

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 Оценка эффективности добавки водорода к природному газу в ДВС с искровым
зажиганием

Студент

Ш.Ш. Ибрагимов

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Руководитель

к.т.н., доцент В.В. Смоленский

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

Тольятти 2021

АННОТАЦИЯ

Переход на газовое топливо с большей эффективностью процесса сгорания является актуальной задачей проводимых исследований. Применение добавки водорода в компримированный природный газ позволяет расширить возможности эффективного сгорания и снизить токсичность отработавших газов.

Поэтому в данном бакалаврской работе представлены результаты проектирования газопоршневого ДВС с добавкой водорода в основное топливо, сжатый природный газ, для повышения эффективности процесса сгорания.

Цель работы выявить возможности эффективного применения добавок водорода к компримированному природному газу в двигателях с искровым зажиганием.

Пояснительная записка состоит из аннотации, введения, 4 разделов, заключения с основными результатами и выводами, содержит 35 рисунков, 13 таблиц, списка использованных источников (32 источников). Основной текст изложен на 60 страницах.

Графическая часть работы содержит 8 листов, из них 2 формата А0 и 6 формата А1 иллюстрирующих материал, представленный в пояснительной записке.

ABSTRACT

The transition to gas fuel with a higher efficiency of the combustion process is an urgent task of ongoing research. The use of hydrogen additives in compressed natural gas increases the efficiency of combustion and reduces the toxicity of exhaust gases.

Therefore, this bachelor's work presents the results of designing a gas-piston internal combustion engine with the addition of hydrogen to the main fuel, compressed natural gas, to increase the efficiency of the combustion process.

The aim of the work is to reveal the possibilities of effective application of hydrogen additives to compressed natural gas in spark ignition engines.

The explanatory note consists of an annotation, an introduction, 4 sections, a conclusion with the main results and conclusions, contains 35 figures, 13 tables, a list of sources used (32 sources). The main text is presented on 60 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 Метано-водородное топливо, его свойства и перспективы	7
1.1 Влияние добавки водорода на скорость сгорания	7
1.2 Влияние добавки водорода на стехиометрическое сгорание природного газа в ДВС с искровым зажиганием	9
1.3 Проблемы применения водорода в двигателях с искровым зажиганием	15
2 Тепловой расчет проектируемого двигателя	19
3 Кинематический и динамический расчет кривошипно-шатунного механизма двигателя	28
3.1 Кинематический расчет кривошипно-шатунного механизма двигателя	28
3.2 Динамический расчет кривошипно-шатунного механизма двигателя.....	30
4 Анализ влияния добавки водорода в компримированный природный газ на рабочий процесс ДВС	40
4.1 Влияния добавки водорода в компримированный природный газ на максимальную температуру и давление цикла	40
4.2 Влияния добавки водорода в компримированный природный газ на эффективные показатели цикла.....	47
Заключение	53
Список используемых источников.....	57

ВВЕДЕНИЕ

Под воздействием требований снижения потребления углеводородного топлива у дорожно-транспортного сектора возникают новые технологии трансмиссии в форме электрификации. Их потенциал и популярность среди населения могут быть увеличены в сочетании с расширителями диапазона в виде небольшого двигателя SI, работающего на сжатом природном газе. Необходимые изменения в энергетической системе для достижения глобальных климатических целей приведут к увеличению доли возобновляемых источников энергии, основным источником которых являются ветер и фотоэлектрические установки. Интеграция этих технологий является сложной задачей, поскольку их предложение сильно колеблется. В этом контексте газовые двигатели сохраняют свою актуальность. Одним из аспектов сжигания предварительно смешанного газа являются циклические колебания процесса горения, вызванные взаимодействием распространения огня с турбулентным полем. Эти колебания ограничивают оптимальную настройку двигателя и являются причиной выбросов несгоревших углеводородов. Обширные исследования показали положительный эффект добавления небольшого количества водорода при сжигании метана с точки зрения снижения циклической изменчивости и снижения выбросов двигателя.

Эффект добавления водорода к природному газу или метану, основным компонентам природного газа, широко изучался экспериментально в последние десятилетия. Ламинарное пламя было охарактеризовано численно и экспериментально в Halter et al. (2005); Ibas et al. (2006); Mandilas et al. (2007); Tahtouh et al. (2009); Fairweather et al. (2009); Hu et al. (2009a). Здесь общие результаты заключаются в том, что добавление водорода к метану приводит к увеличению скорости ламинарного пламени в результате большей доступности радикалов H, O и OH в зоне реакции. Hu et al. (2009b); Wang et al. (2009).

Добавление водорода также снижает изначально положительное число Маркштейна, следовательно, ламинарное пламя менее подвержено эффектам растяжения до содержания водорода в топливе 60 % по объему. После чего число Маркштейна обычно становится отрицательным. Сравнение различных химических механизмов с экспериментальными данными выявило потенциал механизма GRI 3.0 Smith et al. (2011), чтобы рассмотреть эффекты водорода при разумных вычислительных затратах, учитывая количество вовлеченных частиц (53) и реакций (325).

Отчеты о турбулентной скорости пламени при добавлении водорода были представлены, например, в Halter et al. (2005) с использованием турбулентной горелки типа Бунзена или в работе Mandilas et al. (2007); Fairweather и Woolley (2007) в сосуде с вентилятором. Сообщалось о значительном увеличении скорости турбулентного пламени при содержании водорода в топливе 10 % по объему и выше. Было обнаружено, что соотношение между турбулентной и ламинарной скоростью пламени при заданном u_0 лишь незначительно влияет на стехиометрические условия, тогда как увеличение отношения сообщалось для бедных смесей.

Обзор исследований влияния добавления водорода на работу двигателя внутреннего сгорания можно найти, например, в Акансу (2004). Повышенная скорость горения и без того небольшого количества H_2 в топливе позволяет уменьшить опережение искры и приближает пиковое повышение давления к верхней мертвой точке (ВМТ) Karim et al. (1996); Ларсен и Уоллес (1997); Shudo et al. (2000); Бауэр и Форест (2001); Kahraman et al. (2009); Dimopoulos et al. (2007), что привело к увеличению КПД двигателя. Удельные выбросы HC , CO и CO_2 сокращаются, с другой стороны, повышенные температуры сгорания приводят к увеличению выбросов NO_x . Karim et al. (1996); Ларсен и Уоллес (1997); Shudo et al. (2000); Бауэр и Форест (2001); Kahraman et al. (2009).

1 Метано-водородное топливо, его свойства и перспективы

1.1 Влияние добавки водорода на скорость сгорания

В первые годы разработки двигателей внутреннего сгорания водород не был «экзотическим» топливом, которым он является сегодня. Расщепление воды при электролизе было хорошо известным лабораторным явлением. В начале 1870-х годов Отто рассматривал различные виды топлива для своего двигателя внутреннего сгорания, в том числе водород. Он отверг бензин как слишком опасный. Более поздние разработки в области технологии сжигания сделали бензин более безопасным.

Большинство ранних экспериментов с двигателями были предназначены для сжигания различных газов, включая природный газ и пропан. Когда водород использовался в этих двигателях, он давал обратный эффект. Поскольку водород сгорает быстрее, чем другие виды топлива, топливно-воздушная смесь воспламенится во впускном коллекторе до того, как впускной клапан сможет закрыться. Впрыскиваемая вода управляла обратным пламенем. Водород давал меньше энергии, чем бензин с водой или без нее.

В 1924 году Рикардо провел первые систематические испытания двигателя на водороде. Он использовал одноцилиндровый двигатель и пробовал различные степени сжатия. При степени сжатия 7:1 двигатель достиг максимальной эффективности 43%. При степени сжатия 9,9:1 КПД составил 41,3% с диапазоном степени эквивалентности 0,58 – 0,80.

Расширенные пределы эффективного сгорания были получены в работах Karim et al. (1996); Raman et al. (1994); Das (1996); Dimopoulos et al. (2007), обычно определяемый критическим значением коэффициента вариации (COV) указанного среднего эффективного давления (IMEP), позволяет снизить уровень выбросов NO_x из двигателя. При низком

содержании водорода отличная стойкость к детонации метана не нарушается, хотя имеется более высокая реакционная способность водорода Karim et al. (1996). Был сделан вывод, что содержание водорода в топливе 20-25 % по объему Wang et al. (2007); Шреста и Карим (1999) приводят к оптимальному значению наблюдаемого повышения эффективности и предотвращения детонации. В Dimopoulos et al. (2007) сообщалось, что не следует ожидать дополнительного прироста после 15 % по объему H_2 для рассматриваемых условий эксплуатации при низкой нагрузке. Совсем недавно Ди Иорио и др. (2016) представили измерения в оптически доступном двигателе, подтверждающие сделанные выше наблюдения. Оптические данные показали также увеличение скорости распространения пламени в сочетании с более равномерным распространением добавленного водорода.

В работе Kosmadakis et al. (2015, 2016) была рассмотрена фиксированная доля водорода в топливе 10 и 30 % по объему. Для которой получено хорошее согласие с экспериментальными данными.

