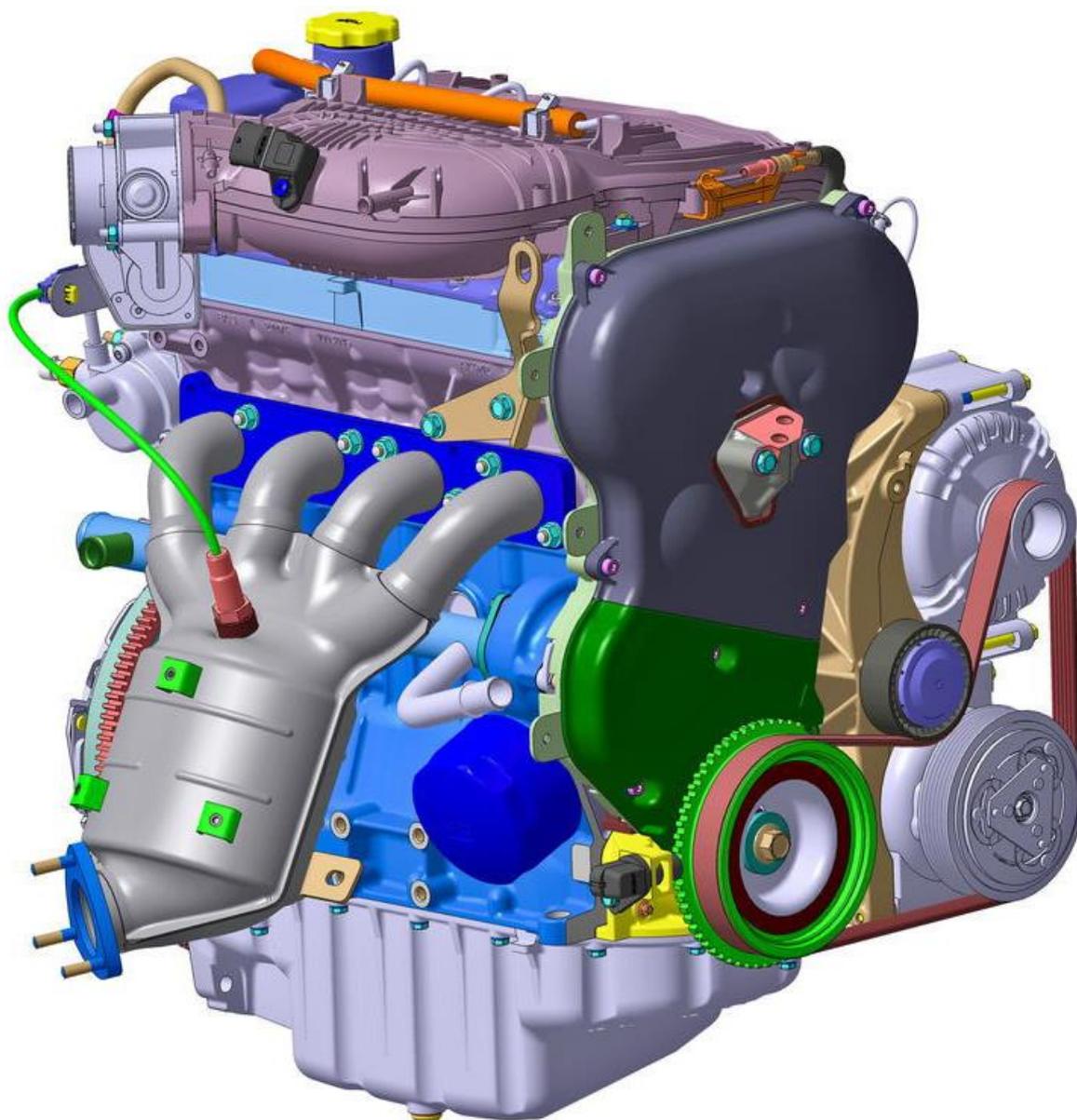


Рисунок 1 – Двигатель ВАЗ 21129

Таблица 1 – Характеристики двигателя ВАЗ 21129

Параметр	Показатель
Максимальная мощность	78(106) л.с при 5800 мин ⁻¹
Максимальный крутящий момент	148 Нм при 4200 мин ⁻¹ 135 Нм при 4200 мин ⁻¹
Экологический класс	Пятый
Рабочий объем	1596 см ³
Смешанный расход топлива	7,5/6,3 л/100 км
Количество цилиндров	4, рядное
Ресурс	200 тыс. км
Объем топливного бака	55 л
Объем газового баллона	90 л

Как мы видим, двигатель серии В0 имеет достойную мощность, высокий класс экологичности, внушительный крутящий момент и ничем не уступает зарубежным, более дорогим, аналогам.

Данный двигатель, является типичным представителем двигателей, устанавливаемых на автомобили Волжского автомобильного завода и именно с использованием его характеристик, будут проводиться все дальнейшие расчеты и модернизации, которые, с незначительными изменениями, смогут в дальнейшем применяться ко все двигателям семейства ВАЗ.

1.2 Технические характеристики автомобилей LADA Vesta CNG и LADA Largus CNG

При проектировании и серийном производстве LADA Vesta CNG и LADA Largus CNG особое внимание уделено выбору поставщиков и качеству использованных компонентов. На рисунке 2 представлена компоновка оборудования для подачи природного газа.



Рисунок 2 – Компоновка оборудования для подачи природного газа

Основное оборудование находится под капотом и органично встроено в компоновку системы питания, охлаждения, электронного управления и электрооборудования автомобиля.

Имеются два электронных блока системы управления двигателем. Первый отвечает за работу на бензине, второй отвечает за работу на газе.

Система топливоподачи использует регулируемую систему выпуска с четырьмя бензиновыми и четырьмя газовыми форсунками.

На рисунка 3, 4 и 5 показана система и оборудование расположения газового баллона на автомобилях LADA Vesta CNG, LADA Largus CNG (универсал, фургон).

Со стороны багажника баллон закрыт декоративной пластиковой панелью. Газовый баллон расположен в багажном отсеке за спинкой сидений задних пассажирских мест или в передней части грузового отсека.

Газовый баллон установлен на специальную стальную раму-каркас. Доступ к баллону и вентилю управления подачей метана обеспечивается при откидывании спинок задних пассажирских сидений или при снятии декоративной пластиковой панели.



Рисунок 3 – Компоновка оборудования LADA Vesta CNG

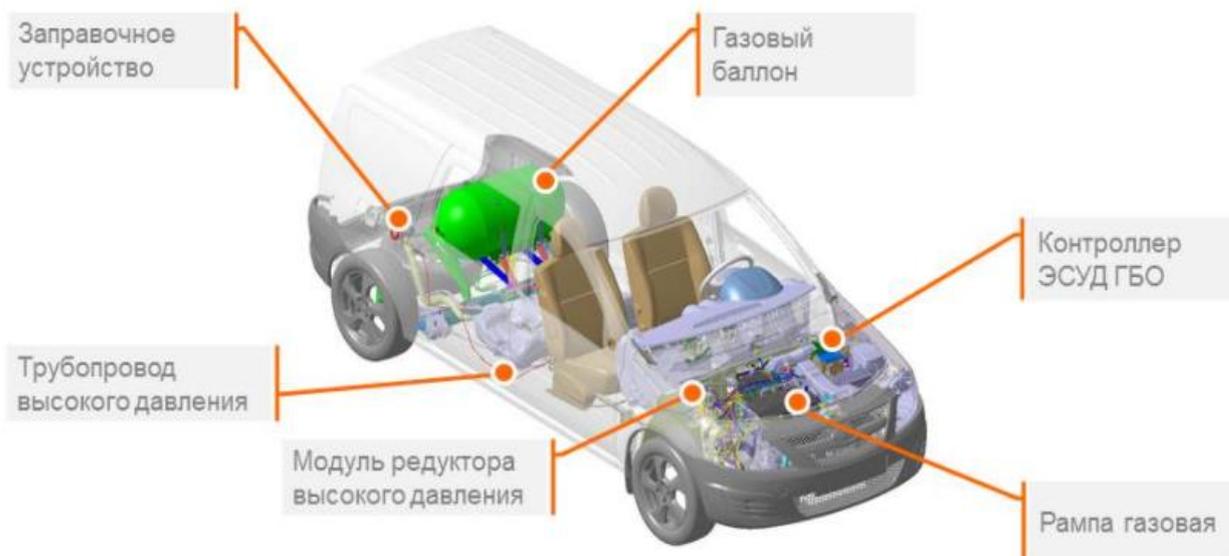


Рисунок 4 – Компоновка оборудования LADA Largus CNG универсал

В таблицах 2 и 3 представлены основные технические характеристики автомобилей с газовым оборудованием LADA Vesta CNG и LADA Largus CNG. Так же возьмем для сравнения LADA VESTA и LADA Largus без газового оборудования.

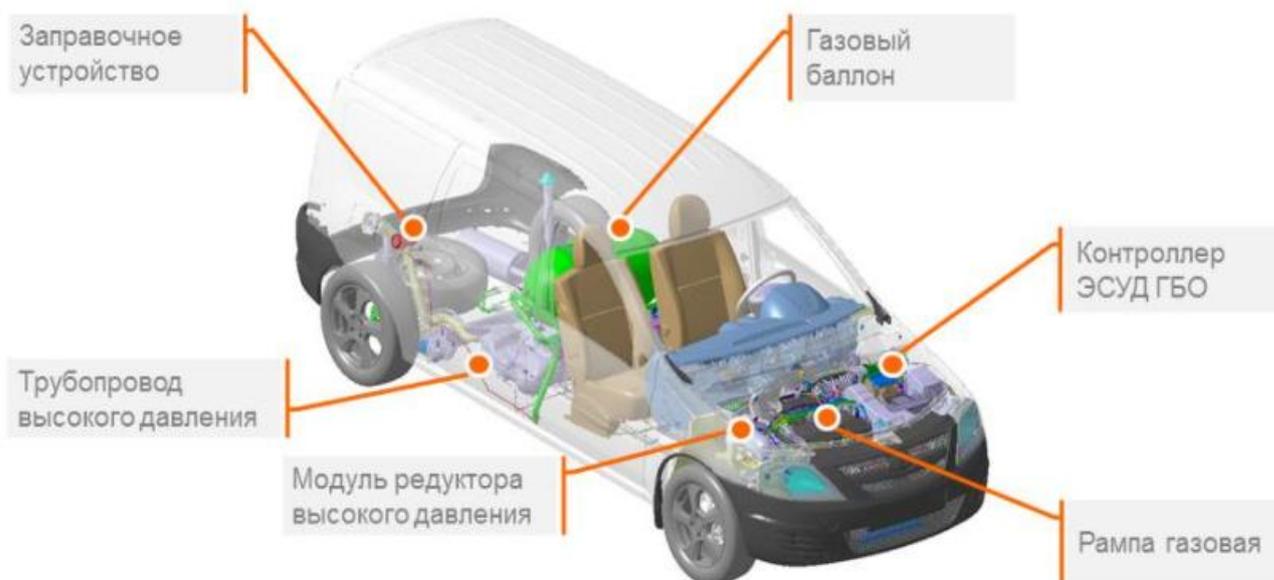


Рисунок 5 – Компоновка оборудования LADA Largus CNG фургон

Таблица 2 – LADA Vesta CNG. Технические характеристики

Параметры	LADA Vesta	LADA Vesta CNG	
Объем багажного отделения	480 л	250 л	
Снаряженная масса	1280 кг	1380 кг	
Объем газового баллона	-	90 л	
Объем газа, закачиваемого в баллон (при давлении в 20 Мпа)	-	22 м ²	
Объем топливного бака	55 л		
Двигатель	BA3-21129, 1,6 л, 16 клапанов		
Мощность, п.с./кВт/об.мин.	106/78/5800	106/78/5800	96/70,5/5800
Максимальный крутящий момент, Нм/об.мин.	148/4200	148/4200	135/4200
Максимальная скорость	180 км/ч	177 км/ч	170 км/ч
Время разгона 0-100 км/ч, с	11,2	11,8	12,9
Расход топлива (смешанный цикл)	6,9 л/100 км	7,5 л/100 км	6,27 м ³ /100 км
Топливо	Бензин, min 92	бензин, min 92	Сжатый природный газ

Ориентированный максимальный объем заправляемого в баллон метана при температуре окружающей среды +20С

Таблица 3 – LADA Vesta CNG. Технические характеристики

Параметры	LADA Largus		LADA Largus CNG			
	фургон	универсал	фургон		универсал	
Объем багажного отделения	2540 л	560 л	2225л		300л	
Снаряженная масса	1275кг	1345кг	1380кг		1450кг	
Топливо	Бензин, min 92		бензин, min 92	сжатый природный газ	бензин, min 92	сжатый природный газ
Объем газового баллона	-		90 л			
Объем газа, закачиваемого в баллон (при давлении в 20 Мпа)	-		22 м ²			
Объем топливного бака	50 л					
Двигатель	ВАЗ-21129, 1.6л, 16 клапанов					
Мощность, л.с./кВт/мин.	106/78/5800		106/78/5800	94/69/5800	106/78/5800	94/69/5800
Максимальный крутящий момент, Нм/мин.	148/4200		148/4200	135/4200	148/4200	135/4200
Максимальная скорость	165		162	155	162	155
Время разгона 0-100 км/ч, с	14,0	13,1	14,5	14,5	13,7	14,5
Расход топлива (смешанный цикл)	79л/100км		7,6л/100 км	7,8м ³ /100км	7,7л/100 км	8,0м ³ /100км

Для современных двигателей внутреннего сгорания работа на газомоторном топливе (метан) с электронным зажиганием является идеальным топливом:

- Газомоторное топливо (метан) легко перемешивается с воздухом в камере сгорания и обеспечивает оптимальное распределение смеси воздуха и топлива.

- Газомоторное топливо (метан) обладает высоким антидетонационными свойствами, что снижает нагрузку на элементы и узлы шатунно-поршневой группы.
- При использовании газомоторного топлива (метан) масляная пленка с цилиндров не смывается, как в случае с бензином или дизелем, что обеспечивает оптимальный режим работы и смазки деталей двигателя.

Выводы по 1-му разделу

Применение сжатого природного газа для серийных автомобилей является большой проблемой для автопроизводителей, так как условия эффективного сгорания природного газа и бензина в двигателе с искровым зажиганием значительно отличаются, а именно:

- Октановое число и следовательно допустимая степень сжатия отличаются на несколько единиц, так в среднем степень сжатия бензинового двигателя составляет 11-12, а для двигателя на сжатом природном газе 14-16, что является существенной разницей при организации рабочего процесса.
- Холодный пуск на газовом топливе требует системы подогрева газа.
- В настоящее время использование автомобилей, полностью конвертированных на газ затруднено малым количеством автогазозаправочных станций.
- Природный газ снижает наполняемость цилиндра, что ведет к снижению мощностных показателей работы двигателя.

2 Тепловой расчет проектируемого двигателя

Согласно заданию на бакалаврскую работу, требуется провести тепловой расчет для оценки перспектив работы двухтопливного автомобильного двигателя. Для этого приводится сравнение результатов расчета для 2-х видов топлива (таблица 4): бензин Аи-95 и сжатый природный газ. Состав природного газа и некоторые его характеристики приведены в таблице 5.

Таблица 4 – Физико-технические характеристики исследуемых топлив

Характеристика топлива	Бензин Аи-95	Сжаты природный газ
Октановое число по исследовательскому методу	95	110
Объемная теплота сгорания низшая, кДж/м ³ , не менее	-	31800
Молекулярная масса	115	19,98478
Плотность, кг/м ³	760	0,82752
Массовая теплота сгорания, МДж/кг	44	46
Элементарный состав, % (массы)		
– Углерод	85,5	68,84
– Водород	14,5	22,06
– Кислород	0	0,98
– Азот	0	8,12

Таблица 5 – Состав газа природного топливного компримированного для двигателей внутреннего сгорания по ГОСТ 27577-2000

Состав КПГ	Объемная доля в КПГ	Плотность по воздуху	Плотность при 20 °С, кг/м ³	Газовая постоянная, Дж/(кг·К)	Молекулярная масса	Массовая доля в КПГ
Метан, CH ₄	0,9	0,5546	0,7170978	518,3	16,04	0,8134235
Этан, C ₂ H ₆	0,0296	1,046	1,352478	277	30,07	0,0504565
Пропан, C ₃ H ₈	0,0017	1,549	2,002857	189	44,1	0,0042913
Бутан, C ₄ H ₁₀	0,0055	2,07	2,67651	143	58,12	0,0185535
Пентан, C ₅ H ₁₂	0,0042	2,637	3,409641	103,4	72,15	0,0180490
Водород, H ₂	0,0014	0,0695	0,0898635	4,124	2,02	0,0001585
Угарный газ, CO	0,0014	0,9671	1,2504603	297	28,01	0,0022064
Углекислый газ, CO ₂	0,0047	1,528	1,975704	188,9	44,01	0,0117034
Азот, N ₂	0,0515	0,967	1,250331	296,8	28,01	0,0811573

Основные характеристики двигателя на платформе В0 с учетом двухтопливной работы и принятого технического решения о повышении степени сжатия до 14 приведены в таблице 6, а бездетонационные условия работы на бензине будут обеспечиваться применением дросселирования величина которого будет определена расчетно, по величине разряжения на впуске.

Таблица 6 – Технические характеристики двигателя платформы В0

Параметр	Характеристика
Тип	4-тактный двухтопливный с искровым зажиганием и охлаждением масла
Число и расположение цилиндров	4 в ряд
Порядок работы цилиндров	1-3-4-2
Диаметр цилиндров, мм	82
Ход поршня, мм	84
Длина шатуна, мм	132,2
Рабочий объем, л	1,774
Степень сжатия	14
Номинальная мощность при частоте вращения коленчатого вала 6000 об/мин, кВт (л.с.)	93 кВт (127 л.с.)
Максимальный крутящий момент, Нм	170
Минимальная частота вращения коленчатого вала при режиме холостого хода, об/мин	840

Тепловой расчет производится по методике И.И. Вибе, с учетом рекомендаций по расчету основных параметров, предложенных в учебниках [2,3]. Результаты расчета представлены в виде таблиц и графиков.