Замыкание скорости турбулентного пламени, обнаруженное Петерсом (1999), было расширено Эвальдом и Петерсом (2007), чтобы учесть переход к полностью развитому турбулентному пламени после искрового зажигания. Там скорость турбулентного пламени масштабируется отношением эффективной толщины щетки турбулентного пламени к толщине алгебраической щетки пламени, основанной на полностью развитом турбулентном пламени. Здесь вводится упрощенный подход к моделированию этого перехода и применяется закрытие скорости пламени по Дамкёхлеру (1940), которое было оценено для рассматриваемого двигателя для работы с изооктаном в Koch et al. (2016).

Ниже представлена структура моделирования вместе с рассматриваемыми подмоделями. Подмодели калибруются на основе контрольной рабочей точки, и представлены значения чувствительности. После калибровки найденная параметризация фиксируется для подмоделей, за исключением константы модели в замыкании скорости пламени, которую

необходимо перенастроить, чтобы учесть влияние водорода на скорость турбулентного пламени, помимо его влияния на скорость ламинарного пламени. Прогнозируемый усредненный по фазе цикл для развертки содержания водорода и для стехиометрической и бедной работы сравнивается с измерениями на испытательном стенде. Ускорение процесса горения при добавлении водорода обсуждается на основе анализа сгорания стехиометрической смеси.

1.2 Влияние добавки водорода на стехиометрическое сгорание природного газа в ДВС с искровым зажиганием

Сохраняя установленный ранее критический радиус пламени, была предпринята попытка изменения содержания водорода для 25 и 50 % по объему H_2 . Использование идентифицированного значения 3,5 для A , полученного при калибровке для чистого метана, привело к значительному занижению HRR. В ответ A должен был быть увеличен до значения 4 для обоих содержаний водорода, что, в свою очередь, показало отличное согласие с измерением, как показано на Рисунке 1. Примечательно, что раннее HRR эксперимента совпадает с численный прогноз для всего диапазона 0-50 % по объему H_2 без изменения параметризации.

На рисунке 2 массовая доля сгоревшего топлива для стехиометрического режима указана для всего содержания водорода в зависимости от угла поворота кривошипа относительно воспламенения. Это позволяет напрямую сравнивать различные рабочие точки, соответствующие разному времени зажигания. Можно видеть, что значительное ускорение процесса сгорания имеет место на ранней стадии сгорания, так что для сожженной 15% массовой доли топлива присутствует значительная часть разности фаз.

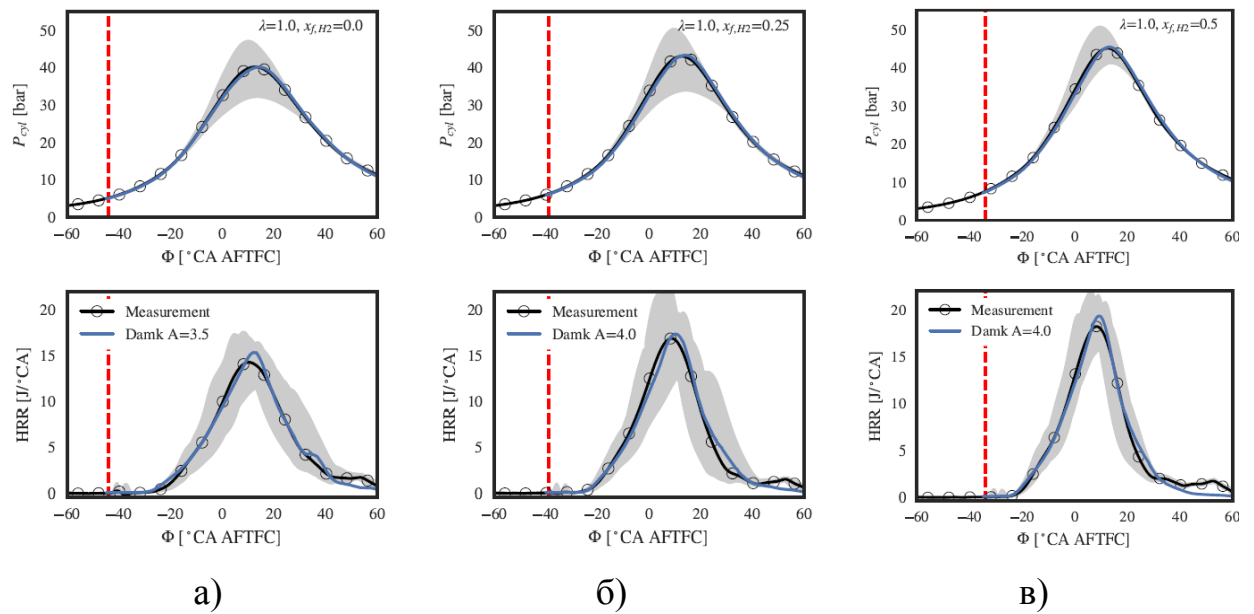


Рисунок 1 – Изменение содержания водорода для стехиометрического режима и фиксированных параметров моделирования: (а) $\alpha = 1$, объемная доля водорода $x_{f,H_2} = 0,0$; (б) $\alpha = 1$, объемная доля водорода $x_{f,H_2} = 0,25$; (в) $\alpha = 1$, объемная доля водорода $x_{f,H_2} = 0,5$

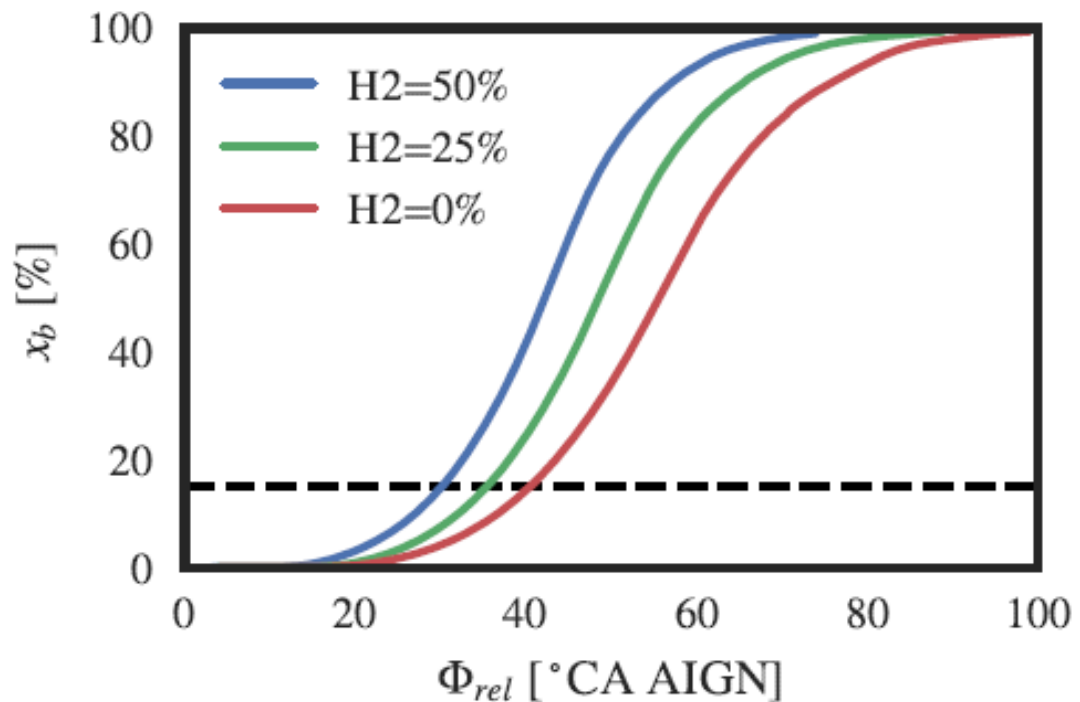


Рисунок 2 – Изменение содержания водорода для стехиометрического режима: процесс сгорания по сравнению с относительным углом поворота коленчатого вала после зажигания.

Чтобы еще больше облегчить сопоставимость различных рабочих точек, интересующие количества указаны относительно массовой доли сожженного топлива x_b . На рисунке 3 разница между 25 и 50 % по объему. Водорода по сравнению с эталонным режимом работы на чистом метане показана с точки зрения процесса сгорания. Пики разницы составляют около 40% массовой доли топлива, сожженной для контрольной точки, так что в этом случае добавление 25 % по объему. Водорода приведет к дополнительным 20% (т. е. всего 60%) сожженной массовой доле топлива, а при добавлении 25 % по объему. Водорода произойдет дополнительные 40 % по объему.

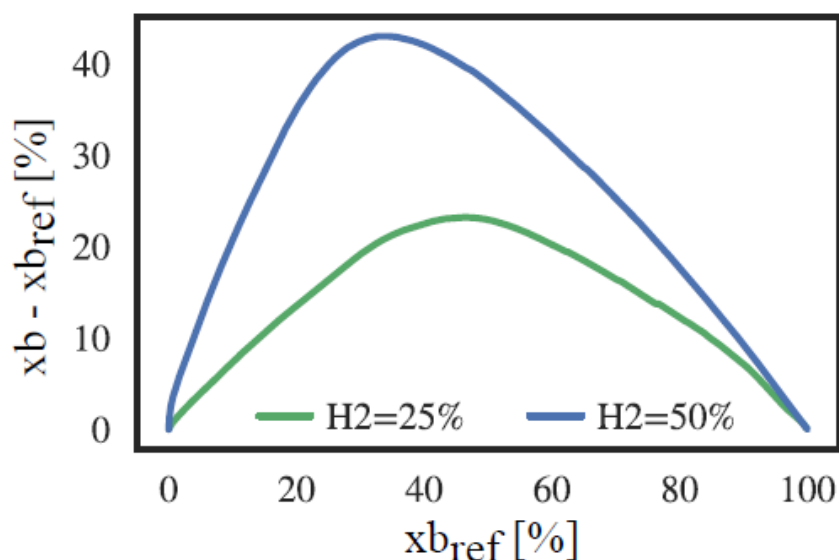


Рисунок 3 – Изменение содержания водорода для стехиометрического режима: разница в скорости горения по сравнению с эталонным режимом работы с чистым метаном.

На рисунке 4 сравнивается скорость ламинарного (пунктирная) и турбулентного (сплошного) пламени для добавления водорода по отношению к чистому метану в зависимости от процесса горения. Видно, что увеличение скорости пламени практически постоянно на протяжении всего процесса горения.

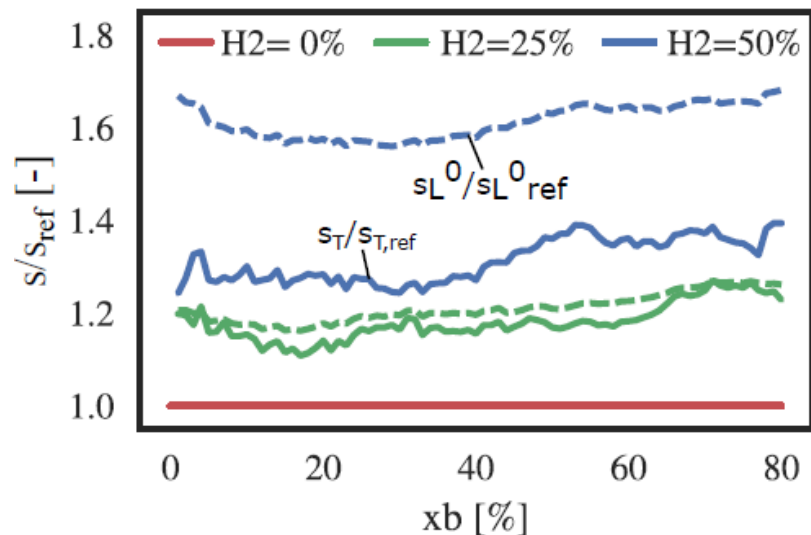


Рисунок 4 – Изменение содержания водорода для стехиометрического режима: ламинарная скорость пламени (пунктирная линия) и турбулентная скорость пламени (сплошная линия) относительно работы на чистом метане на фронте пламени в зависимости от степени горения.

Добавление водорода приводит к соотношению скорости ламинарного пламени примерно 1,2 и 1,7 для 25 и 50 % по объему. Водорода соответственно по сравнению с чистым метаном. Поскольку скорости пламени усреднены на фронте пламени для $0,05 < s < 0,15$, неявно учитываются такие эффекты, как повышенное давление и температура недожога для уменьшения опережения искры. Если посмотреть на скорость турбулентного пламени, то для 25 % по объему. Водорода скорость примерно соответствует значениям, наблюдаемым для ламинарной скорости пламени около 1,2, что также объясняется увеличением коэффициента скорости пламени A с 3,5 до 4. С другой стороны. При движении к 50 % по объему водорода увеличение скорости турбулентного пламени не так сильно, как для скорости ламинарного пламени, в результате того, что A больше не увеличивалось.

Изменение содержания водорода для стехиометрической работы дополнительно проиллюстрировано на рисунке 5, который показывает эволюцию фронта пламени для трех рабочих точек в пределах диаграммы Борги, расширенной Петерсом Петерсом (1999). Числа в процентах

указывают на массовую долю сожженного топлива. Если посмотреть на ранний пример процесса сгорания при сжигании 1% массовой доли топлива, добавление водорода приводит к меньшим масштабным отношениям скоростей из-за ранее сообщенного увеличения скорости ламинарного пламени, а также к немного более низким скоростям турбулентных флуктуаций u_0 , с которыми сталкивается пламя из-за уменьшения опережения искры и рассеивания турбулентной кинетической энергии.

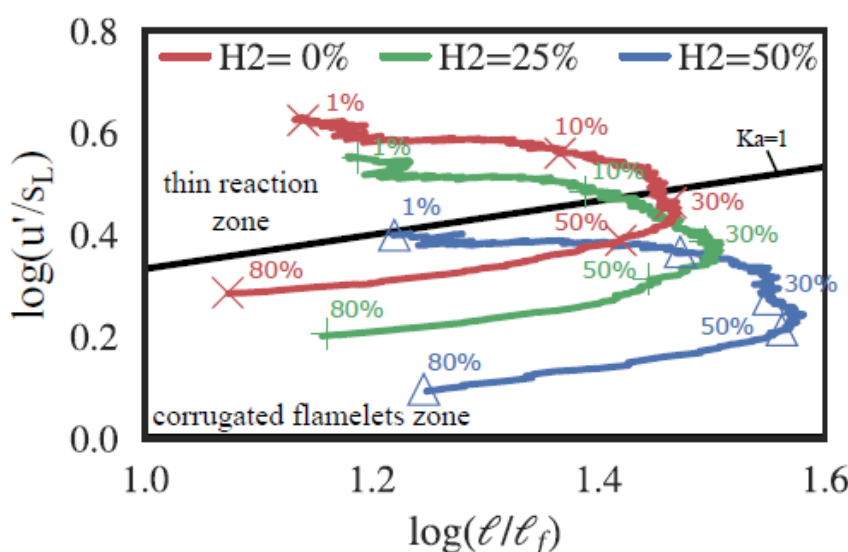
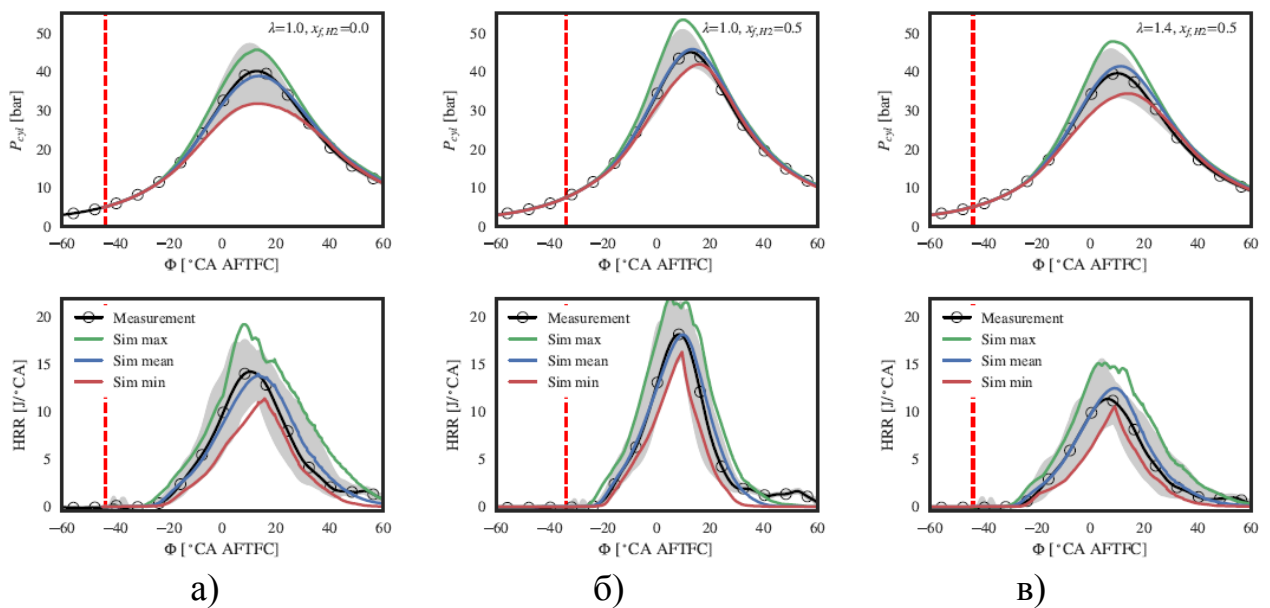


Рисунок 5 – Изменение содержания водорода для стехиометрического режима: деталь на диаграмме Борги.