Так как при изменении скоростного режима при работе на внешней скоростной характеристики максимальный коэффициент избытка воздуха ограничен 1 в связи с требованиями к токсичности отработавших газов, то результаты расчета параметров рабочего тела проводятся (таблица 7) для каждого вида топлива, без учета частоты вращения.

Таблица 7 – Результаты расчета параметров рабочего тела

L_0 , кмоль возд/кг топл	I_0 , кг возд/кг топл	M_1 , кмоль гор.см./кг топл.	M_{CO_2} , кмоль CO_2 /кг топл.	M_{H_2O} , кмоль H_2O /кг топл.	M_{N_2} , кмоль N_2 /кг топл.	M_2 , кмоль пр.сг./кг топл.	μ_0
Бензин Аи-95							
0,51683	14,957	0,52552	0,07125	0,0725	0,409327	0,553077	1,052432
Компримированный природный газ							
0,52345	15,148	0,57349	0,054033	0,1103	0,41457	0,578904	1,009448

Анализ результатов расчета процесса впуска (таблица 8) показал снижение температуры отработавших газов и удельного объема рабочего тела в конце процесса наполнения при работе на компримированном природном газе, что показывает большее количество заряда поступившего в цилиндр двигателя.

Таблица 8 – Результаты расчета процесса впуска

n , мин ⁻¹	Δp_a , Мпа	p_a , Мпа	T_r , К	p_r , Мпа	γ_r	T_a , К	η_v	V_a , м ³ /кг
Бензин Аи-95								
840	0,01799	0,082013	1130	0,103784	0,224632	478,43587	0,7662	1,5994941
2000	0,0153	0,084705	1120	0,105111	0,144951	417,29703	0,7983	1,3507598
3800	0,01288	0,087116	1100	0,109316	0,095639	376,967	0,8288	1,1864368
5000	0,00956	0,090441	1110	0,113569	0,056039	344,248	0,8666	1,0436376
6000	0,00459	0,095411	1100	0,118	0,036264	326,2108	0,92103	0,93743
Компримированный природный газ								
840	0,002698	0,097302	965	0,103784	0,029456	326,1816	0,8233	1,039605
2000	0,00051	0,09949	962	0,105111	0,025903	321,8743	0,9512	1,0033135
3800	0,00184	0,098159	970	0,109316	0,026914	319,5836	0,9443	1,0096773
5000	0,00319	0,096814	990	0,113569	0,027707	318,5401	0,9336	1,0203722
6000	0,00459	0,095411	1005	0,118	0,028747	317,901847	0,92103	1,0332917

В связи с тем, что условия детонации легче выполняются на низких частотах, а с повышением частоты границы детонации расширяются. В соответствии с этим был подобран коэффициент разряжения, обеспечивающий без детонационную работу двигателя. В связи с этим величина разряжения, коэффициент остаточных газов и удельного объема рабочего тела в конце процесса наполнения уменьшаются с ростом числа

оборотов. И на максимальных частотах становятся меньше или соизмеримы с параметрами, рассчитанными для природного газа.

Анализ результатов расчета параметров в конце сжатия и начала воспламенения (таблица 9) показал увеличение коэффициента молекулярного изменения рабочей смеси при переходе на газовое топливо.

Таблица 9 – Результаты расчета параметров в конце сжатия и начала воспламенения

n , мин ⁻¹	μ	n_l	Угол опережения зажигания, ° ПКВ	V_y , м ³ /кг	P_y , МПа	T_y , К
Бензин Аи-95						
840	1,0510524	1,3334	10	0,088775	2,351807	761,4647
2000	1,0510782	1,3337	13	0,091968	2,197044	736,9461
3800	1,051052	1,334	15	0,093751	2,094905	716,3079
5000	1,05107	1,3342	18	0,098478	1,921243	690,0507
6000	1,05109	1,33447	22	0,105883	1,698017	655,7322
Компримированный природный газ						
840	1,009227	1,3339	11	0,08592	2,706675	749,8912
2000	1,009224	1,334	18	0,101547	2,112517	691,7335
3800	1,009218	1,3343	20	0,109127	1,910726	672,3595
5000	1,009209	1,3344	22	0,117978	1,722709	655,3641
6000	1,00920053	1,3344	25	0,132428	1,480436	632,1759

Анализ результатов коэффициентов термодинамического расчета (таблица 10) показал снижение коэффициента использования теплоты в связи с увеличением тепловых потерь в стенку цилиндра и систему охлаждения, связанных с увеличением продолжительности сгорания при работе на газовом топливе.

Таблица 10 – Коэффициенты термодинамического расчета

n , мин ⁻¹	ζ	q_z , Дж/кг	E_2 , МПа	φ_z , град, ПКВ.	m
Бензин Аи-95					
840	0,9	2023,3	35,418517	50	3
2000	0,9	2164,1	44,859405	56	3
3800	0,9	2261,5	53,37114	62	3
5000	0,9	2346,3	62,949036	68	3
6000	0,9	2391,058	71,418261	75	3

Продолжение таблицы 10

Компримированный природный газ					
840	0,8	2146,5	57,813441	57	3
2000	0,8	2154	60,112109	62	3
3800	0,8	2151,9	59,674481	67	3
5000	0,8	2150,2	59,003398	73	3
6000	0,8	2148,021	58,206794	80	3

Анализ результатов расчета процесса расширения и выпуска (таблица 11) показал, что при переходе на компримированный природный газ происходит снижение температуры конца сгорания и отработавших газов, что приводит к ухудшению условий прогрева трехкомпонентного каталитического нейтрализатора.

Таблица 11 – Результаты расчета процесса расширения и выпуска

n, мин ⁻¹	Vz', м ³	Tz', К	Pz', МПа	δ	n ₂	P _b , МПа	T _b , К	T _r , К	Δ, %
Бензин Аи-95									
840	0,3372	2478,49	2,10116	4,742758	1,187	0,507072	1935,56	1140,67	0,9445
2000	0,3119	2456,68	2,258705	4,33138	1,188	0,52407	1921	1124,49	0,4005
3800	0,3074	2424,17	2,2658	3,85999	1,186	0,54346	1918	1123,64	2,1488
5000	0,2935	2402,11	2,355379	3,55597	1,191	0,56333	1902	1115,29	0,4764
6000	0,2851	2366,65	2,391101	3,28814	1,193	0,59413	1888	1101,57	0,1426
Компримированный природный газ									
840	0,2618	187,98339	2,615133	3,970318	1,201	0,49906	1657,786	982,173	1,7796
2000	0,2386	2174,91	2,853364	4,20577	1,202	0,50738	1627	962,434	0,0451
3800	0,2616	2131,4	2,550185	3,85999	1,203	0,50202	1620	974,36	0,4495
5000	0,2947	2084,22	2,213752	3,4629	1,204	0,4959	1617	989,227	-0,0781
6000	0,3304	2038,7	1,931049	3,12728	1,206	0,48823	1612	1004,09	-0,0908

Анализ результатов расчета индикаторных показателей рабочего цикла (таблица 12) показал, увеличение мощностных показателей работы двигателя за счет увеличения степени сжатия. И если на низких частотах вращения при сильном дросселировании мощность уменьшается, то с частоты вращения 5000 мин⁻¹ мощность двигателя заметно увеличивается при работе на бензине. Особенно данный эффект заметен по изменению индикаторного КПД цикла. Для природного газа, наоборот, наиболее эффективными

являются режимы низких частот вращения, где возможно обеспечить процесс сгорания вблизи ВМТ с наибольшим КПД.

Таблица 12 – Результаты расчета индикаторных показателей рабочего цикла

n , мин ⁻¹	L_i , кДж	P_i , Мпа	N_i , кВт	η_i	g_i , г/кВт*ч
Бензин Аи-95					
840	1,0158926	0,68399	8,495809	0,260271	314,8617
2000	1,1344263	0,904446	26,74782	0,330339	248,0768
3800	1,1417425	1,036354	58,23277	0,364562	224,789
5000	1,2002187	1,238498	91,56742	0,41671	196,6582
6000	1,2384292	1,422712	126,2246	0,450379	181,9566
Компримированный природный газ					
840	1,1040347	1,143666	14,20542	0,435283	185,4181
2000	1,1639123	1,249304	36,94655	0,411576	196,0982
3800	1,1516524	1,228354	69,02124	0,407642	197,9908
5000	1,1210623	1,183194	87,47853	0,397121	203,2362
6000	1,1074565	1,15422	102,4036	0,392698	205,5253

Анализ результатов расчета эффективных показателей рабочего цикла (таблица 13) показал, повышение мощности при работе на бензине начиная с частоты вращения 5000 мин⁻¹, а для частоты вращения 6000 мин⁻¹ мощность уже превышает заявленные характеристики на 12% при работе на бензине. В случае работы на газе, то за счет повышения степени сжатия удалось сохранить мощностные характеристики в диапазоне, как было до модернизации.

Таблица 13 – Результаты расчета эффективных показателей рабочего цикла

n , мин ⁻¹	$V_{п.ср}$, м/с	P_m , Мпа	p_e , Мпа	η_m	η_e	g_e , г/(кВт.ч)	N_e , кВт	M_e , Н.м	G_T , кг/ч
Бензин Аи-95									
840	2,352	0,116754	0,623413	0,911435	0,23722	345,4572	7,743377	88,02834	2,675005
2000	5,6	0,09728	0,807166	0,892442	0,294809	277,9752	23,87089	113,9751	6,635516
3800	10,64	0,154232	0,882122	0,851178	0,310307	264,0916	49,56647	124,5592	13,09009
5000	14	0,1922	1,046298	0,844812	0,352042	232,7834	77,35725	147,7415	18,00748
6000	16,8	0,22384	1,198872	0,842667	0,37952	215,9295	106,3652	169,2855	22,96739
Компримированный природный газ									
840	2,352	0,116754	1,083088	0,947032	0,412227	195,7887	13,45299	152,9364	2,633942
2000	5,6	0,09728	1,152024	0,922133	0,379528	185,7571	39,00336	186,2273	7,245153
3800	10,64	0,154232	1,230901	0,888652	0,408487	197,5812	69,16434	173,8081	13,66557
5000	14	0,1922	1,135874	0,855279	0,381239	211,7028	83,98002	160,39	17,77881
6000	16,8	0,22384	1,048514	0,824074	0,356734	226,2452	93,02533	148,0544	21,04653

Анализ результатов расчета теплового баланса (таблица 14) показал, значительное увеличение доли потерь на теплоотдачу в окружающую среду в бензиновом варианте при использовании дросселирования на низких частотах вращения. Для газового варианта, следует отметить повышение потерь с отработавшими газами, вследствие увеличения продолжительности сгорания.

Таблица 14 – Результаты расчета теплового баланса

п, мин ⁻¹	Q ₀ , Дж/с	Q _е , Дж/с	q _е , %	Q _в , Дж/с	q _в , %	Q _г , Дж/с	q _г , %	Q _{ост} , Дж/с	q _{ост} , %
Бензин Аи-95									
840	32642,12	7743,377	23,72204	11918,37	36,51224	12965,65	39,72061	14,72595	0,045113
2000	80970,8	23870,89	29,48087	26227,93	32,39183	30273,66	37,38836	598,3223	0,738936
3800	159733,6	49566,47	31,0307	49696,78	31,11228	57506,84	36,00171	2963,541	1,855302
5000	219738,8	77357,25	35,20418	60887,22	27,7089	76586,53	34,85344	4907,82	2,233479
6000	280262,8	106365,2	37,95197	69681,95	24,86308	93206,87	33,25696	11008,72	3,927999
Компримированный природный газ									
840	32634,9	13452,99	41,22266	8733,307	26,76062	9147,517	28,02984	1301,117	3,986886
2000	89768,5	39003,36	43,44883	22257,55	24,79439	27622,65	30,77098	884,9412	0,985804
3800	169318,4	69164,34	40,84867	41903,87	24,74855	53662,79	31,69341	4587,447	2,709361
5000	220282	83980,02	38,12386	60887,22	27,64058	71345,16	32,3881	4069,62	1,847459
6000	260769,6	93025,33	35,67338	69681,95	26,72165	86276,25	33,08524	11786,07	4,519726

Выводы по 2-му разделу бакалаврской работы

Тепловой расчет показал значительное влияние вида топлива на мощностные и экономические характеристики работы. Получено, что для эффективного использования природного газа требуется повысить степень сжатия, что приводит к необходимости организовывать дросселирование при работе на бензине при низких частотах вращения. Но на высоких частотах вращения при работе на бензине при повышенной степени сжатия обеспечивается прирост мощности на 12% по сравнению с базовой конструкцией. Для КПГ увеличение степени сжатия позволяет сохранить мощностные характеристики.

3 Кинематический и динамический расчет кривошипно-шатунного механизма двигателя

3.1 Кинематический расчет кривошипно-шатунного механизма двигателя

Кинематический расчет для центрального кривошипно-шатунного механизма проектируемого двигателя (радиус кривошипа 42 мм, а длина шатуна 132,2 мм) проводился по известным методикам приведенным в [1,2], при частоте вращения коленчатого вала 6000 мин^{-1} .

Результаты расчета перемещения, скорости и ускорения поршня приведены на рисунках 7, 8 и 9.