Как следствие, ранняя стадия сгорания для 50 % по объему. Водорода расположена внутри гофрированных пламя, тогда как ранняя стадия для 0 и 25 % по объему. Водорода может находиться в тонкой зоне реакции. Масштаб турбулентной длины в режиме тонкой зоны реакции достаточно мал, чтобы проникнуть в зону предварительного нагрева, но недостаточно мал, чтобы взаимодействовать с зоной реакции, которая обычно на порядок меньше, чем зона предварительного нагрева. В режиме гофрированного пламени турбулентные вихри не способны проникнуть в структуру пламени. Следует иметь в виду, что граница между соответствующими режимами не такая резкая, как может предполагать диаграмма режимов, в частности, в

условиях высокоскоростных переходных процессов двигателей внутреннего сгорания. Из-за затухающей турбулентности и увеличения скорости ламинарного пламени из-за повышенных температур несгоревшего газа в результате сжатия масштабный коэффициент скорости монотонно уменьшается для всех рабочих точек к концу сгорания. Коэффициент масштабирования по длине показывает локальный пик около 30% конверсии топлива, начиная с которого все рабочие точки попадают в зону гофрированного пламени.

Чтобы оценить значимость указанного количества циклов, а также дополнительно проверить качество численного прогноза с точки зрения ССВ, коэффициент вариации (COV) пикового давления был рассчитан после каждого цикла и представлен в Рисунок 6.



Усредненная по фазе экспериментальная трасса - черная, зона флуктуации - серый. Все смоделированные циклы обозначаются средним фазовым значением, а также минимальными и максимальными значениями огибающей. Красная пунктирная линия указывает угол опережения зажигания.

Рисунок 6 – Изменение давления в цилиндре (вверху) и скорость тепловыделения (внизу): (а) для ОР1, где $\alpha = 1$, объемная доля водорода $x_{f,H2} = 0,0$; (б) для ОР3, где $\alpha = 1$, объемная доля водорода $x_{f,H2} = 0,5$; и (в) для ОР6 где $\alpha = 1,4$, объемная доля водорода $x_{f,H2} = 0,5$

Здесь можно увидеть, что примерно после 25 циклов COV становится достаточно стационарным. OP1, соответствующий работе с чистым метаном, показывает самый высокий наблюдаемый COV пикового давления со значением примерно 10 %. Добавление 50 % по объему. Водорода к топливу в OP2 приводит к сильному снижению COV до 6 %. При переходе к работе на обедненной смеси для 50 % по объему. Водорода небольшое наблюдается увеличение пикового давления на 7 % для COV. Сравнивая численные прогнозы, обозначенные сплошной линией, с экспериментальными данными, представленными символами, наблюдается постоянное небольшое завышение значения COV, но общая тенденция сохраняется.

1.3 Проблемы применения водорода в двигателях с искровым зажиганием

Карим и др. (1996) исследовали свойства различных топливных смесей метана и водорода и влияние этих смесей на общие характеристики двигателя, сгорание и выбросы. При работе на относительно бедных смесях исследователи измерили увеличение выходной мощности и эффективности производства, а также сокращение выбросов. Было определено, что эти улучшения частично связаны с превосходными характеристиками детонационной стойкости метана, сохраняемыми в обедненных смесях, в сочетании с чрезвычайно высокой скоростью распространения пламени водорода. Ван Блариган и Келлер (1998) исследовали возможность использования двигателя внутреннего сгорания, работающего на водороде, как для стационарных, так и для вспомогательных источников энергии. Они пришли к выводу, что можно построить высокоэффективный энергоблок с эквивалентным нулевым уровнем выбросов, работающий на смеси 30% водорода и 70% природного газа.

В таблице 1 приведены свойства водорода и метана.

Таблица 1 – Свойства водорода и метана при нормальной температуре и давлении (Verstraeten et al., 2004)

Свойства	Водород	Метан
Объемная доля топлива в воздухе при стехиометрическом составе	0,296	0,09567
Пределы воспламеняемости на воздухе, % по объему	4-75	5,3-15
Скорость ламинарного пламени (м/с)	1,9	0,38
Минимальная энергия искрового зажигания в воздухе, (мДж)	0,02	0,29
Температура самовоспламенения (К)	858	813
Зазор закалки на воздухе, (м)	0,00064	0,00203
Плотность (кг/м ³)	0,08	0,717
Температура пламени в воздухе (К)	2318	2148
Нижняя теплота сгорания (мДж/кг)	120	53
Высшая теплота сгорания (МДж/кг)	141,7	52,68
Октановое число по исследовательскому методу	130	120
Нормальная температура кипения (К)	20,3	111,6

Они сравнивали в качестве топлива для двигателей внутреннего сгорания. (2004). Было отмечено:

- Объем камеры сгорания, занимаемый водородом, составляет около 29,6%, тогда как метан занимает 9,6% при стехиометрических условиях. Таким образом, водород ограничивает объем камеры сгорания, который может быть заполнен воздухом, по сравнению с метаном. Для любой данной камеры сгорания при использовании водорода (богатый заряд) меньше энергии, чем при использовании метана. Прямой впрыск под высоким давлением или впрыск жидкости может преодолеть этот недостаток и обеспечить больший крутящий момент, чем метан.
- Водород имеет очень широкий диапазон воспламеняемости в воздухе (нижний предел 4% и верхний предел 75%), и поэтому двигатель, работающий на водороде, может работать на более бедных смесях. Обедненные смеси обеспечивают возможность улавливать изменения нагрузки, возникающие в результате возмущений (небольшие изменения

в физической системе) из-за богатства водородно-воздушной смеси, что исключает использование дроссельной заслонки. Наибольшее преимущество заключается в повышении эффективности двигателя, отчасти благодаря отсутствию потерь потока, а отчасти благодаря сгоранию при более низком коэффициенте эквивалентности.

- Скорость ламинарного пламени водорода примерно в пять раз выше, чем у метана в стехиометрических условиях, как показано на рисунке 1. Это приводит к более изохорическому процессу (т.е. более высокой эффективности) и более термодинамически благоприятному процессу горения (Heuwood, 1988).
- Необходимая энергия искрового воспламенения водорода в стехиометрических условиях составляет 0,02 мДж в воздухе, в то время как метану требуется 0,29 мДж в воздухе. Это позволяет зажигать очень бедные смеси и гарантирует немедленное возгорание. Прикосновение к горячим точкам или остаточному газу может вызвать самовоспламенение смеси и, следовательно, вызвать преждевременное возгорание.
- Водород имеет более высокую температуру самовоспламенения, чем метан. Температура самовоспламенения ограничивает максимальную степень сжатия и, следовательно, максимально достижимый КПД двигателя. Следовательно, водород может поддерживать более высокую степень сжатия и более высокую термодинамическую эффективность.
- У водорода расстояние гашения примерно в три раза меньше, чем у метана. Это означает, что водород может медленно гореть в небольших и узких щелях и, таким образом, вызывать преждевременное воспламенение.
- Водород диспергируется в воздухе с гораздо большей скоростью, чем метан. Плотность водорода составляет $0,08 \text{ кг/м}^3$ по сравнению с плотностью метана $0,717 \text{ кг/м}^3$. Это свойство позволяет очень легко формировать однородную топливно-воздушную смесь.

Выводы по первому разделу

Как показал анализ литературы, изменение угла опережения зажигания и условий воспламенения в начале сгорания хорошо коррелирует с максимальным давлением цикла. Сгорание в первой фазе 0,1% от массы топлива уже оказывает решающее влияние на инициацию процесса сгорания и максимальное давление цикла. Колебания в фазе раннего сгорания были связаны с локальной турбулентной кинетической подсеточной энергией и не связаны с колебаниями местных условий, связанных со скоростью ламинарного пламени. Помимо вклада первой фазы сгорания, можно также сказать, что степень турбулентности фронта пламени играет решающую роль в наблюдаемых флуктуациях для рассматриваемых условий. Повышенное турбулентное воздействие на очень ранней стадии сгорания, вскоре после воспламенения, сильно коррелирует с общим более быстрым процессом сгорания и более высоким максимальным давлением цикла.

Можно утверждать, что уменьшение наблюдаемых колебаний давления при добавлении водорода связано со значительно ускоренным ранним этапом горения. Временной масштаб, в течение которого колебания поля потока могут взаимодействовать с фронтом пламени во время решающей ранней фазы, становится меньше, что приводит к значительно меньшим колебаниям фазы сгорания, это хорошо заметно при добавке от 0 до 5% массовой доли водородного топлива. Эволюция фронта пламени показала, что первая фаза сгорания находится на границе между средней и сильной турбулентностью фронта пламени.

2 Тепловой расчет проектируемого двигателя

Согласно заданию на бакалаврскую работу, требуется провести тепловой расчет для оценки влияния добавки водорода на рабочий процесс ДВС на компримированном природном газе. Для этого приводиться сравнение результатов расчета для 3-х видов топлива (таблица 2): компримированы природный газ (КПГ) – базовое топливо и смесевое состоящее из компримированного природного газа с 2% и 5% от массы топлива добавляемого водорода. Состав природного газа и некоторые его характеристики приведены в таблице 3.