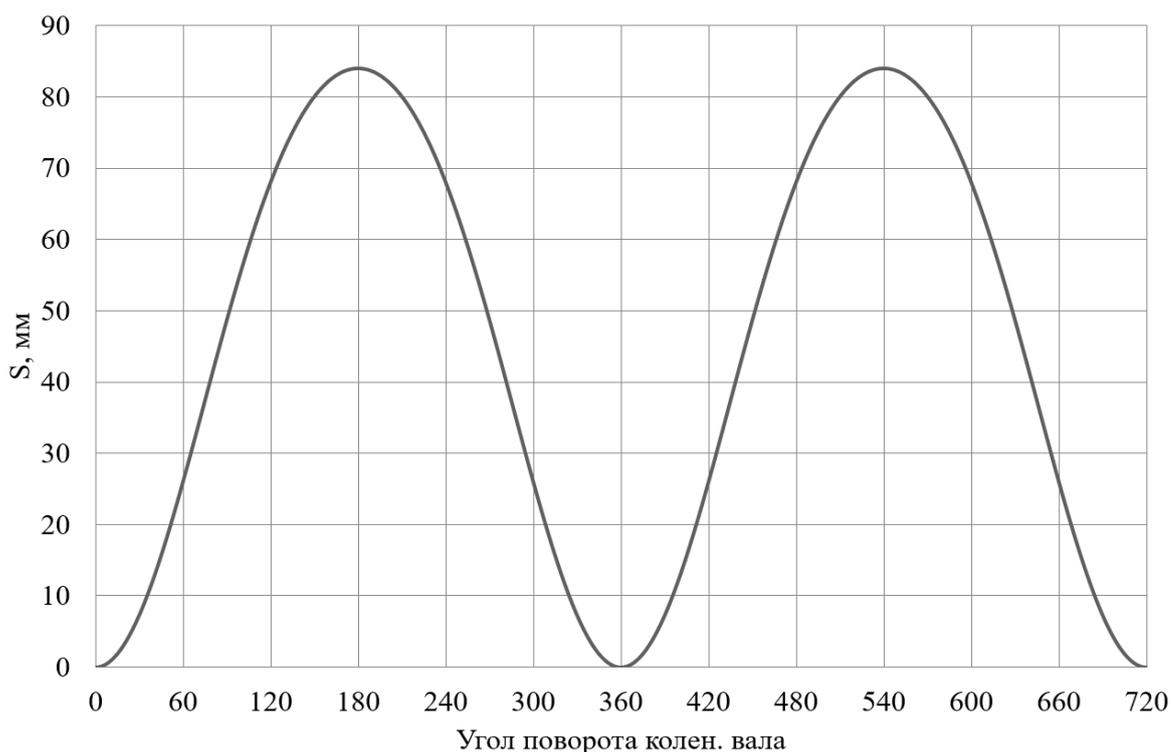


Рисунок 7 – Диаграмма изменения хода поршня

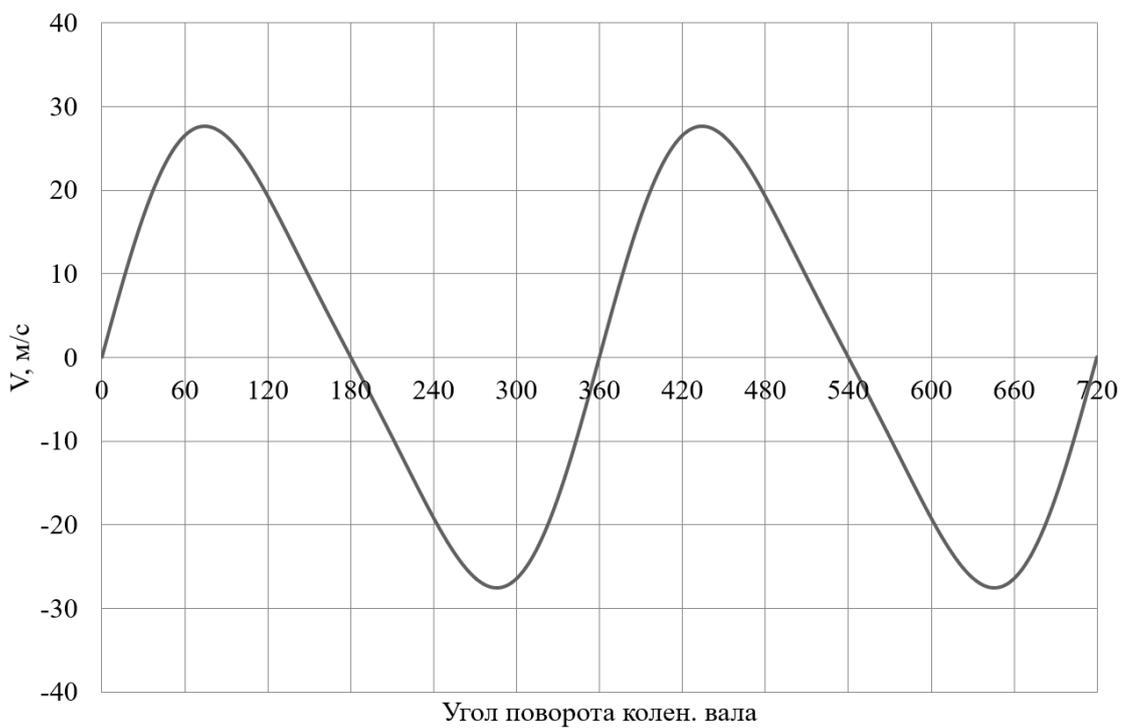


Рисунок 8 – Диаграмма изменения скорости поршня

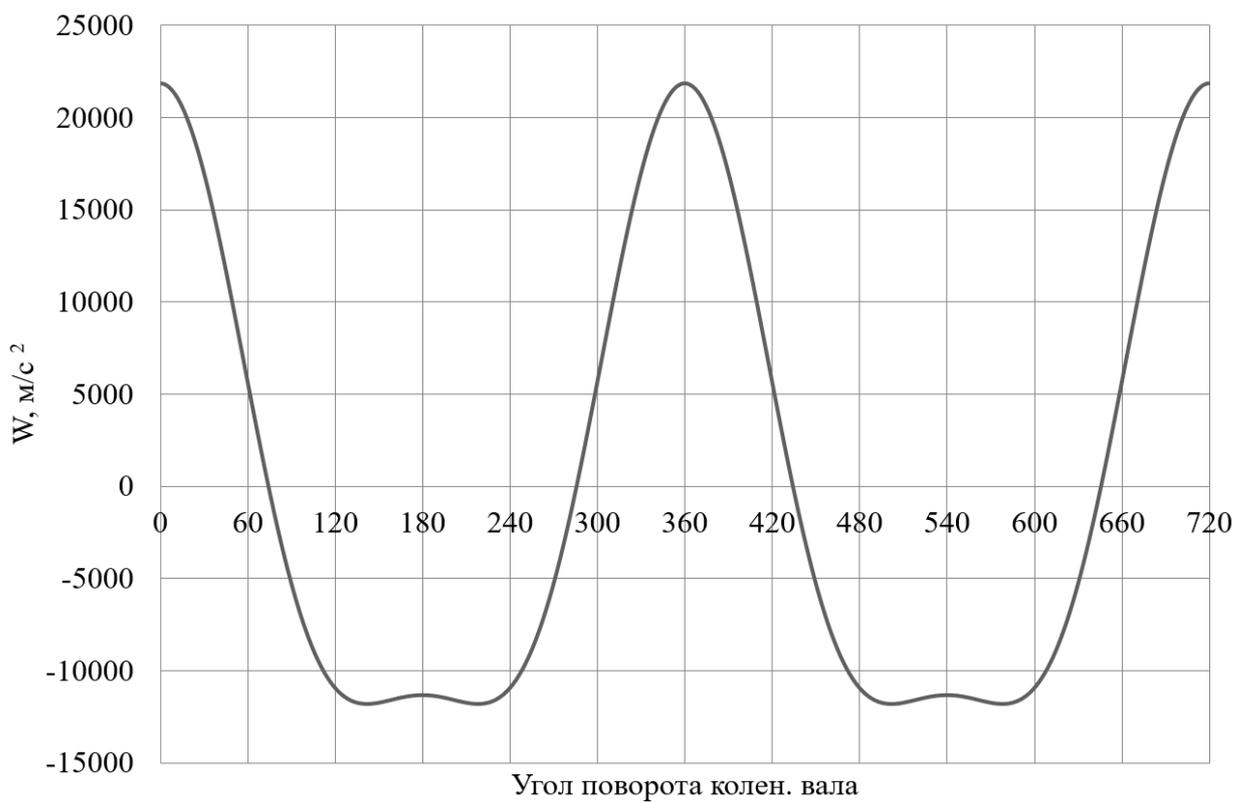


Рисунок 9 – Диаграмма изменения ускорения поршня

По результатам кинематического расчета мы можем определить инерционные силы в динамическом расчете.

3.2 Динамический расчет кривошипно-шатунного механизма двигателя

3.2.1 Расчет основных сил и моментов действующих в КШМ

Динамический расчет кривошипно-шатунного механизма проектируемого двигателя проводился по известным методикам приведенным в [1,2], при частоте вращения коленчатого вала 6000 мин^{-1} , для условий работы на бензине и сжатом природном газе.

Результаты приведение масс кривошипно-шатунного механизма по двух массовой схеме показаны в таблице 15.

Таблица 15 – Приведение масс кривошипно-шатунного механизма

Параметр	Величина
Площадь поршня, м^2	5281,0173
Удельная масса поршня, $\text{кг}/\text{м}^2$	100
Масса поршневой группы, кг	0,5281
Удельная масса шатуна, $\text{кг}/\text{м}^2$	150
Масса шатуна, кг	0,79215
Масса шатуна, сосредоточенная на оси поршневого пальца, кг	0,218
Масса шатуна, сосредоточенная на оси кривошипа, кг	0,574
Удельная масса одного колена вала, $\text{кг}/\text{м}^2$	140
Масса неуравновешенных частей одного колена вала, кг	0,7393
Массы, совершающие возвратно-поступательное движение	0,746
Массы, совершающие вращательное движение	1,31365
Центробежная сила инерции вращающихся масс шатуна, Н	-9522,61
Центробежная сила инерции вращающихся масс кривошипа, Н	-12259
Центробежная сила инерции вращающихся масс, Н	-21782

Результаты расчета приведены в виде графиков. На рисунке 10 приведены силы инерции возвратно-поступательного движения.

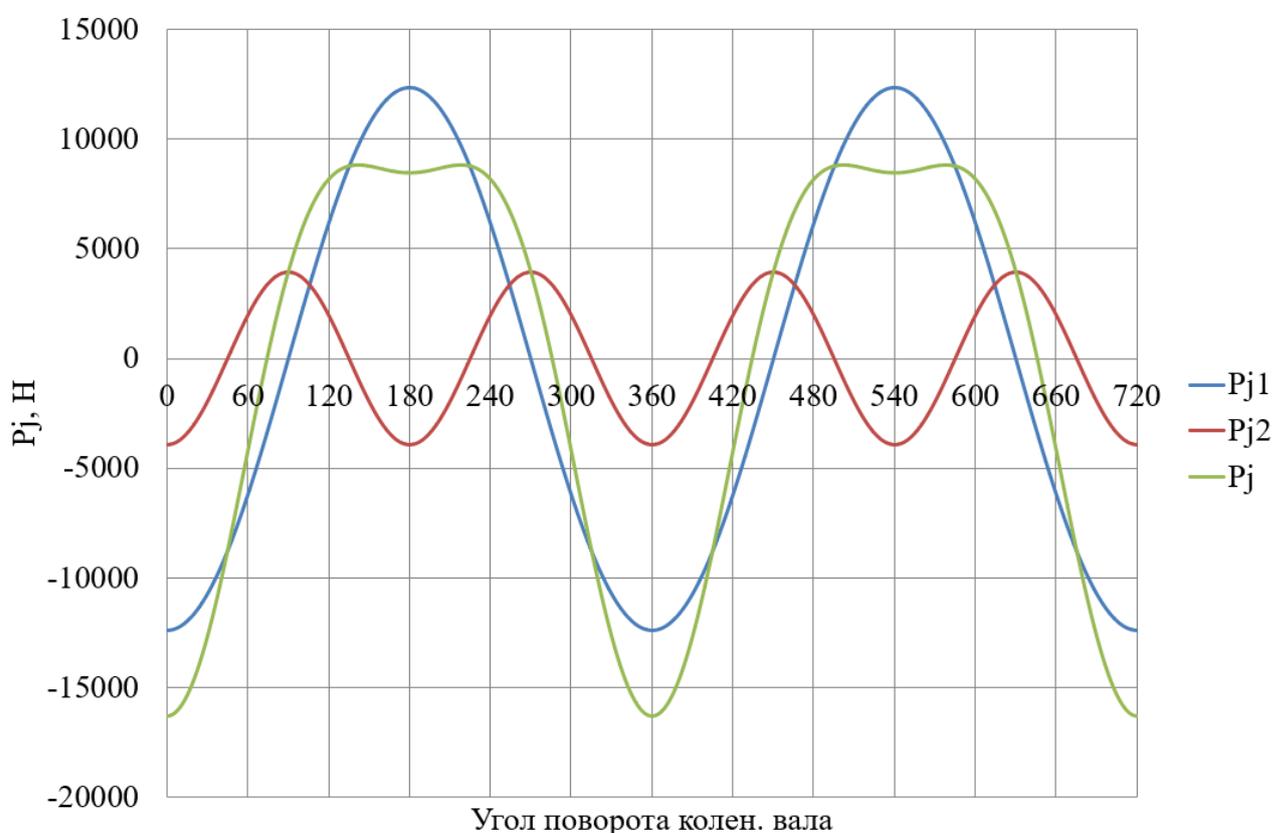
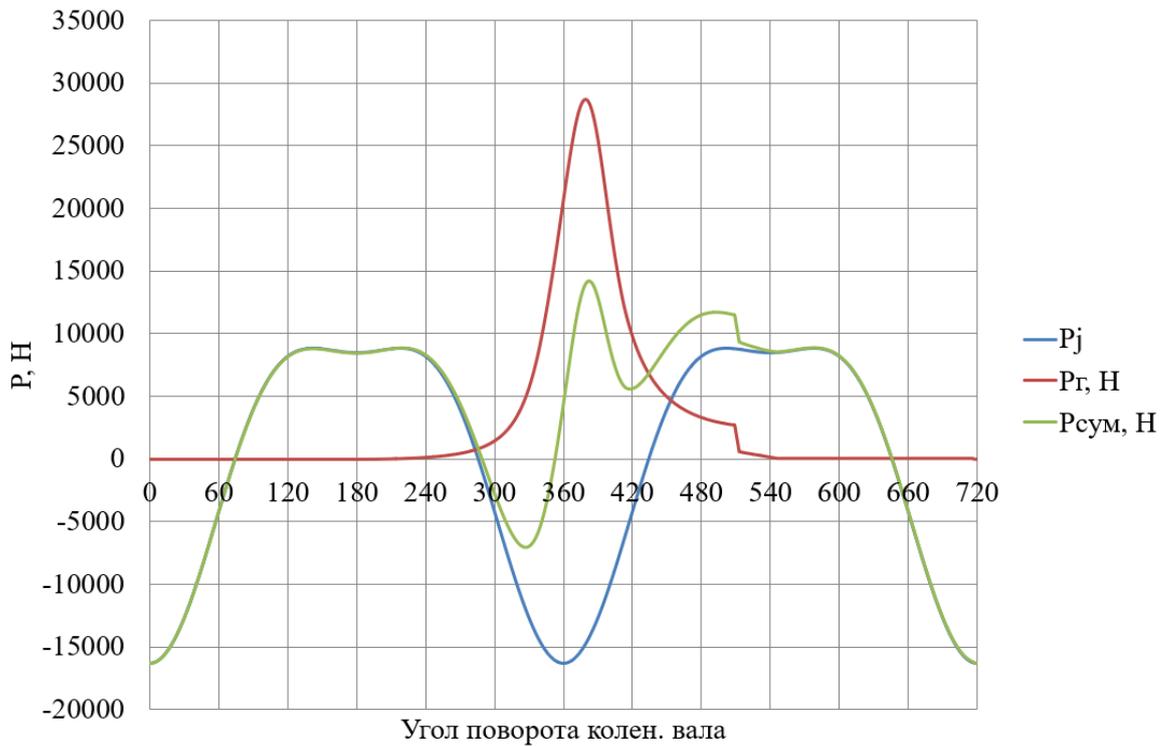
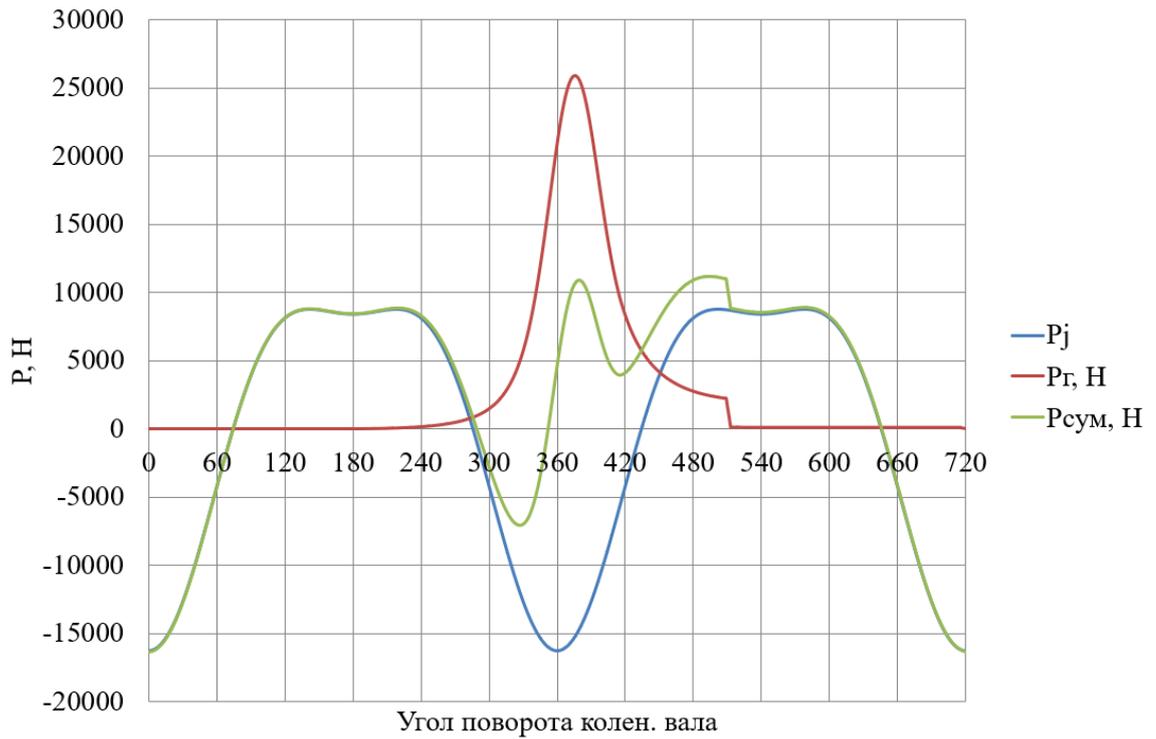


Рисунок 10 – Силы инерции возвратно-поступательного движения поршня и шатуна

На рисунке 11 приведено сравнение суммарных сил, действующих на поршневой палец двигателя при работе на бензине (рисунок 11а) и компримированном природном газе (рисунок 11б). Видно, что при работе на бензине суммарные силы стали больше.



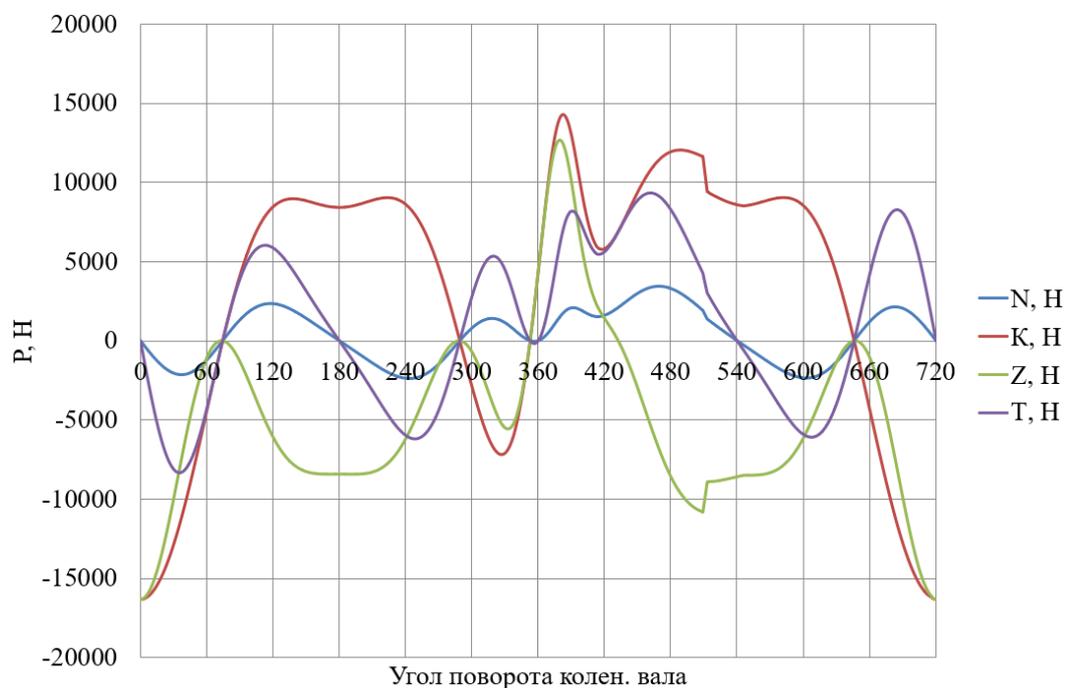
а)



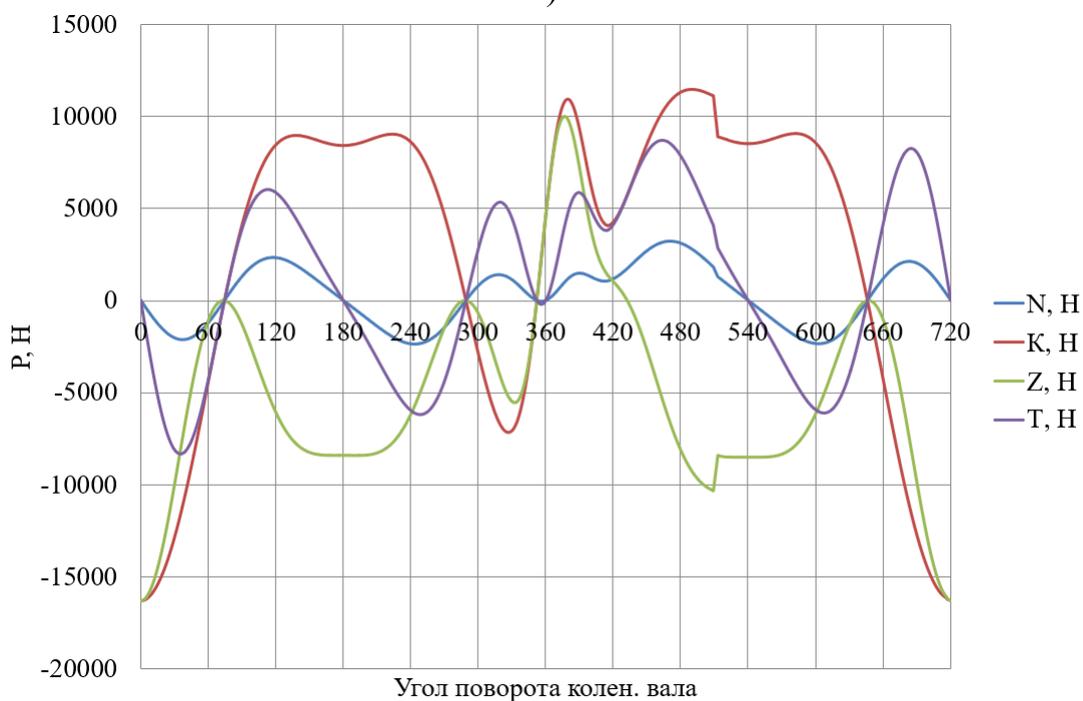
б)

Рисунок 11 – Суммарные силы, действующие на поршневой палец двигателя при работе (а) на бензине и (б) на сжатом природном газе

На рисунке 12 приведено сравнение сил, сосредоточенные на оси поршневого пальца и шатунной шейки. Также отмечаем большие по величинам силы, действующие при работе на бензиновом топливе.