Таблица 2 – Физико-технические характеристики исследуемых топлив

Характеристика топлива	КПГ	КПГ + 2%Н ₂	КПГ + 5%Н ₂
Октановое число по исследовательскому методу	110	112	115
Молекулярная масса	19,98478	19,62548	19,08654
Плотность, кг/м ³	0,89871	0,882533	0,858267
Массовая теплота сгорания, МДж/кг	45,9612624	47,10187716	48,81279928
Элементарный состав, % (массы)			
– Углерод	68,84	67,47	65,41
– Водород	22,06	23,62	25,95
– Кислород	0,98	0,96	0,93
– Азот	8,12	7,95	7,71

Таблица 3 – 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

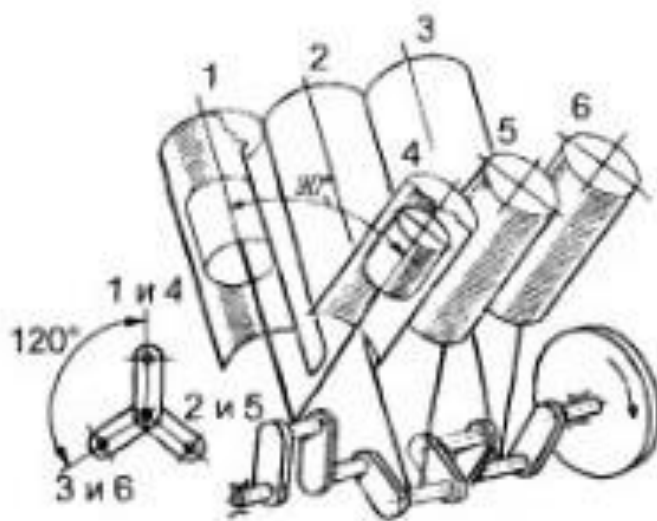
Основные характеристики двигателя на базе двигателя SAAB принятого для расчета приведены в таблице 4, а общий вид его конструкции на рисунке 7.

Таблица 4 – Технические характеристики двигателя

Параметры двигателя	Базовый	Спроектированный
Тип	4-тактный бензиновый	4-тактный газовый
Число и расположение цилиндров	4 – рядно	V6 – V-образный
Порядок работы цилиндров	1-3-4-2	1-6-2-5-3-4
Диаметр цилиндров, мм	90	90
Ход поршня, мм	79	79
Длина шатуна, мм	147,5	147,5
Рабочий объем, л	2,01	3,015
Степень сжатия	14	14
Номинальная частота вращения коленчатого вала, об/мин	4800	4800
Максимальный частота вращения коленчатого вала, об/мин	5200	5200
Минимальная частота вращения коленчатого вала при режиме холостого хода, об/мин	840	840
Номинальная мощность при частоте вращения коленчатого вала 5200 об/мин, кВт (л.с.)	100	100
Максимальный крутящий момент, Нм	220	316
Максимальная мощность, кВт	100	144



а)



б)

Рисунок 7 – Общий вид двигателя SAAB взятого как базовый для расчета: (а) прототип SAAB B234; (б) кинематическая схема проектируемого двигателя

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 характеристике максимальный коэффициент избытка воздуха

ограничен 1 в связи с требованиями к токсичности отработавших газов, то результаты расчета параметров рабочего тела проводятся (таблица 5) для каждого вида топлива, без учета частоты вращения.

Таблица 5 – 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
Компримированный природный газ							
0,53947	15,612	0,58951	0,057367	0,1103	0,561109	0,728776	1,236237
КПГ+2% Водорода							
0,55276	15,997	0,60371859	0,056225	0,1181	0,438492	0,612817	1,015071
КПГ+5% Водорода							
0,57256	16,569	0,62495	0,054508	0,12975	0,453468	0,637727	1,020438

Анализ результатов расчета процесса впуска (таблица 6) показал увеличение удельного объема рабочего тела в конце процесса наполнения при увеличении доли водорода в топливе, что показывает снижение энергоемкости заряда поступившего в цилиндр двигателя при добавке водорода.

Таблица 6 – 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	$\omega_{вп}$, м/с
Компримированный природный газ									
840	0,00016	0,09984	800	0,103878	0,034226	320,61	0,8555	0,9839161	9,991764
2000	0,00091	0,099092	800	0,105645	0,034134	319,01	0,8724	0,9863909	23,78991
3400	0,00262	0,097376	825	0,109699	0,033724	317,76	0,8891	0,9998186	40,44285
4800	0,00523	0,094771	840	0,115855	0,034784	316,9	0,8941	1,0245398	57,09579
5200	0,00614	0,093863	860	0,118	0,035368	317,3427549	0,874819	1,0358907	61,85378
КПГ+2% Водорода									
840	0,00016	0,09984	970	0,103878	0,028228	322,4835	0,8555	0,9924937	9,991764
2000	0,00091	0,099092	975	0,105645	0,028007	320,9137	0,8724	0,9951147	23,78991
3400	0,00262	0,097376	1005	0,109699	0,027369	319,414	0,8993	1,0079161	40,44285
4800	0,00523	0,094771	1040	0,115855	0,028095	318,9629	0,8941	1,0341628	57,09579
5200	0,00614	0,093863	1060	0,118	0,028695	319,401383	0,874819	1,0456002	61,85378
КПГ+5% Водорода									
840	0,00016	0,09984	1000	0,103878	0,025526	321,52431	0,9177	0,9940042	9,991764
2000	0,00091	0,099092	1015	0,105645	0,025399	320,24048	0,9241	0,9975052	23,78991
3400	0,00262	0,097376	1045	0,109699	0,025736	319,3263	0,9198	1,0121833	40,44285
4800	0,00523	0,094771	1070	0,115855	0,026709	318,77	0,9142	1,0381978	57,09579
5200	0,00614	0,093863	1080	0,118	0,027538	319,1034	0,894697	1,0493355	61,85378

Анализ результатов расчета параметров в конце сжатия и начала воспламенения (таблица 7) показал снижение коэффициента молекулярного изменения рабочей смеси при увеличении доли водорода в газовом топливе.

Таблица 7 – Результаты расчета параметров в конце сжатия и начала воспламенения

n , мин ⁻¹	μ	n_I	Угол опережения зажигания, ° ПКВ	V_y , м ³ /кг	P_y , МПа	T_y , К
Компримированный природный газ						
840	1,2284	1,3743	13	0,085086	2,886172	801,4927
2000	1,2284	1,3744	19	0,101919	2,243635	746,3249
3400	1,2285	1,3746	25	0,126045	1,677717	690,1812
4800	1,2283	1,3747	29	0,147856	1,356243	654,4799
5200	1,228167094	1,3746	32	0,165249	1,170284	631,1754
КПГ+2% Водорода						
840	1,014658	1,3341	11	0,081606	2,797736	743,0311
2000	1,014661	1,3343	18	0,09961	2,136566	692,6195
3400	1,01467	1,3344	20	0,107561	1,928346	675,0161
4800	1,014659	1,3344	23	0,12188	1,643889	652,0522
5200	1,0146509	1,3344	26	0,136352	1,422481	631,2222
КПГ+5% Водорода						
840	1,0199291	1,3342	10	0,079876	2,885468	746,7129
2000	1,0199316	1,3343	13	0,086261	2,597369	725,8896
3400	1,019925	1,3344	15	0,092532	2,370794	710,7338
4800	1,01991	1,3344	18	0,103923	2,044289	688,2935
5200	1,01989	1,33444	22	0,119605	1,702514	659,7252

Анализ результатов коэффициентов термодинамического расчета (таблица 8) 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, а при добавке водорода повышается интенсивность тепловыделения и тепловые потери снижаются.

Таблица 8 – Коэффициенты термодинамического расчета

n , мин ⁻¹	ξ	q_z , Дж/кг	E_2 , МПа	φ_z , град, пкв.	m
Компримированный природный газ					
840	0,78	2086,6	59,3812	62	3

Продолжение таблицы 8

2000	0,8	2140,3	60,756397	68	3
3400	0,82	2194,7	61,463298	71	3
4800	0,84	2245,9	61,380254	78	3
5200	0,86	2298,125	62,118029	85	3
КПГ+2% Водорода					
840	0,8	2156,3	60,833451	57	3
2000	0,82	2210,7	62,20338	62	3
3400	0,84	2266	62,950306	67	3
4800	0,86	2318,3	62,769107	73	3
5200	0,88	2370,869	63,489221	80	3
КПГ+5% Водорода					
840	0,86	2329,7	65,626022	50	3
2000	0,88	2384,2	66,924822	56	3
3400	0,9	2437,6	67,431074	62	3
4800	0,9	2435,3	65,679176	68	3
5200	0,91	2460,357	65,65106	75	3

Анализ результатов расчета процесса расширения и выпуска (таблица 9) 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. Добавка водорода повышает температуру сгорания что позволяет лучше использовать энергию отработавших газов. Также следует отметить снижение степени последующего расширения, что показывает на сколько снизилось теплоиспользование при удлинении процесса сгорания при работе без водорода.