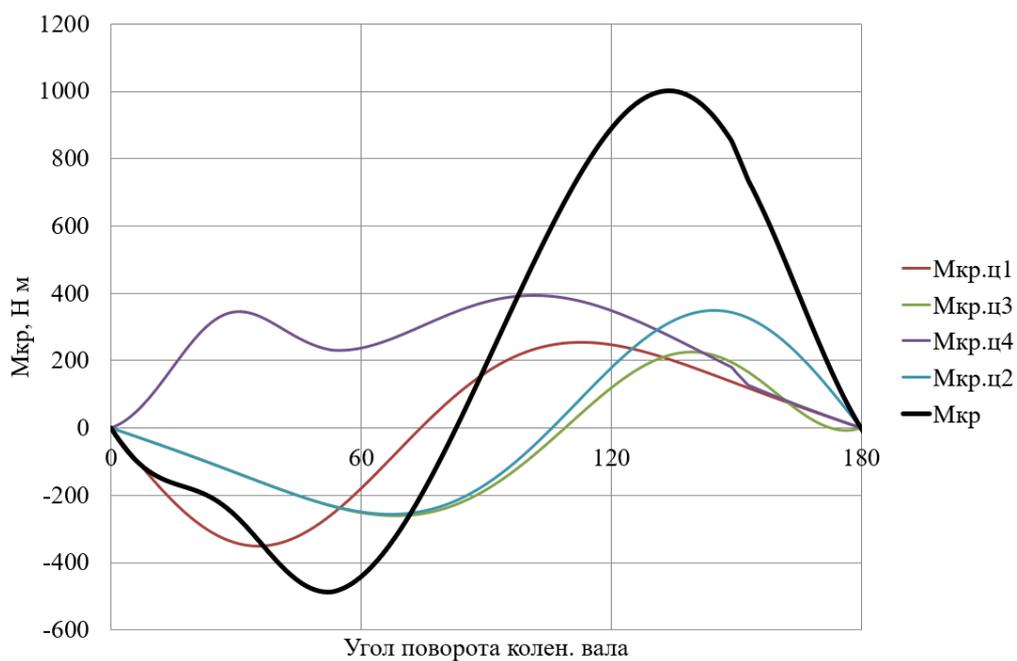
а)



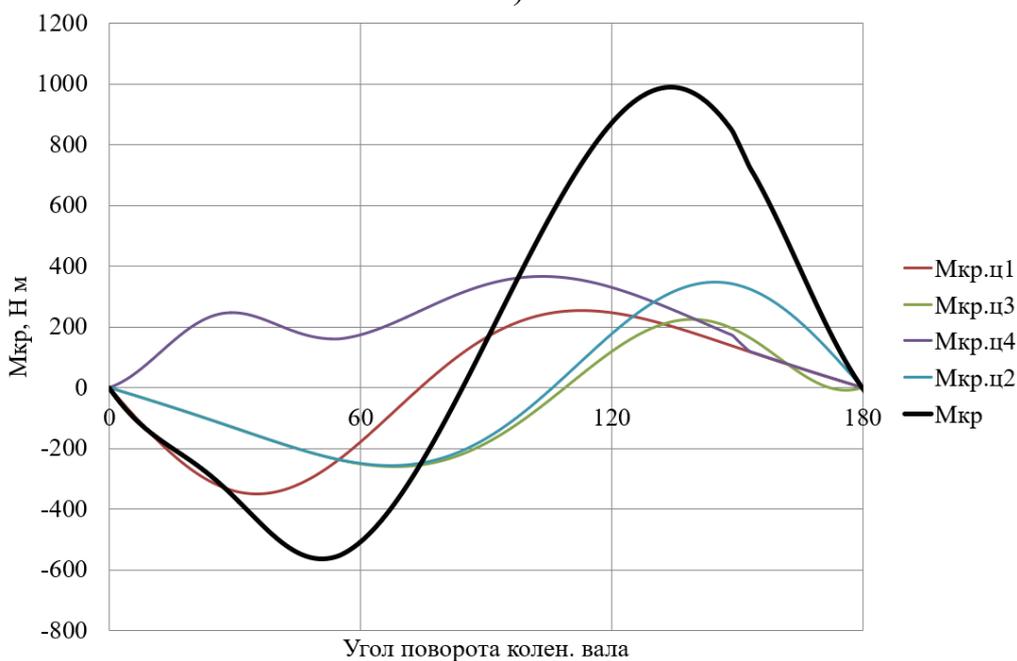
б)

Рисунок 12 – Силы, сосредоточенные на оси поршневого пальца и шатунной шейки двигателя при работе (а) на бензине и (б) на компримированном природном газе

На рисунке 13 приведено сравнение крутящего момента двигателя при работе на бензиновом топливе (рисунок 13а) и на сжатом природном газе (рисунок 13б). Также для бензина величина крутящего момента выше, чем для КПП, но не столь значительно, как если бы двигатель переводился на газ без учета особенностей сгорания КПП.



а)



б)

Рисунок 13 – Крутящего момента при работе (а) на бензине и (б) на сжатом природном газе

Расчет основных сил и моментов действующих в КШМ показал, что наибольшие силы возникают при работе на частоте вращения 6000 мин^{-1} с топливом бензин и минимальным дросселированием, а при работе на сжатом природном газе их максимальные величины снижаются на 3 – 21 %, меньшие значения относятся к минимальной частоте вращения, а большие к максимальной.

3.2.2 Расчет сил, действующих на шатунную и коренные шейки коленчатого вала

На рисунках 14 и 15 приведено сравнение суммарной силы, действующую на шатунную шейку в прямоугольных координатах. Величина изменения вида нагрузок на шатунную шейку при изменении вида топлива очень незначительна.

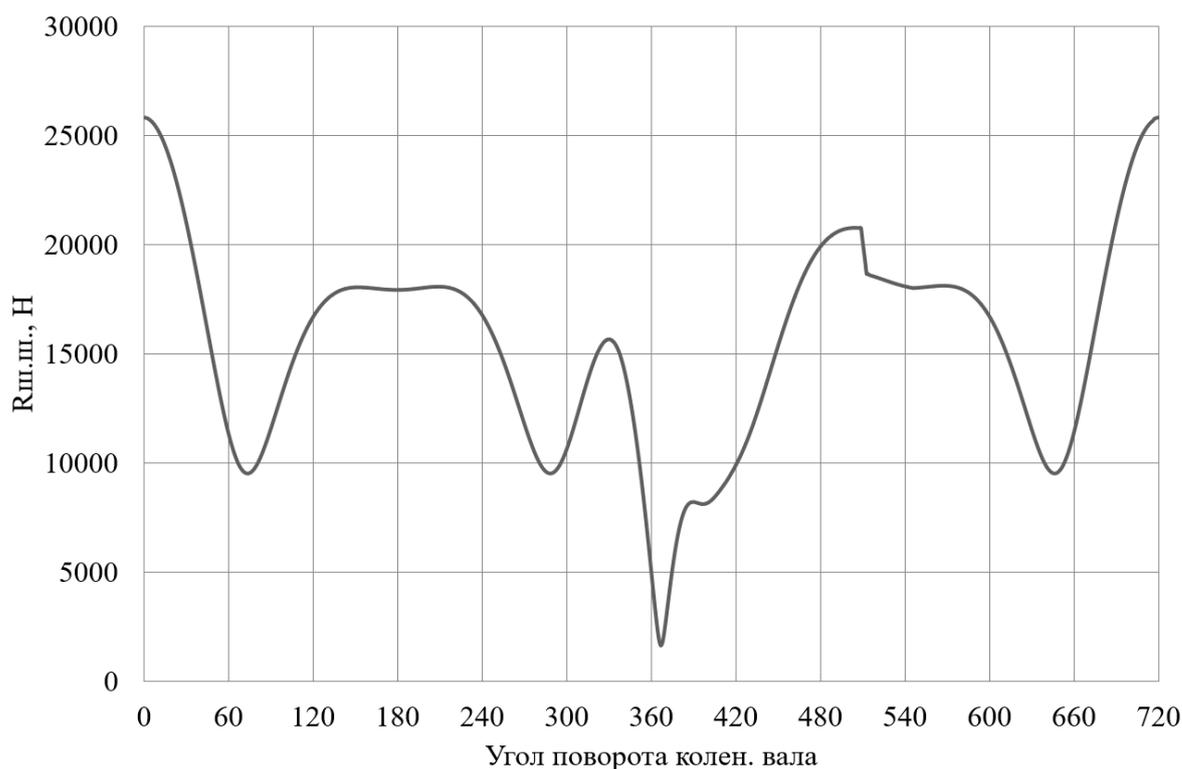


Рисунок 14 – Суммарная сила, действующая на шатунную шейку при работе на бензине

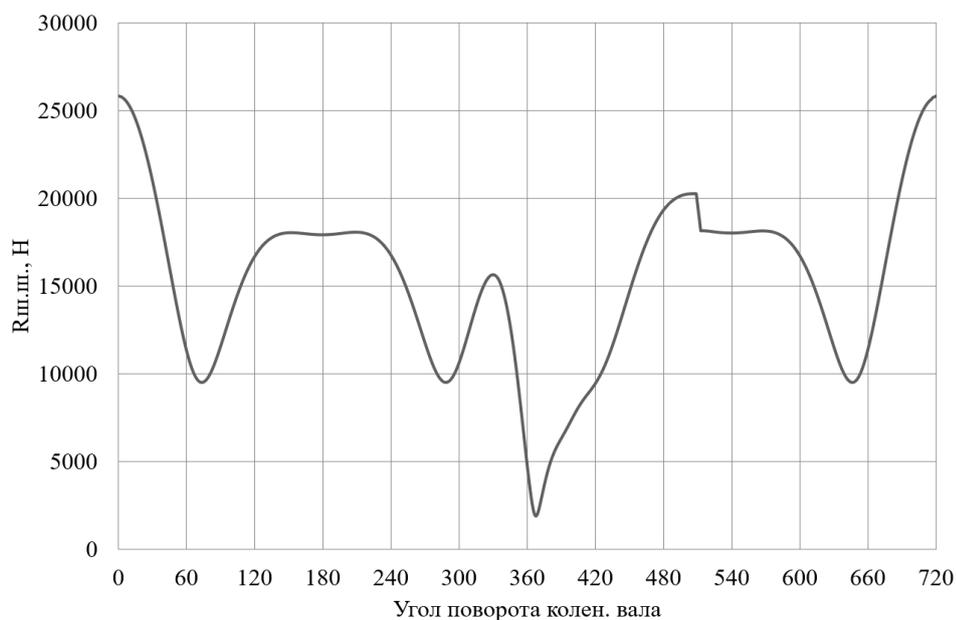


Рисунок 15 – Суммарная сила, действующая на шатунную шейку при работе на сжатом природном газе

На рисунках 16 и 17 приведено сравнение суммарной силы, действующую на шатунную шейку в полярных координатах. И здесь как видим величина изменения вида нагрузок на шатунную шейку при изменении вида топлива очень незначительна.

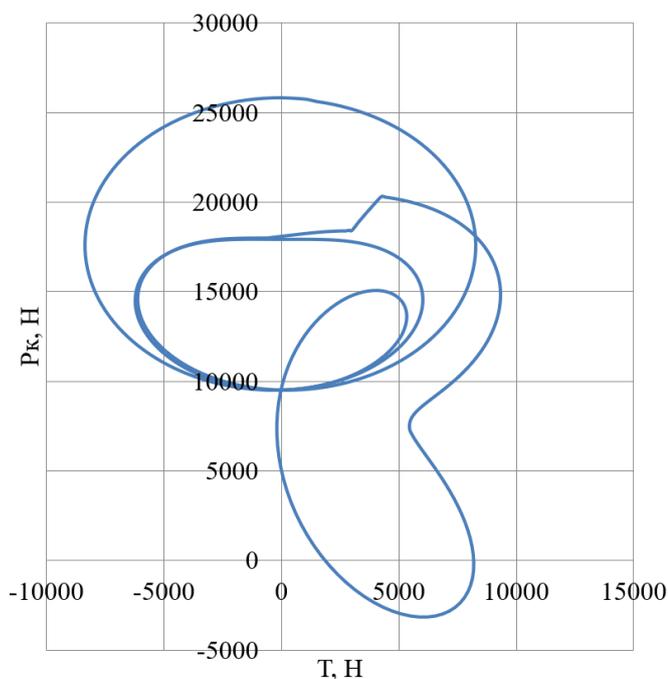


Рисунок 16 – Суммарная сила, действующая на шатунную шейку в полярных координатах при работе на бензине

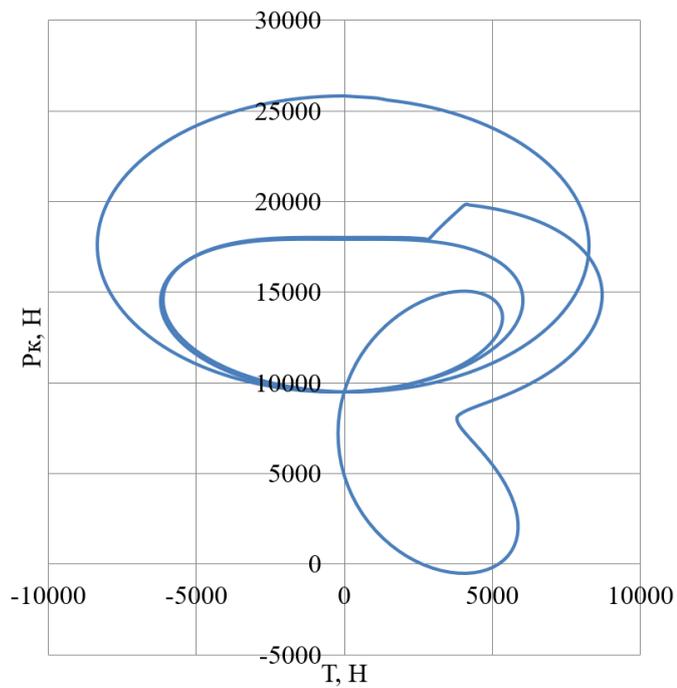


Рисунок 17 – Суммарная сила, действующая на шатунную шейку в полярных координатах при работе на компримированном природном газе

На рисунке 18 приведено сравнение суммарных сил, действующих на коренные шейки в прямоугольных координатах.

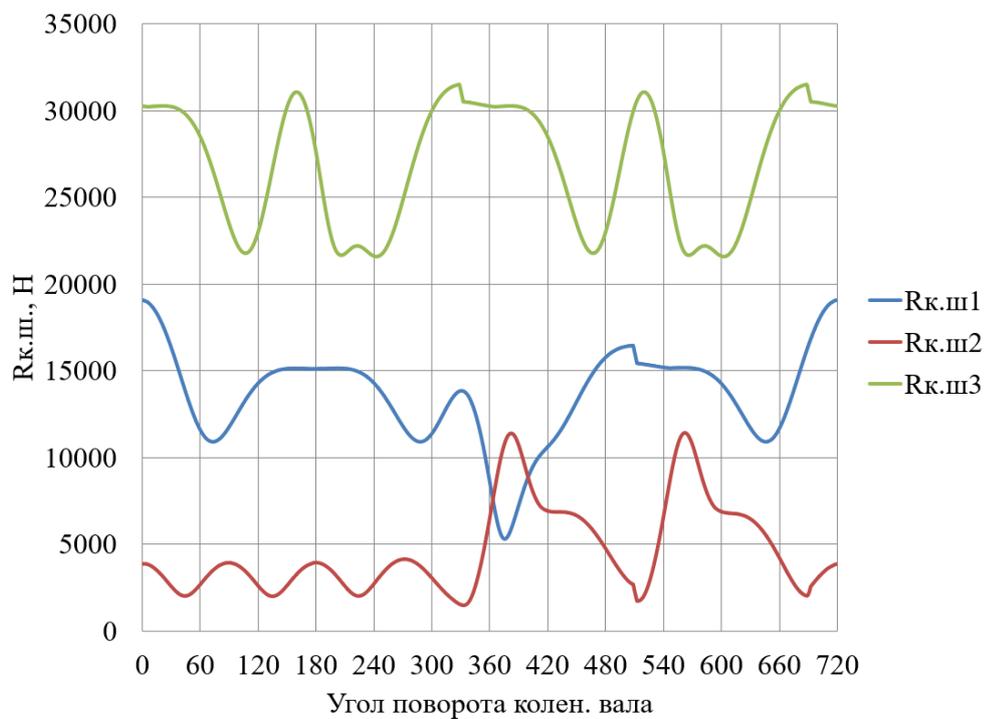


Рисунок 18 – Суммарные силы, действующие на коренные шейки в прямоугольных координатах при работе на бензине

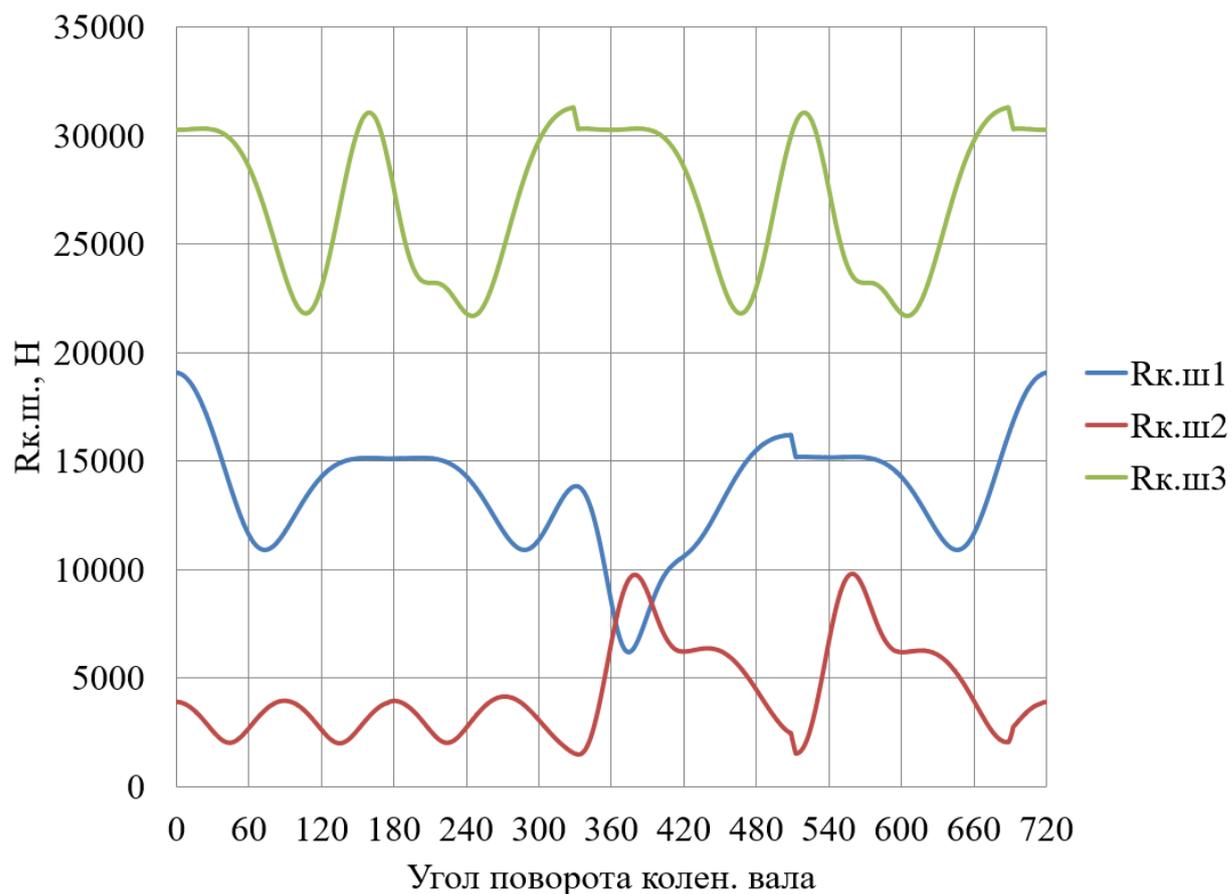


Рисунок 19 – Суммарные силы, действующие на коренные шейки в прямоугольных координатах при работе на сжатом природном газе

На рисунке 20 приведено сравнение суммарных сил, действующих на 1-ю коренную шейку в полярных координатах.

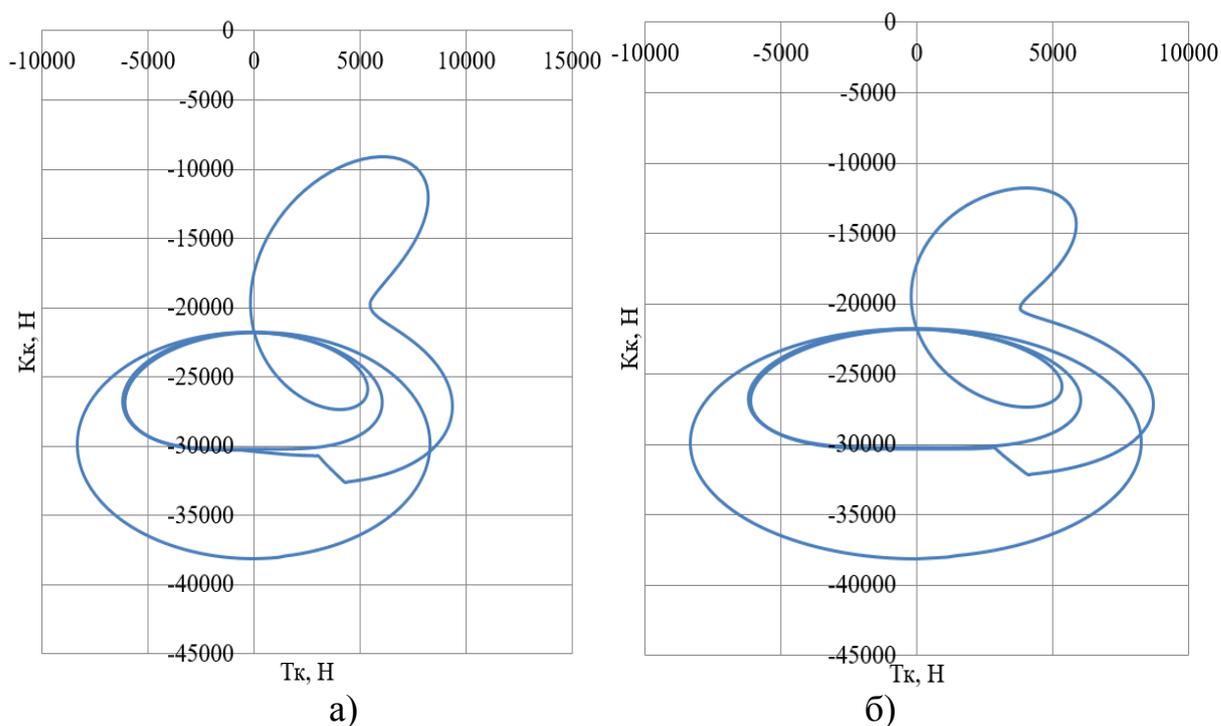


Рисунок 20 – Суммарные силы, действующие на 1-ю коренную шейку в полярных координатах при работе (а) на бензине и (б) на сжатом природном газе

Выводы по 3-му разделу

Как мы видим переход двигателя с жидкого топлива на альтернативное газовое топливо, а именно на сжатый природный газ привело к сохранению общей величины нагрузок по сравнению с двигателем при обычной степени сжатия (10,5). Но в тоже время если учитывать возможности работы двигателя на бензине, то повышение степени сжатия с 10,5 до 14 привело к увеличению величины нагрузок в среднем на 10-12 % при работе на максимальных частотах вращения коленчатого вала.

4 Анализ влияния вида топлива на рабочий процесс двухтопливного двигателя

4.1 Влияния вида топлива в двухтопливном двигателе на максимальную температуру и давление цикла

Проведем сравнение индикаторных диаграмм в P-V координатах для обоих рассматриваемых топлив (рисунок 21 – 25). Из представленных рисунков видно, что максимальное давление на частотах вращения с 840 до 5000 мин⁻¹ больше при работе на компримированном природном газе. Это связано с ограничением наполнения из-за угрозы детонации при работе на бензине.

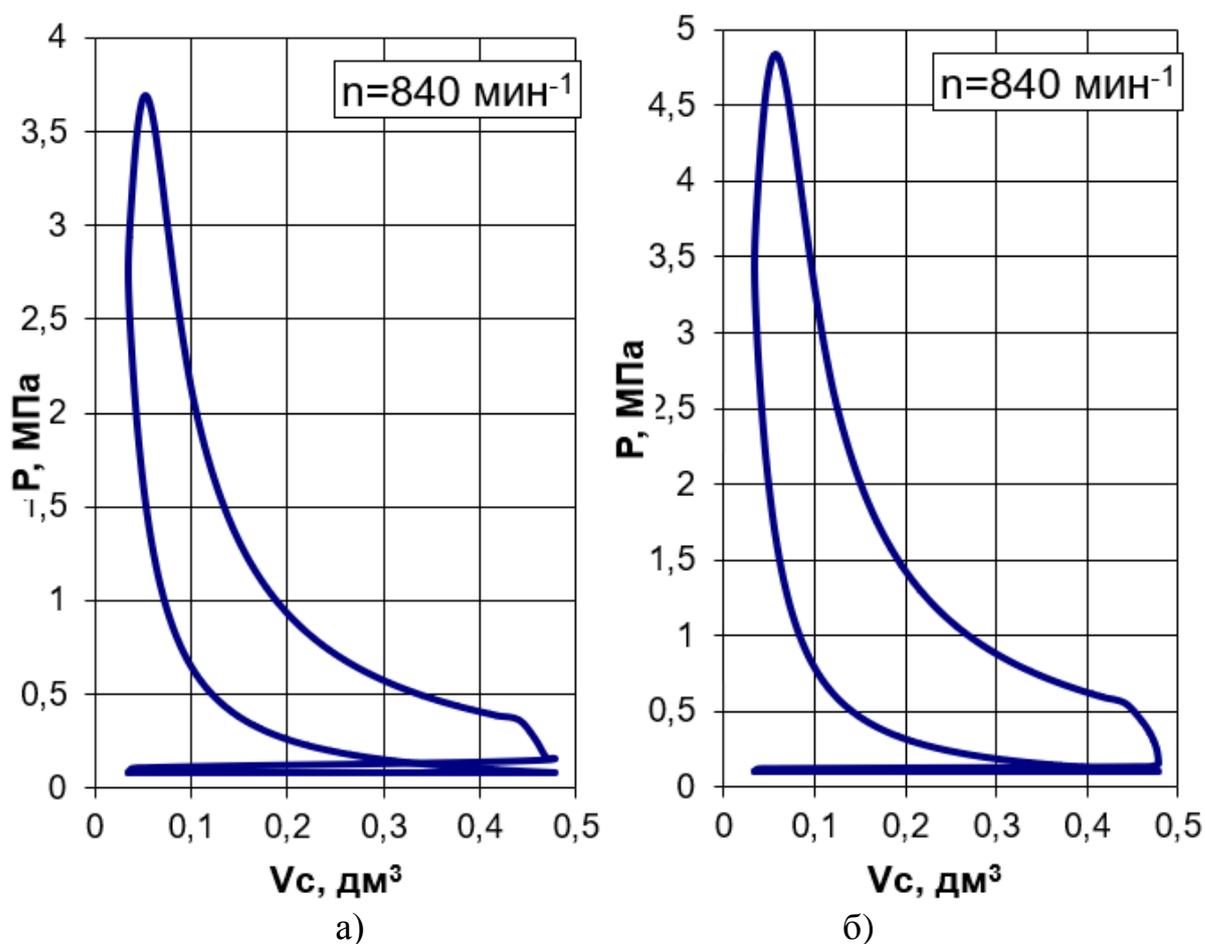


Рисунок 21 – Индикаторные диаграммы в P-V координатах для скоростного режима 840 мин⁻¹: (а) бензин; (б) компримированный природный газ

Разница в максимальных значениях давления максимальна при частотах вращения 2000 мин^{-1} , на минимальной частоте вращения имеются газодинамические потери при работе на газе, что снижает разницу по сравнению с работой на бензине (рисунок 22). А с увеличением частоты вращения более 2000 мин^{-1} снижается степень дросселирования при работе на бензине, что приводит к росту индикаторного давления.

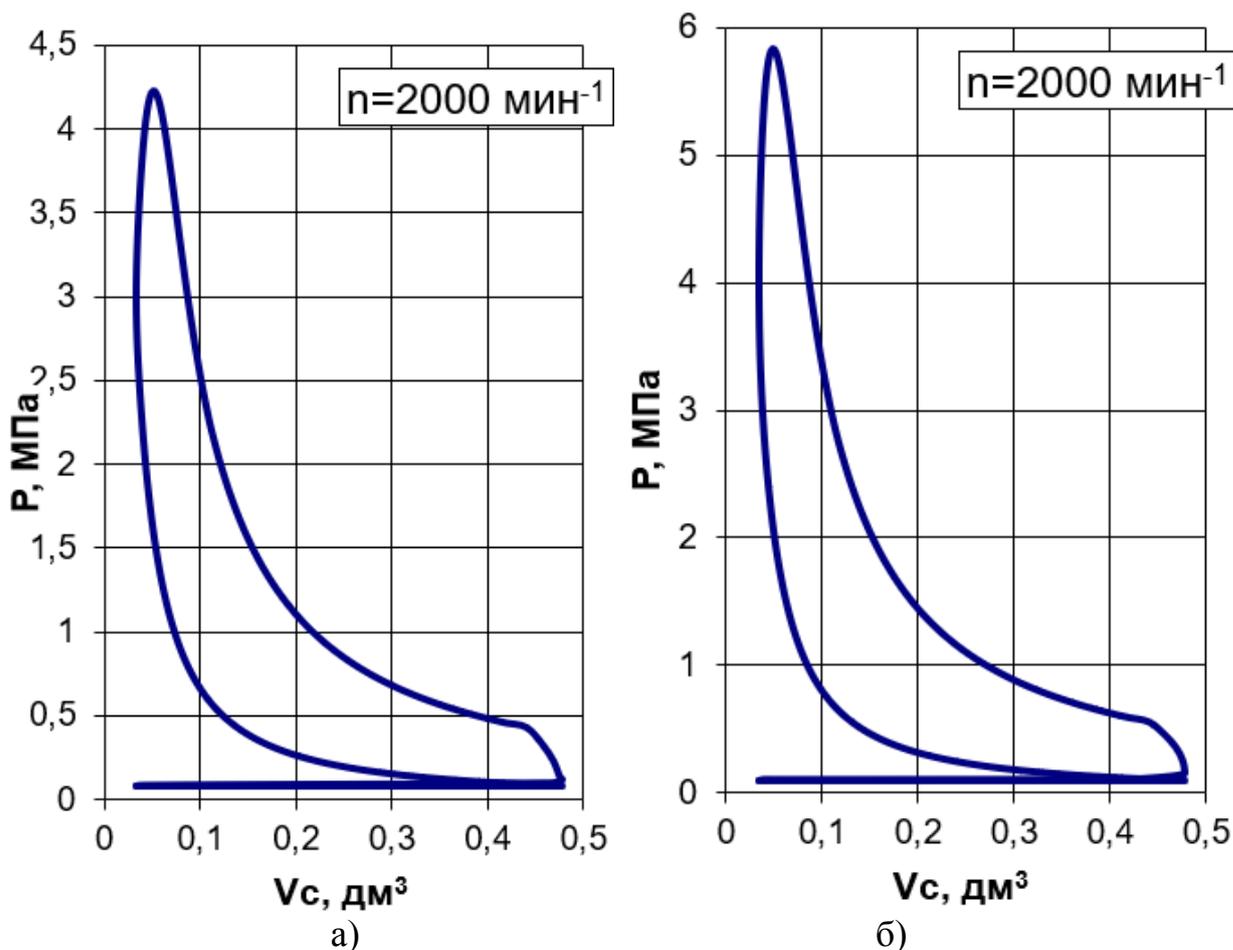


Рисунок 22 – Индикаторные диаграммы в P-V координатах для скоростного режима 2000 мин^{-1} : (а) бензин; (б) компримированный природный газ