Таблица 9 – Результаты расчета процесса расширения и выпуска

n , мин ⁻¹	V_z' , м ³	T_z' , К	P_z' , МПа	δ	n_2	P_b , МПа	T_b , К	T_r , К	Δ , %
Компримированный природный газ									
840	0,2626	1791,45	2,567044	3,7468	1,201	0,519503	1358,38	794,329	-0,7089
2000	0,2633	1795,08	2,565835	3,7468	1,216	0,51396	1347	795,087	-0,6141
3400	0,1875	1968,18	3,935028	5,33097	1,214	0,5162	1376	821,358	-0,4414
4800	0,2734	1821,1	2,505835	3,7468	1,217	0,50199	1367	838,446	-0,185
5200	0,3071	1810,02	2,217739	3,37364	1,216	0,5052	1391	856,66	-0,3883
КПГ+2% Водорода									
840	0,2438	203,374216	2,817408	4,07055	1,201	0,52195	1661,58	970,107	0,011
2000	0,2309	2229,25	3,010495	4,31038	1,201	0,52088	1663	976,816	0,1863

Продолжение таблицы 9

3400	0,2546	2227,13	2,726741	3,95806	1,2	0,52327	1692	1004,93	-0,0073
4800	0,2835	2222,2	2,443672	3,6476	1,199	0,5177	1717,2	1042,57	0,2467
5200	0,3179	2212,21	2,169859	3,28956	1,199	0,52044	1745	1064,32	0,408
КПГ+5% Водорода									
840	0,2047	2383,26	3,665222	4,8562	1,195	0,554508	1750,89	1001,84	0,184
2000	0,2248	2370,15	3,31973	4,43818	1,195	0,55933	1772	1016,88	0,1854
3400	0,2557	2354,04	2,897831	3,95806	1,195	0,55992	1800	1045,63	0,0601
4800	0,2846	2307,31	2,551906	3,64763	1,196	0,54286	1790	1069,92	-0,0076
5200	0,311	2279,89	2,30738	3,37364	1,196	0,53875	1796	1082,54	0,235

Анализ результатов расчета индикаторных показателей рабочего цикла (таблица 10) показал, повышение примерно на 1% мощностных показателей работы двигателя при добавке 2% водорода и увеличение примерно на 3% при добавке 5% водорода в КПГ. И если на низких частотах вращения показана максимальная эффективность при работе на КПГ с добавкой 5% водорода, то с ростом частоты вращения эффективность рабочего процесса на газе увеличивается, и разница в мощности уменьшается.

Таблица 10 – 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
Компримированный природный газ					
840	1,0953814	1,198925	25,30715	0,438098	178,7898
2000	1,1440348	1,249036	62,77357	0,44757	175,006
3400	1,2150763	1,308781	111,8196	0,460169	170,2145
4800	1,2200848	1,282466	154,6889	0,44838	174,6898
5200	1,2214687	1,269852	165,9313	0,453772	172,6139
КПГ+2% Водорода					
840	1,1345085	1,231019	25,98459	0,449473	170,0308
2000	1,1980382	1,296529	65,16046	0,464224	164,6278
3400	1,2130667	1,296119	110,7378	0,450183	169,7627
4800	1,214595	1,264816	152,5599	0,441863	172,9592
5200	1,2146469	1,251034	163,4724	0,446698	171,0871
КПГ+5% Водорода					
840	1,2717126	1,377798	29,08283	0,468524	157,4194
2000	1,2830646	1,385218	69,61776	0,467775	157,6715
3400	1,2848026	1,366979	116,7919	0,463782	159,0291
4800	1,2677883	1,315077	158,6224	0,448913	164,2967
5200	1,2640574	1,29729	169,5167	0,452478	163,0022

Анализ результатов расчета эффективных показателей рабочего цикла (таблица 11) показал, что все эффекты, которые мы наблюдали у индикаторных показателей также присутствуют и у эффективных показателей работы двигателя. Так добавка водорода повышает эффективность рабочего процесса, при росте энергетических показателей.

Таблица 11 – 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)	Ne , кВт	Me , Н.м	G_T , кг/ч
Компримированный природный газ									
840	2,212	0,115102	1,083823	0,903996	0,396038	197,7772	22,87756	260,077	4,524661
2000	5,2667	0,151147	1,097889	0,878989	0,393409	199,0991	55,1773	263,4522	10,98575
3400	8,9533	0,194649	1,114132	0,851274	0,39173	199,9526	95,18915	267,3498	19,03332
4800	12,64	0,238152	1,044314	0,814302	0,365116	214,5272	125,9634	250,5962	27,02257
5200	13,693	0,250581	1,019271	0,802669	0,364229	215,05	133,1879	244,5867	28,64206
КПГ+2% Водорода									
840	2,212	0,115102	1,172023	0,952076	0,427932	178,5896	24,7393	281,2416	4,418182
2000	5,2667	0,093513	1,203016	0,927874	0,430742	177,4247	60,46071	288,6786	10,72722
3400	8,9533	0,135173	1,160947	0,89571	0,403233	189,5287	99,18892	278,5837	18,79914
4800	12,64	0,176832	1,087984	0,860191	0,380086	201,0706	131,2308	261,0753	26,38665
5200	13,693	0,188735	1,062299	0,849137	0,379307	201,4835	138,8105	254,912	27,96802
КПГ+5% Водорода									
840	2,212	0,115102	1,318802	0,957181	0,448463	164,4615	27,83754	316,463	4,578203
2000	5,2667	0,093513	1,291704	0,932492	0,436197	169,0862	64,918	309,9606	10,97674
3400	8,9533	0,135173	1,231807	0,901116	0,417921	176,4802	105,2431	295,5874	18,57332
4800	12,64	0,176832	1,138245	0,865535	0,38855	189,821	137,2932	273,1362	26,06114
5200	13,693	0,188735	1,108555	0,854516	0,38665	190,7537	144,8548	266,0117	27,63159

Анализ результатов расчета теплового баланса (таблица 12) показал, значительное увеличение доли потерь на теплоотдачу в окружающую среду в газовом варианте. Для работы двигателя на с добавкой водорода, следует отметить повышение потерь с отработавшими газами, вследствие увеличения температуры сгорания.

Таблица 12 – Результаты расчета теплового баланса

n , мин ⁻¹	Q_0 , Дж/с	Q_e , Дж/с	q_e , %	Q_B , Дж/с	q_B , %	$Q_{г.}$, Дж/с	$q_{г.}$, %	$Q_{ост.}$, Дж/с	$q_{ост.}$, %
Компримированный природный газ									
840	57766,01	22877,56	39,60385	19170,19	33,18593	13365,14	23,13669	2353,114	4,073528
2000	140254,3	55177,3	39,34091	49466,33	35,26904	32450,19	23,13669	3160,435	2,253361

Продолжение таблицы 12

3400	242996,9	95189,15	39,17299	86484,26	35,59068	59169,71	24,34999	2153,782	0,886341
4800	344995,1	125963,4	36,51165	121817,5	35,30993	86530,28	25,0816	10683,89	3,096823
5200	365671	133187,9	36,42288	129302,7	35,36039	95298,67	26,06132	7881,702	2,155408
КПГ+2% Водорода									
840	57811,3	24739,3	42,7932	16379,43	28,33258	16376,87	28,32815	315,6897	0,546069
2000	140364,2	60460,71	43,07416	35491,1	25,285	40082,26	28,5559	4330,15	3,084939
3400	245984,2	99188,92	40,3233	72868,1	29,62309	73618,35	29,92809	308,7868	0,125531
4800	345265,5	131230,8	38,00865	93726,83	27,1463	108901,6	31,54141	11406,35	3,303644
5200	365957,7	138810,5	37,93074	99366,56	27,15248	118823,9	32,46932	8956,683	2,447464
КПГ+5% Водорода									
840	62073,25	27837,54	44,84628	13994,94	22,54585	18516,65	29,83033	1724,112	2,777544
2000	148827,3	64918	43,61968	35491,1	23,84717	45425,45	30,52225	2992,765	2,010898
3400	251825	105243,1	41,79213	61395,68	24,38029	80366,23	31,91352	4820,083	1,91406
4800	353348,1	137293,2	38,85495	93726,83	26,52535	116889,1	33,08045	5438,915	1,539251
5200	374641	144854,8	38,66496	99366,56	26,52315	125688,8	33,54914	4730,819	1,262761

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 позволяет сохранить КПД двигателя близким к условиям работы на бензине со стандартной степенью сжатия. На высоких частотах вращения при работе происходит удлинение процесса сгорания для всех видов топлива, что приводит к уменьшению влияния водорода на процесс сгорания. Обеспечение конструктивного решения позволившего повысить степень сжатия сделало возможным повысить удельную мощность двигателя на 12% при добавке 5% водорода 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 70 мм, а длина шатуна 250 мм) проводился по известным методикам приведенным в [1,2], при частоте вращения коленчатого вала 2000 мин^{-1} .

Результаты расчета перемещения, скорости и ускорения поршня приведены на рисунках 8, 9 и 10.