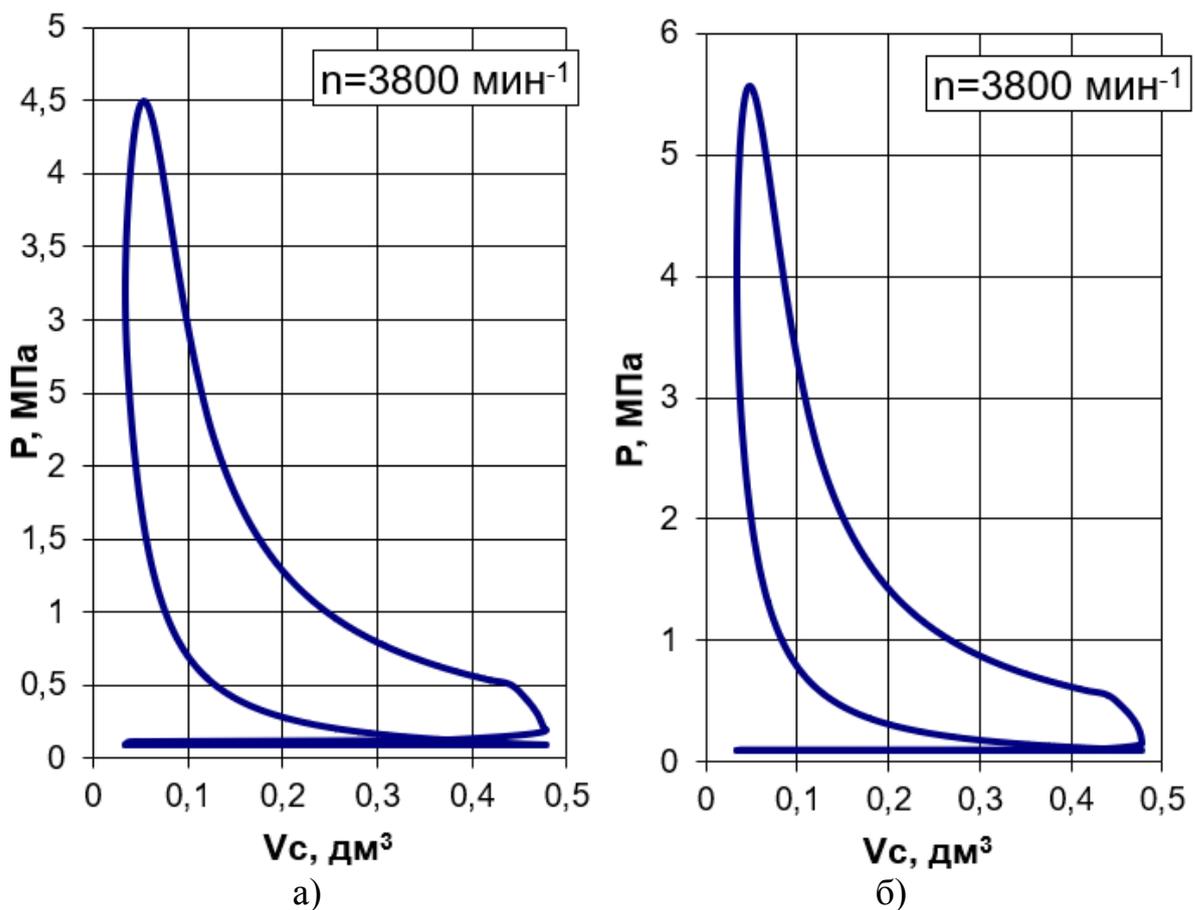


Рисунок 23 – Индикаторные диаграммы в P - V координатах для скоростного режима 3800 мин^{-1} : (а) бензин; (б) компримированный природный газ

В связи с тем, что при работе на бензине с увеличением частоты вращения дроссельная заслонка открывается больше, то и индикаторное давление тоже увеличивается. А в случае с работой на компримированном природном газе с увеличением частоты вращения (рисунок 24) увеличивается продолжительность сгорания, а это приводит к снижению термодинамической эффективности рабочего процесса, что и отражается на снижении индикаторного КПД и индикаторного давления с ростом частоты вращения. Максимальным индикаторное давление при работе на природном газе достигается на частотах вращения 2000 мин^{-1} , что соответствует максимальному наполнению цилиндра.

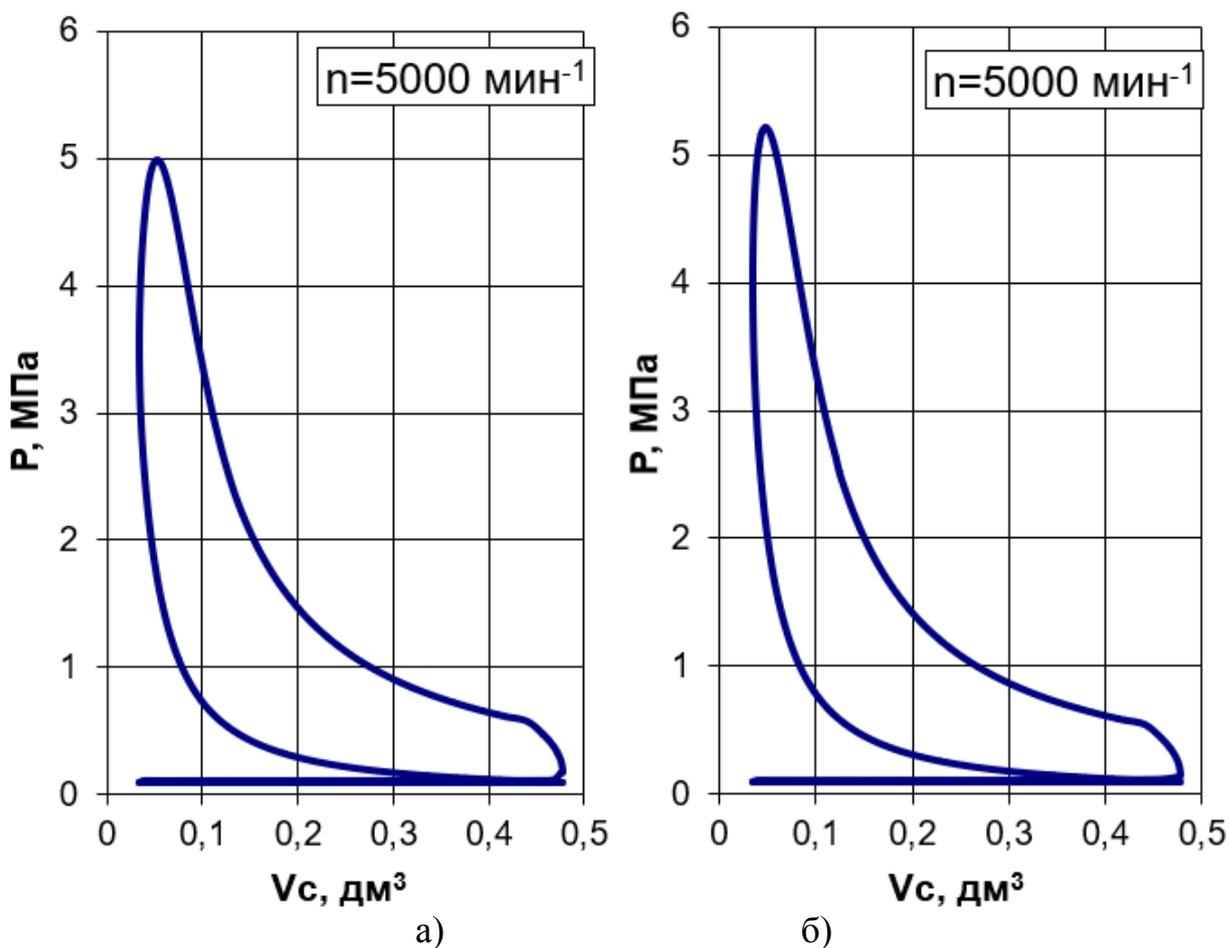


Рисунок 24 – Индикаторные диаграммы в P-V координатах для скоростного режима 5000 мин^{-1} : (а) бензин; (б) компримированный природный газ

Как вариант эффективной работы двигателя, это пуск двигателя на бензине, переход на газовое топливо, работа на компримированном природном газе до частоты вращения 5000 мин^{-1} , а затем переход на мощностной режим работы при высоких оборотах на бензине. Эффективность применения бензина на высоких частотах вращения наглядно иллюстрируют графики на рисунке 25. Где видно на сколько более эффективно сгорает бензин на высоких оборотах двигателя.

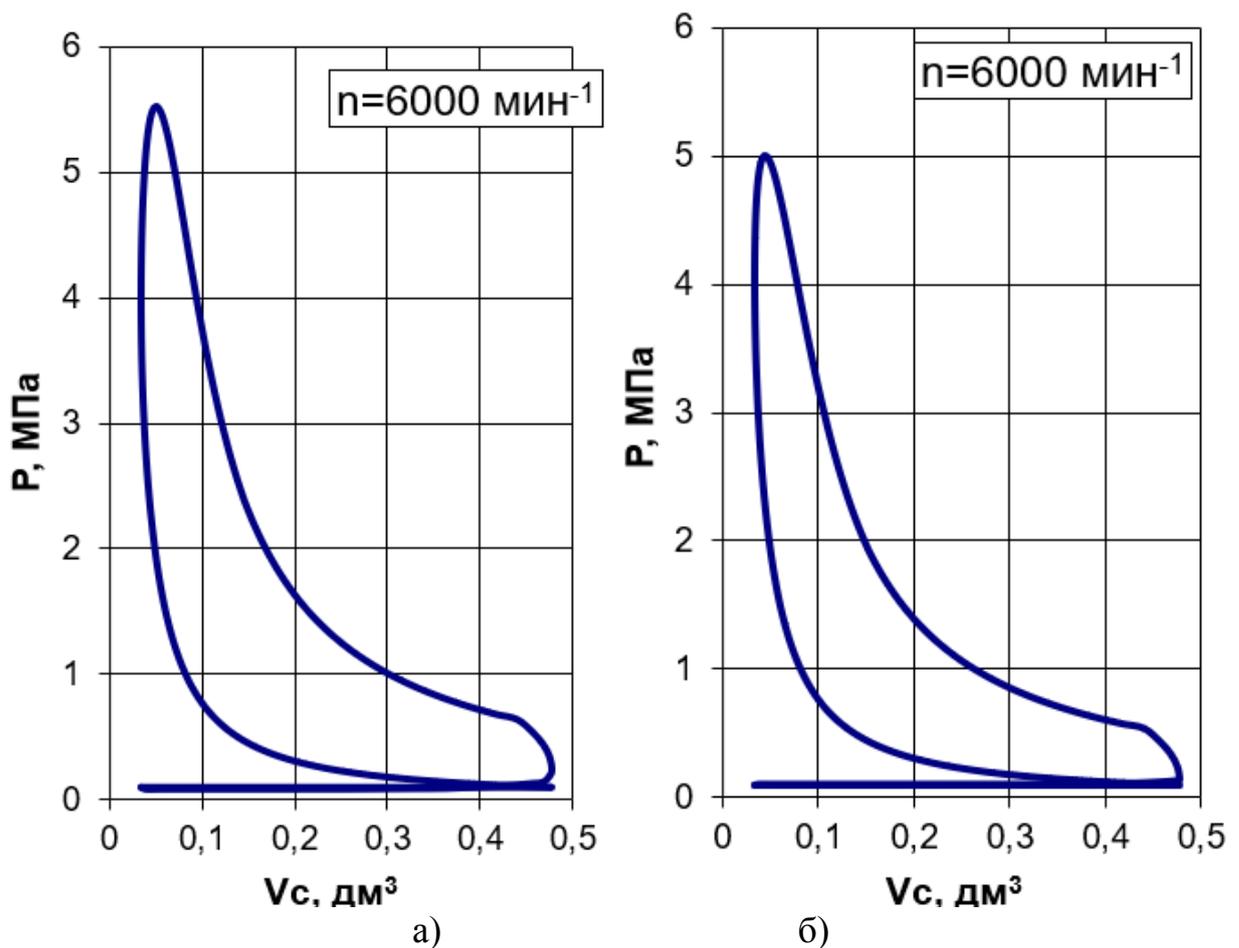


Рисунок 25 – Индикаторные диаграммы в P-V координатах для скоростного режима 6000 мин^{-1} : (а) бензин; (б) компримированный природный газ

Для оценки токсичности проведем сравнение изменения температуры в процессе сгорания (рисунок 26 – 30). Проводя анализ средней температуры в цилиндре двигателя во время сгорания по рисункам 26 – 30, можно отметить, что максимальная температура соответствует рабочему процессу при работе на бензиновом топливе, а минимальная при работе на природном газе. Более высокая температура сгорания свидетельствует о большей скорости тепловыделения и большей полноте сгорания, что сказывается на снижении доли объемных углеводородов, по сравнению с работой при степени сжатия 10,5. Природный газ создает меньшую пленку пристеночных и замороженных углеводородов, но при этом имеет несколько худшую полноту сгорания по объемным углеводородам, по сравнению с работой на бензине.

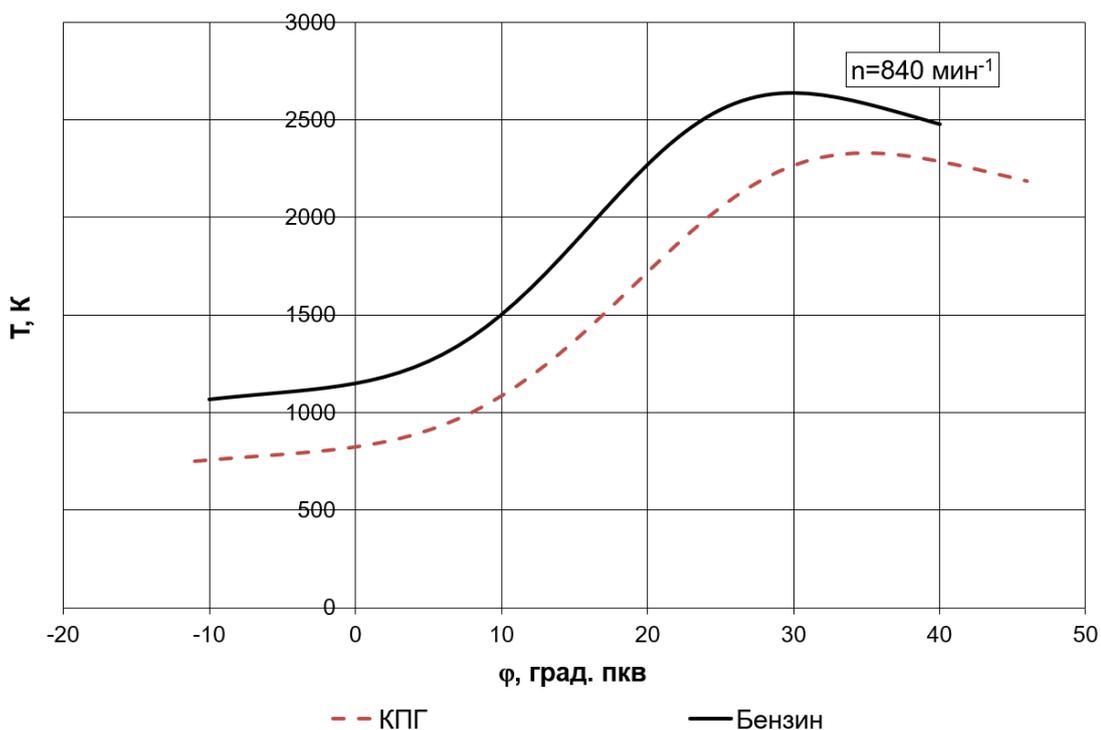


Рисунок 26 – Средняя температура в цилиндре двигателя во время сгорания для скоростного режима 840 мин⁻¹

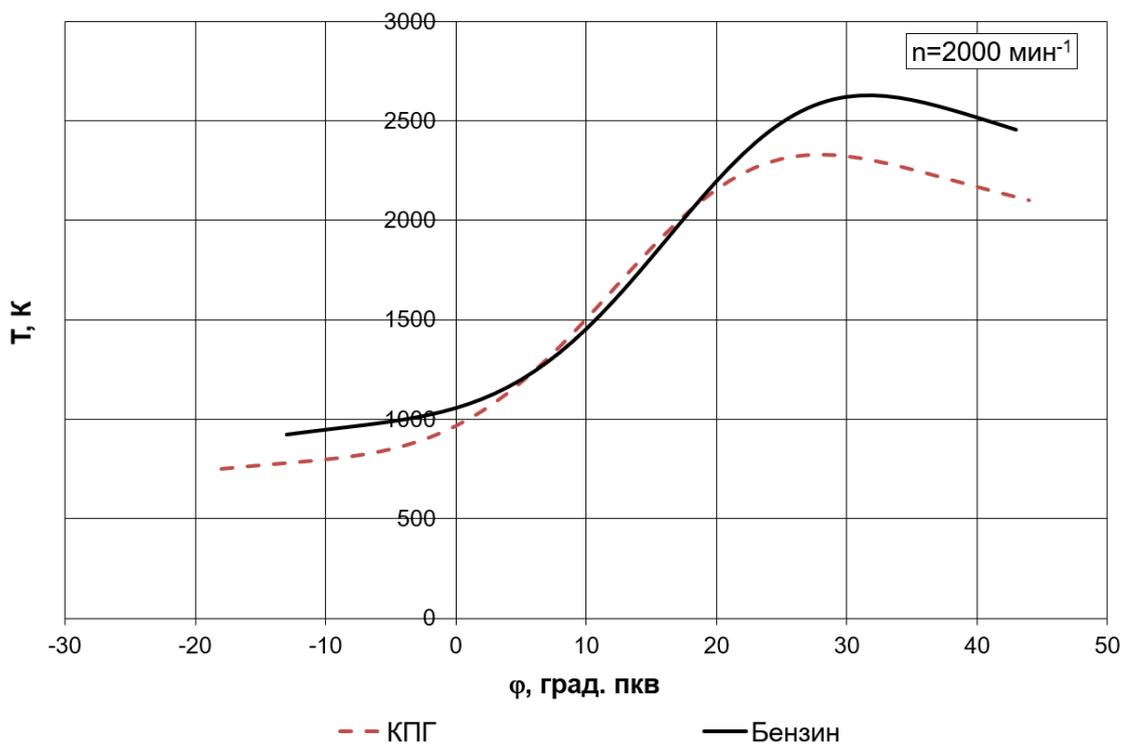


Рисунок 27 – Средняя температура в цилиндре двигателя во время сгорания для скоростного режима 2000 мин⁻¹