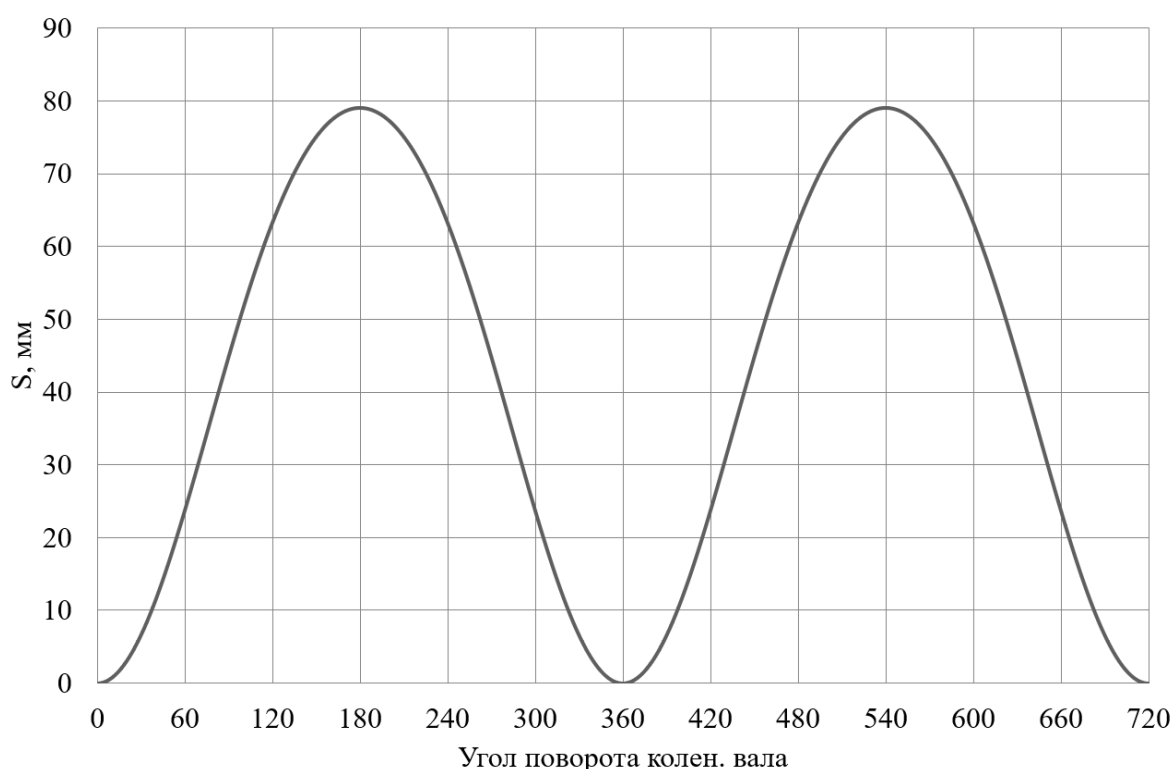


Рисунок 8 – Диаграмма изменения хода поршня

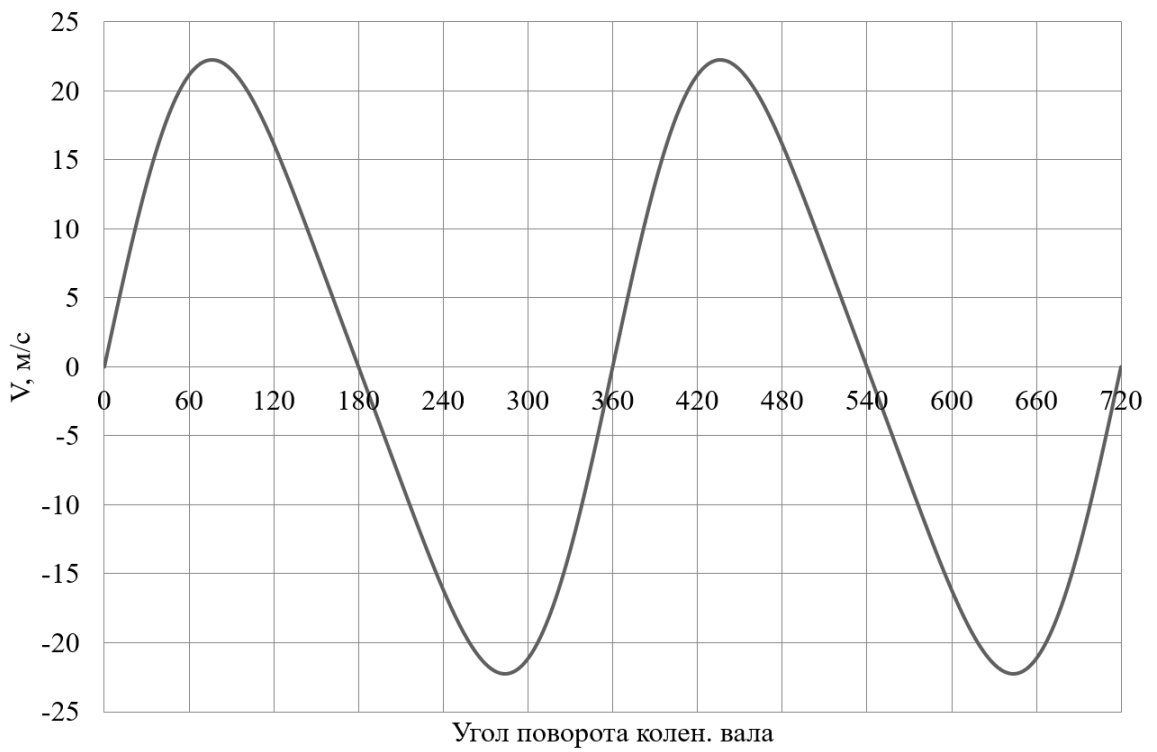


Рисунок 9 – Диаграмма изменения скорости поршня

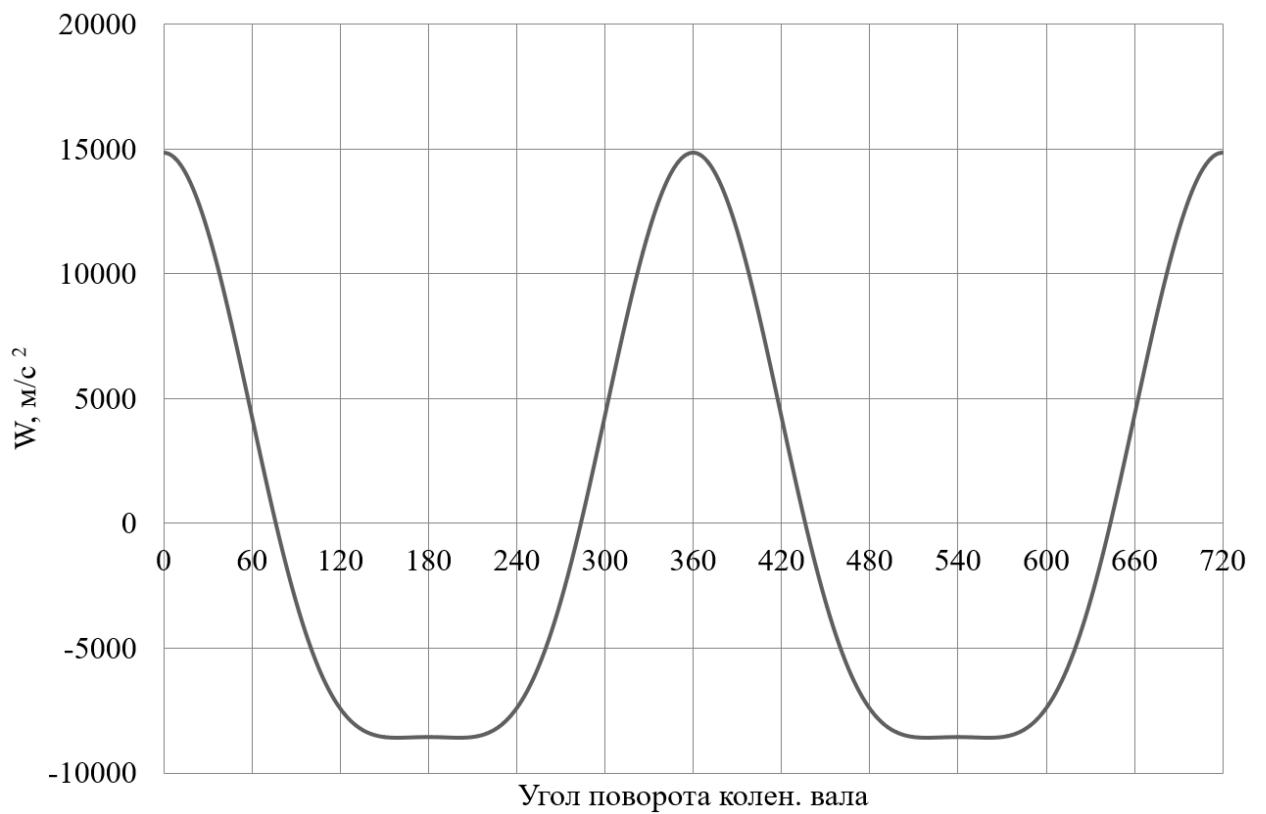


Рисунок 10 – Диаграмма изменения ускорения поршня

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 2000 мин^{-1} , для условий работы на летнем дизельном топливе и арктическом дизельном топливе.