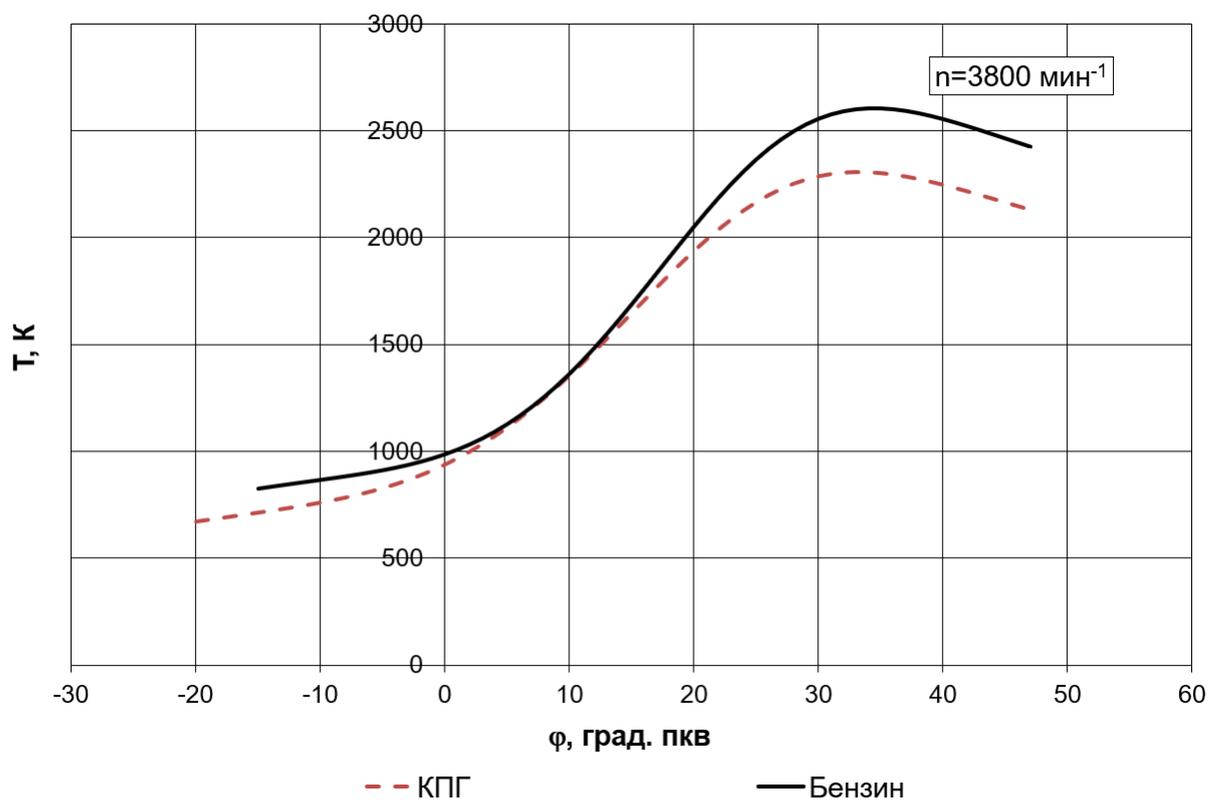


Рисунок 28 – Средняя температура в цилиндре двигателя во время сгорания для скоростного режима 3800 мин⁻¹

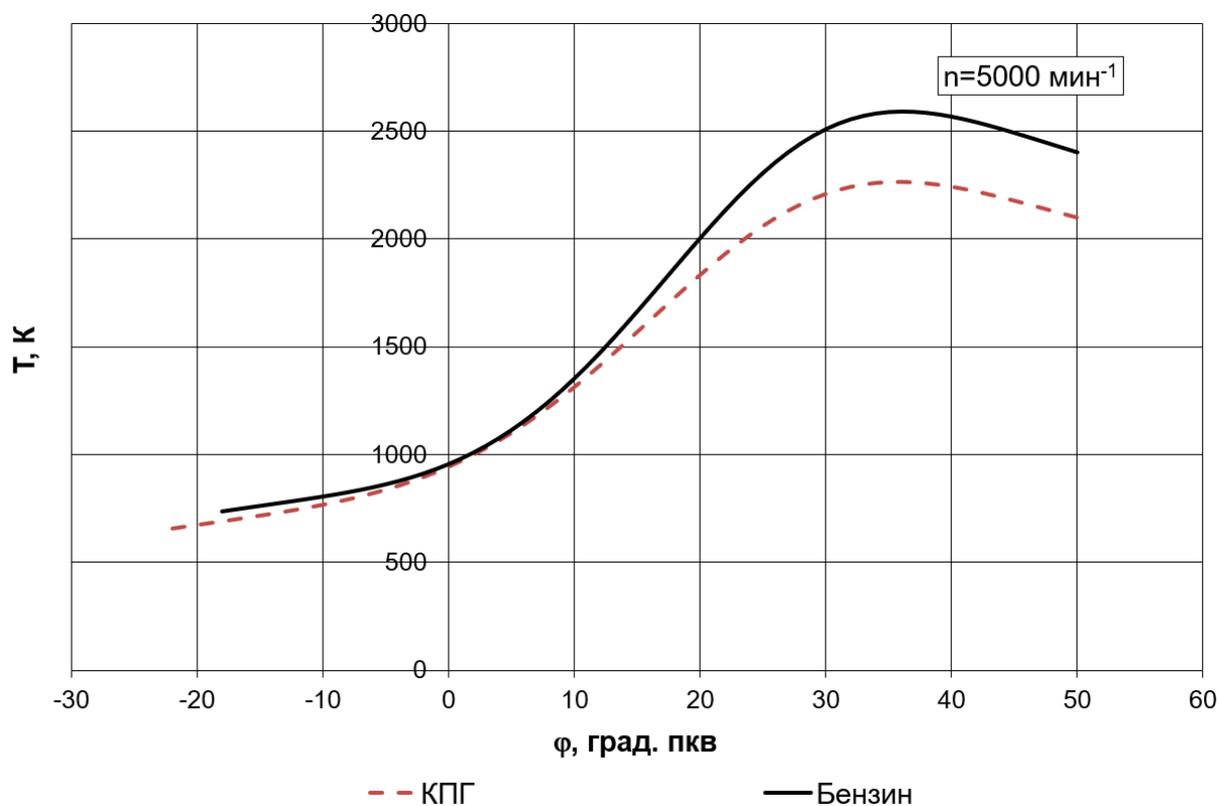


Рисунок 29 – Средняя температура в цилиндре двигателя во время сгорания для скоростного режима 5000 мин⁻¹

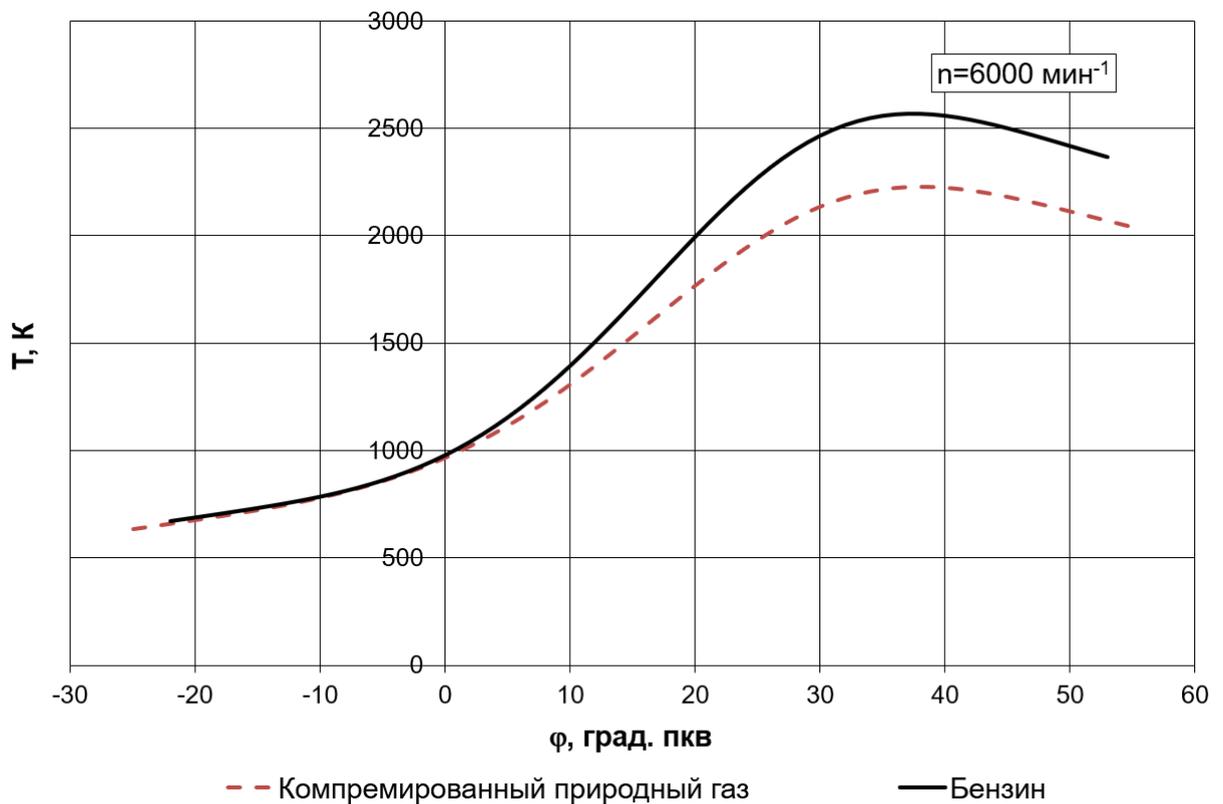


Рисунок 30 – Средняя температура в цилиндре двигателя во время сгорания для скоростного режима 6000 мин⁻¹

Большие значения температуры при работе на бензине соответствуют большей скорости тепловыделения и, следовательно, большей эффективности цикла. Проводя оценку индикаторных показателей на токсичность двигателя, следует отметить большую токсичность по оксидам азота при работе на бензине, это связано в первую очередь с большими значениями максимальной температуры, а следовательно, по модели Зельдовича и с большим содержанием термических оксидов азота в отработавших газах.

4.2 Влияния вида топлива в двухтопливном двигателе на эффективные показатели цикла

Проводить анализ эффективных показателей работы двигателя правильнее всего по графическому изображению внешней скоростной

характеристики (рисунки 31 – 32). Для бензинового топлива наглядно видно (рисунок 31), наличие максимума крутящего момента для частоты вращения 6000 мин⁻¹. Это показывает улучшение наполнения цилиндра с увеличением частоты вращения. Подобно изменяется и характеристика мощности и удельного эффективного расхода топлива.

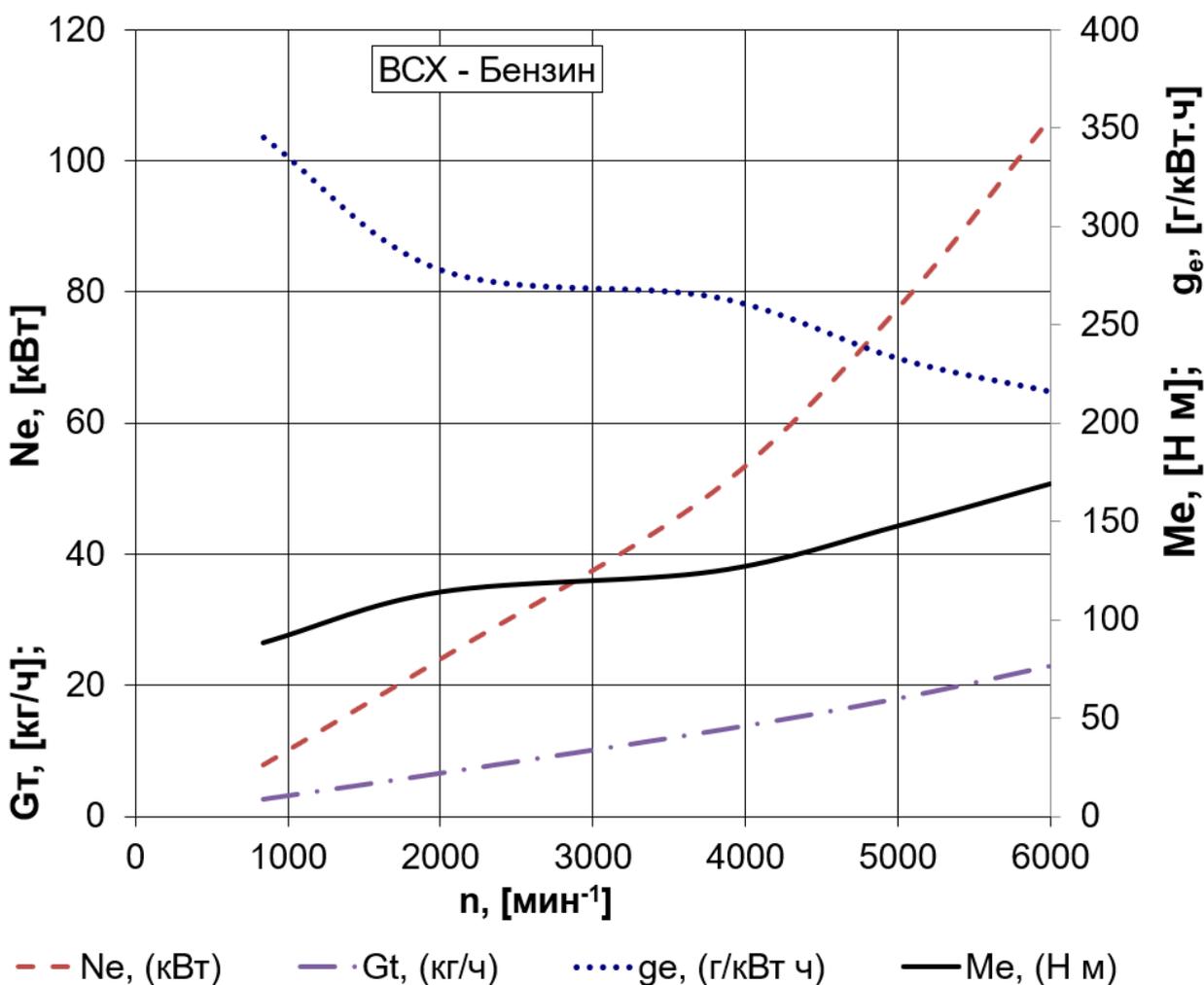


Рисунок 31 – Внешняя скоростная характеристика двигателя с искровым зажиганием при работе на бензине

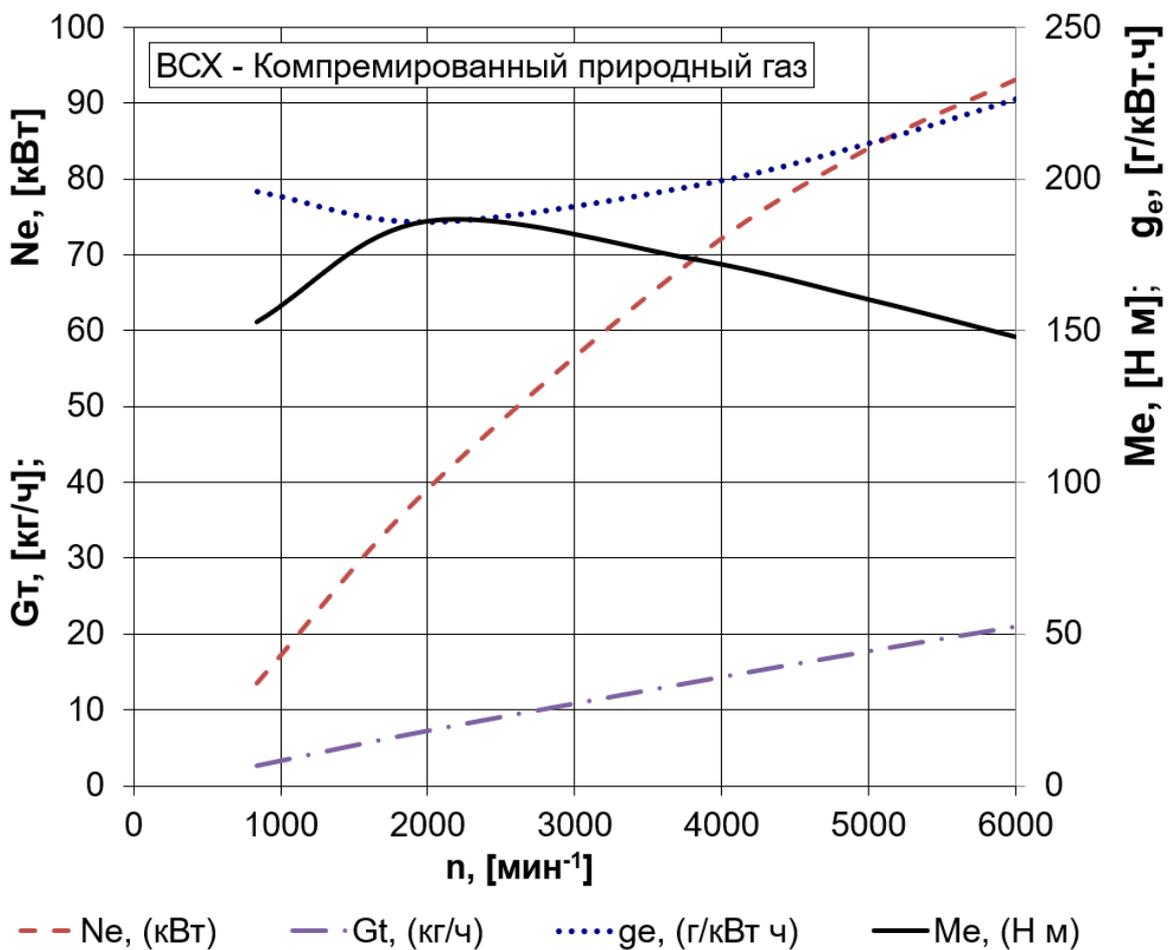
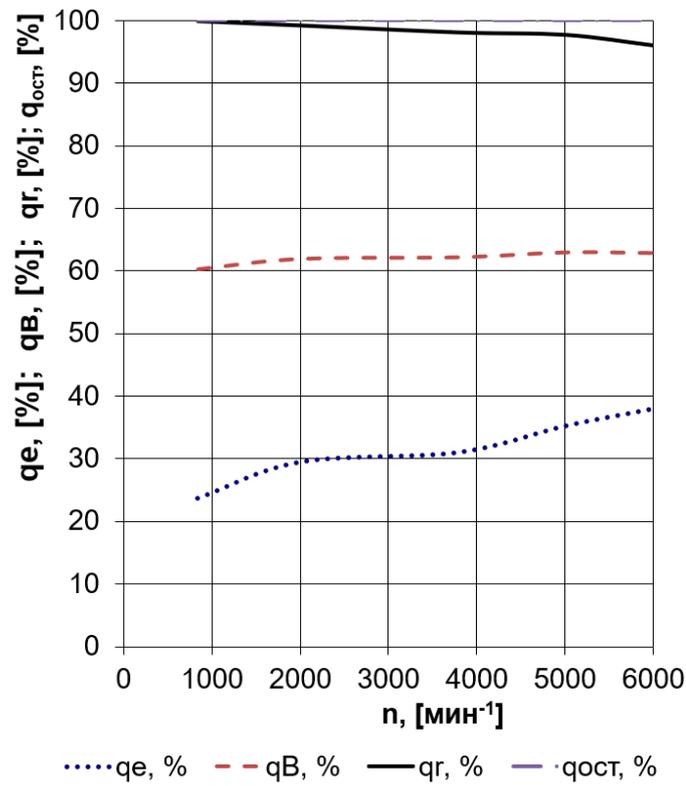


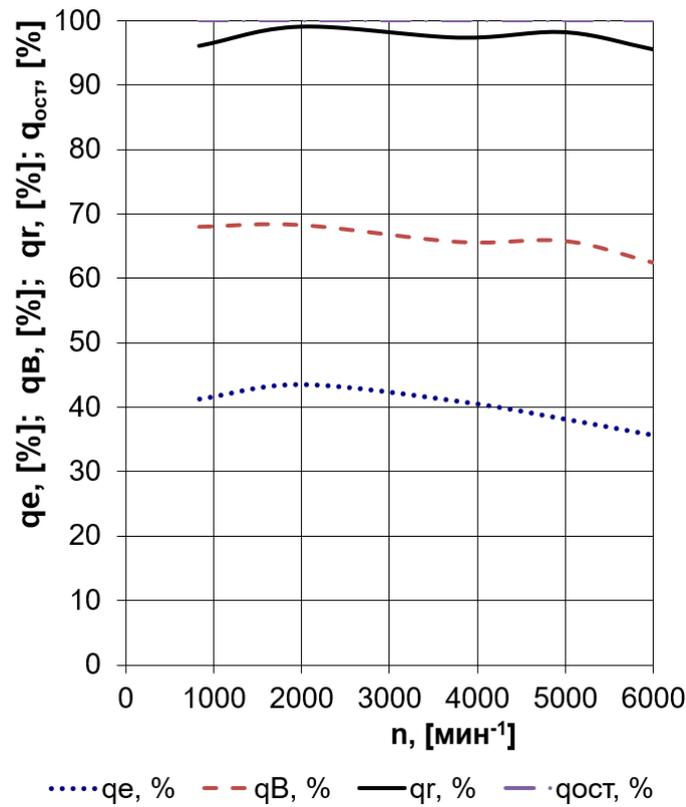
Рисунок 32 – Внешняя скоростная характеристика двигателя при работе на компримированном природном газе

Из графика внешней скоростной характеристики при работе на компримированном природном газе видно наличие высоких крутящих моментов на частотах вращения около 2000 мин^{-1} . До частоты вращения 5000 мин^{-1} крутящий момент выше при работе на газовом топливе, а при дальнейшем повышении частоты вращения более эффективным становится рабочий процесс на бензине.

Наглядно распределение тепловых потерь хорошо иллюстрируют графики внешнего теплового баланса (рисунок 33). На графиках отчетливо видно увеличение доли тепла отданного в систему охлаждения при работе при низких частотах на бензине. Также при работе на обоих топливах (бензин и КПГ) наблюдается заметная доля неучтенных потерь теплоты до 6% на высоких частотах вращения.



а)



б)

Рисунок 33 – Внешний тепловой баланс:
 (а) бензин; (б) компримированный природный газ

Как в начале данной работы и говорили, о необходимости оценки степени дросселирования на без детонационную работу. Эта оценка частично представлена на рисунке 34 где приведена характеристика наполнения цилиндров при работе на бензине и сжатом природном газе.

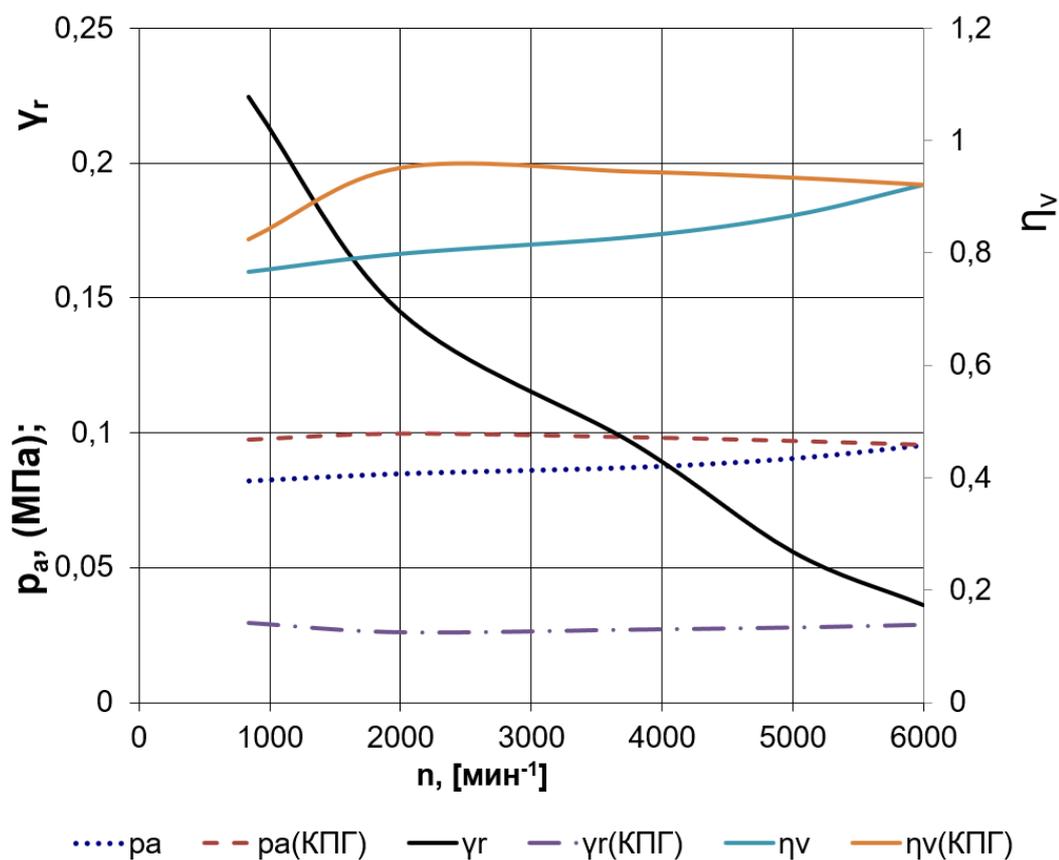


Рисунок 34 – Характеристика наполнения цилиндров при работе на бензине и сжатом природном газе

Из анализа литературы известно, что для без детонационной работы двигателя на высокооктановых бензинах (Аи-95 и выше) требуется соблюдение ряд правил, а именно: ограничение максимальной температуры цикла (у нас максимальная температура не превышает 2600 К), сокращение времени на образование гидроксильных радикалов (эффективная работа на бензине осуществляется при частотах вращения выше 5000 мин⁻¹), недопущение образования перегретых участков в камере сгорания (повышенные требования к температуре охлаждающей жидкости, и работа при средних температурах сгорания). Эти все требования выполнены, так на рисунке 34

видно, как изменяется коэффициент остаточных газов и давление на впуске с увеличением оборотов при работе на бензине.

Выводы по 4-му разделу

Проведенный анализ показал, что для эффективной работы в условиях двухтопливного цикла, является комбинированный режим работы. А именно как вариант эффективной работы двигателя, это пуск двигателя на бензине, переход на газовое топливо, работа на компримированном природном газе до частоты вращения 5000 мин^{-1} , а затем переход на мощностной режим работы при высоких оборотах на бензине. Таким образом достигается значительная экономичность двигателя при работе на частотах вращения до 5000 мин^{-1} , повышение эффективности при снижении стоимости топлива может принести до 20% выгоды. При этом на данном диапазоне сохраняются мощностные показатели работа. А при увеличении частоты вращения до 6000 мин^{-1} и переходе на бензин обеспечивается 18% увеличение мощности двигателя по сравнению с базовым работающим при степени сжатия 10,5.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В бакалаврской работе проведен анализ влияния газового топлива на рабочий процесс двухтопливного ДВС. Получены основные выводы по работе:

1. Применение сжатого природного газа для серийных автомобилей является большой проблемой для автопроизводителей, так как условия эффективного сгорания природного газа и бензина в двигателе с искровым зажиганием значительно отличаются, а именно:
 - Октановое число и следовательно допустимая степень сжатия отличаются на несколько единиц, так в среднем степень сжатия бензинового двигателя составляет 11-12, а для двигателя на сжатом природном газе 14-16, что является существенной разницей при организации рабочего процесса.
 - Холодный пуск на газовом топливе требует системы подогрева газа.
 - В настоящее время использование автомобилей, полностью конвертированных на газ затруднено малым количеством автогазозаправочных станций.
 - Природный газ снижает наполняемость цилиндра, что ведет к снижению мощностных показателей работы двигателя.
2. Тепловой расчет показал, что для эффективного использования природного газа требуется повысить степень сжатия, что приводит к необходимости организовывать дросселирование при работе на бензине при низких частотах вращения. Но на высоких частотах вращения при работе на бензине при повышенной степени сжатия обеспечивается прирост мощности на 12% по сравнению с базовой конструкцией.
3. По результатам динамического расчета получено, что переход двигателя с жидкого топлива на альтернативное газовое топливо, а именно на компримированный природный газ привёл к сохранению общей

величины нагрузок по сравнению с двигателем при обычной степени сжатия (10,5). Но в тоже время если учитывать возможности работы двигателя на бензине, то повышение степени сжатия с 10,5 до 14 привело к увеличению величины нагрузок в среднем на 10-12% при работе на максимальных частотах вращения коленчатого вала.

4. Проведенный анализ показал, что для эффективной работы в условиях двухтопливного цикла, является комбинированный режим работы. А именно как вариант эффективной работы двигателя, это пуск двигателя на бензине, переход на газовое топливо, работа на сжатом природном газе до частоты вращения 5000 мин^{-1} , а затем переход на мощностной режим работы при высоких оборотах на бензине. Таким образом достигается значительная экономичность двигателя при работе на частотах вращения до 5000 мин^{-1} .

Выводы по 1-му разделу

Применение сжатого природного газа для серийных автомобилей является большой проблемой для автопроизводителей, так как условия эффективного сгорания природного газа и бензина в двигателе с искровым зажиганием значительно отличаются, а именно:

- Октановое число и следовательно допустимая степень сжатия отличаются на несколько единиц, так в среднем степень сжатия бензинового двигателя составляет 11-12, а для двигателя на сжатом природном газе 14-16, что является существенной разницей при организации рабочего процесса.
- Холодный пуск на газовом топливе требует системы подогрева газа.
- В настоящее время использование автомобилей, полностью конвертированных на газ затруднено малым количеством автогазозаправочных станций.
- Природный газ снижает наполняемость цилиндра, что ведет к снижению мощностных показателей работы двигателя.

Выводы по 2-му разделу

Тепловой расчет показал значительное влияние вида топлива на мощностные и экономические характеристики работы. Получено, что для эффективного использования природного газа требуется повысить степень сжатия, что приводит к необходимости организовывать дросселирование при работе на бензине при низких частотах вращения. Но на высоких частотах вращения при работе на бензине при повышенной степени сжатия обеспечивается прирост мощности на 12% по сравнению с базовой конструкцией. Для КПП увеличение степени сжатия позволяет сохранить мощностные характеристики.

Выводы по 3-му разделу

Как мы видим переход двигателя с жидкого топлива на альтернативное газовое топливо, а именно на сжатый природный газ привело к сохранению общей величины нагрузок по сравнению с двигателем при обычной степени сжатия (10,5). Но в тоже время если учитывать возможности работы двигателя на бензине, то повышение степени сжатия с 10,5 до 14 привело к увеличению величины нагрузок в среднем на 10-12% при работе на максимальных частотах вращения коленчатого вала.

Выводы по 4-му разделу

Проведенный анализ показал, что для эффективной работы в условиях двухтопливного цикла, является комбинированный режим работы. А именно как вариант эффективной работы двигателя, это пуск двигателя на бензине, переход на газовое топливо, работа на сжатом природном газе до частоты вращения 5000 мин^{-1} , а затем переход на мощный режим работы при высоких оборотах на бензине. Таким образом достигается значительная экономичность двигателя при работе на частотах вращения до 5000 мин^{-1} , повышение эффективности при снижении стоимости топлива может принести до 20% выгоды. При этом на данном диапазоне сохраняются мощностные показатели работа. А при увеличении частоты вращения до 6000 мин^{-1} и переходе на бензин обеспечивается 18% увеличение мощности двигателя по сравнению с базовым работающим при степени сжатия 10,5.

СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Akmandor, I.S. Novel Thermodynamic Cycle / I.S. Akmandor, N. Ersöz// PTC, WO, 2004. 022919 AI. (March 18th 2004)
2. Ameri M., Kiaahmadi F., Khanaki M. Comparative analysis of the performance of a dual-fuel internal combustion engine for CNG and gasoline fuels. - Journal of Power Technologies, year 2012, pp. 214–226.
3. Baumeister, T. Mark's Standard Handbook for M. Engineer / T Baumeister // McGraw- Hill Inc., New York, 1966.
4. Beran, R. Entwicklung des H17/24G - Dem erstenkoreanischen Gasmotor / R. Beran, T. Baufeld, H. Philipp, J. T. Kim, J. S. Kim // in: 11. Tagung Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors. Graz. 2007
5. Bonnevie-Svendsen, A. Double-Vibe-Model for heat release in lean burn gas engines with prechamber ignition /A. Bonnevie-Svendsen, K. Boulouchos, Ch. Lämmle, I. Vlakos // in: 6. Dessauer Gasmotoren-Konferenz. Dessau-Roßlau. 2009
6. Carbot-Rojas, D. A survey on modeling, biofuels, control and supervision systems applied in internal combustion engines /D.A. Carbot-Rojas , R.F. Escobar-Jiménez, J.F. Gómez-Aguilar, A.C. Téllez-Anguiano // Instituto Tecnológico de Morelia, Morelia, Michoacán, CP 58120, Mexico 2017-PP.21-26
7. Clarke, J. M. Thermodynamic Cycle Requirements for Very High Rotational Efficiencies / J. M. Clarke // J. Mech. Eng. Sci. 1974
8. Fuller, D.D. Theory and Practice of Lubrication for Engineers / D.D. Fuller // John Wiley & Sons Inc., New York, 1966
9. Haywood, R.W. A Critical Review of Theorems of Thermodynamics Availability // R.W. Haywood / J. Mech. Eng. Sci. vol.16 MIT Press, 1970.
10. Huan, L. Study of air fuel ratio on engine performance of direct injection hydrogen fueled engine / L. Huan //Faculty of Mechanical Engineering,

Universiti Malaysia Pahang, 26600 Pekan, Pahang, Malaysia 2016-PP.13-21

11. Knop, V. Modeling of combustion and nitrogen oxide formation in hydrogen-fuelled internal combustion engines within a 3D CFD code / V. Knop, A. Benkenida, S. Jay, O. Colin // International Journal of Hydrogen Energy -2008.
12. Polasek, M. Application of advanced simulation methods and their combination with experiments to modeling of hydrogen fueled engine emission potentials / M. Polasek, J. Macek, M. Takats, O. Vitek // SAE. - 2002. - №2002-01-0373.
13. Renegar, D.C. The Quasiturbine / D.C. Renegar // USA Patent No:6629065 September 12th 2003
14. Rory, R. D. The Ball Piston Engine: A New Concept in High Efficient Power Machines / R. D. Rory // Convergence Eng. Corporation.
15. Stephen, R. T. An Introduction to Combustion / R.T. Stephen // McGraw-Hill Series in Mech. Eng. 1996.
16. Thomasson, A. Co-Surge in Bi-Turbo Engines - Measurements, Analysis and Control / Thomasson A, Eriksson L. // Control Engineering Practice, (32) 2014, 113-122. <http://dx.doi.org/10.1016/j.conengprac.2014.08.001>
Copyright: Elsevier
17. Verhelst, S. A critical review of experimental research on hydrogen fueled SI engines / S. Verhelst, R. Sierens, S. Verstraeten // SAE. - 2006. - №2006-01-0430.
18. Zurbriggen F. Diesel-minimal combustion control of a natural gas-diesel engine. - Institute for dynamic systems and control, year 2016, pp. 302–311.
19. ГОСТ 7.1-2003. Библиографическая запись. Общие требования и правила составления. – Москва: ИПК Изд-во стандартов, 2004. – 47 с.

20. Колчин, А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей / А.И. Колчин, В.П. Демидов // Учебное пособие для вузов – 2-е изд., перераб. и доп. – М: Высшая школа 1980. - с.496.
21. Крючков, В. Разбираем новый 1,8-литровый двигатель 21179 [Электронный ресурс]: В. Крючков / Интернет издание «За рулем.рф». - автомобильный журн. — Москва: 1998-2016. – Режим доступа: <http://www.zr.ru/content/articles/834887-novyj-18-litrovyj-dvigatel-vaz-21179>(дата обращения 29.05.18)
22. Макаренко Н.В. Мастеру об охране труда / Н.В. Макаренко // «Машиностроение» - Москва: 1990. - 128 с.
23. Орлин А.С., Круглов М.Г. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей. – М.: «Машиностроение», 1983.
24. Сидоров В.В. Положение о Мастере основного производственного цеха / В.В. Сидоров // ОАО АвтоВаз– Тольятти: 2003.
25. Смоленский, В.В. Автомобильные двигатели: курс лекций /В.В. Смоленский. – Тольятти: ТГУ, 2009. – 183 с.