Результаты приведение масс кривошипно-шатунного механизма по двух массовой схеме показаны в таблице 13.

Таблица 13 – Приведение масс кривошипно-шатунного механизма

Параметр	Величина
Площадь поршня, м^2	0,006362
Удельная масса поршня, $\text{кг}/\text{м}^2$	100
Масса поршневой группы, кг	0,63617
Удельная масса шатуна, $\text{кг}/\text{м}^2$	150
Масса шатуна, кг	0,95426
Масса шатуна, сосредоточенная на оси поршневого пальца, кг	0,262
Масса шатуна, сосредоточенная на оси кривошипа, кг	0,692
Удельная масса одного колена вала, $\text{кг}/\text{м}^2$	140
Масса неуравновешенных частей одного колена вала, кг	0,8906
Массы, совершающие возвратно-поступательное движение	0,899
Массы, совершающие вращательное движение	1,58248
Центробежная сила инерции вращающихся масс шатуна, Н	-8103,36
Центробежная сила инерции вращающихся масс кривошипа, Н	-10432
Центробежная сила инерции вращающихся масс, Н	-18535

Результаты расчета приведены в виде графиков. На рисунке 11 приведены силы инерции возвратно-поступательного движения.

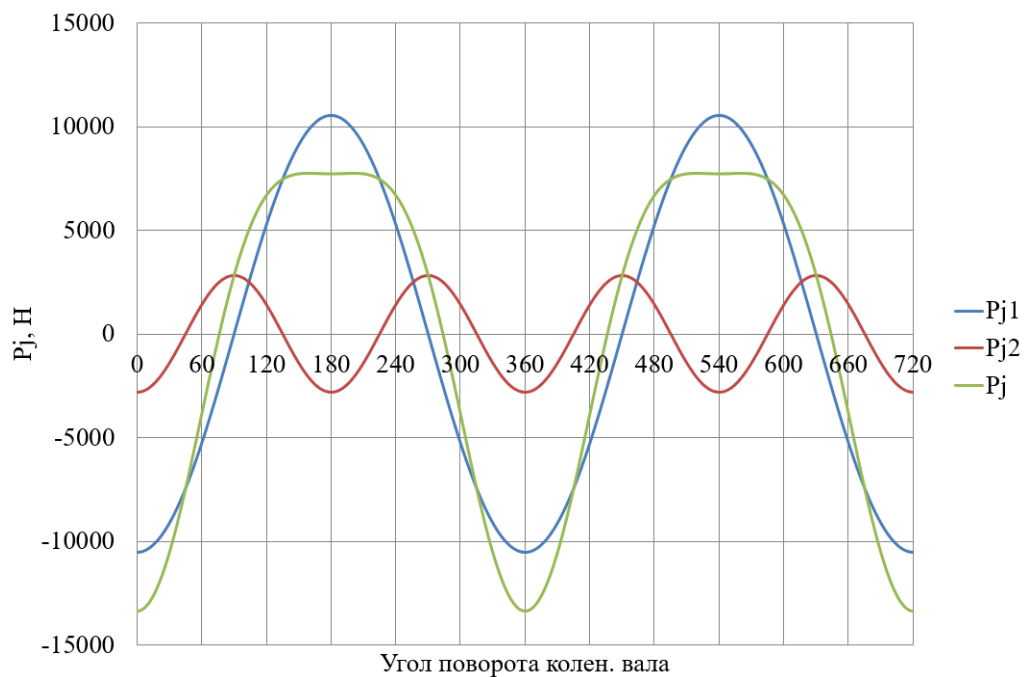


Рисунок 11 – Силы инерции возвратно-поступательного движения поршня и шатуна

На рисунках 12, 13 и 14 приведено сравнение суммарных сил, действующих на поршневой палец двигателя при работе на КПГ с 5 % добавкой H_2 (рисунок 12), КПГ с 2 % добавкой H_2 (рисунок 13) и КПГ (рисунок 14).

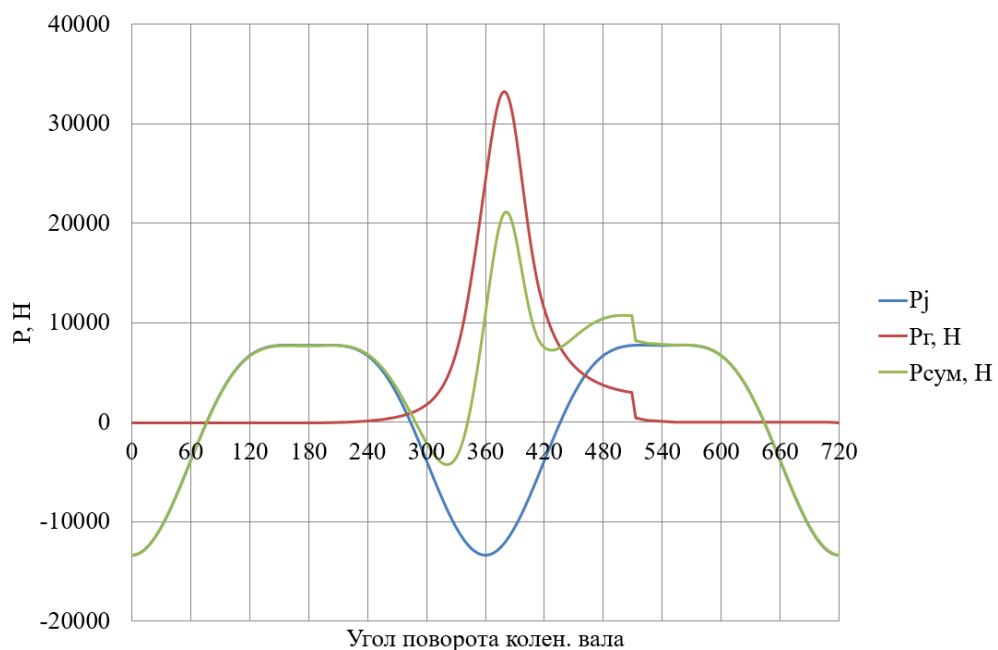


Рисунок 12 – Суммарные силы, действующие на поршневой палец двигателя при работе на КПГ+5% H_2

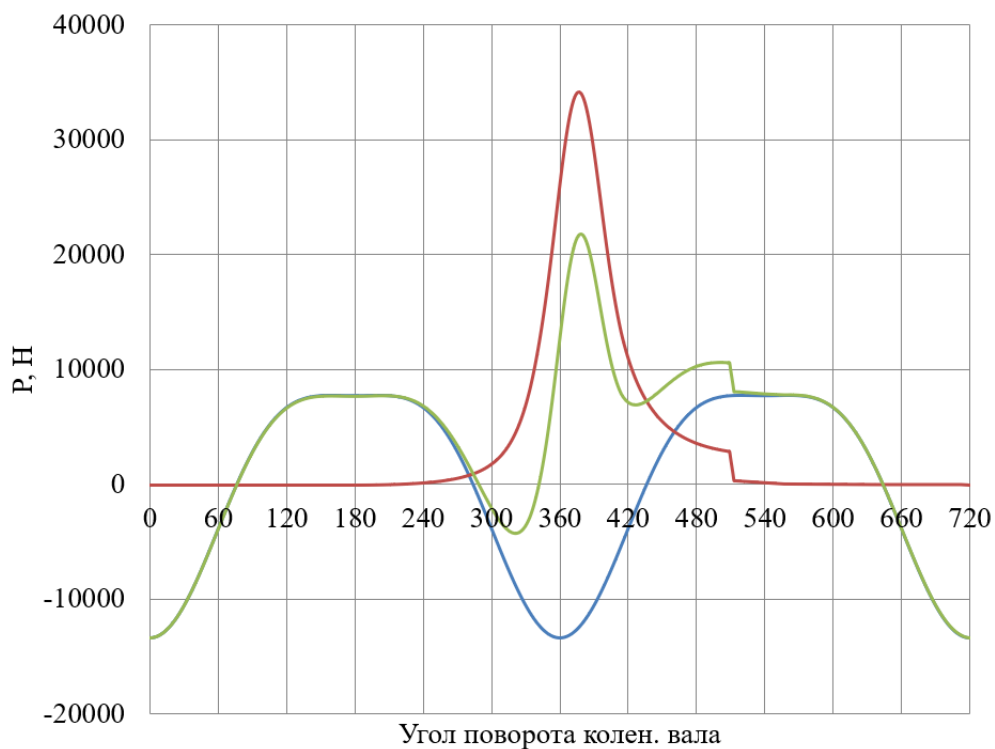
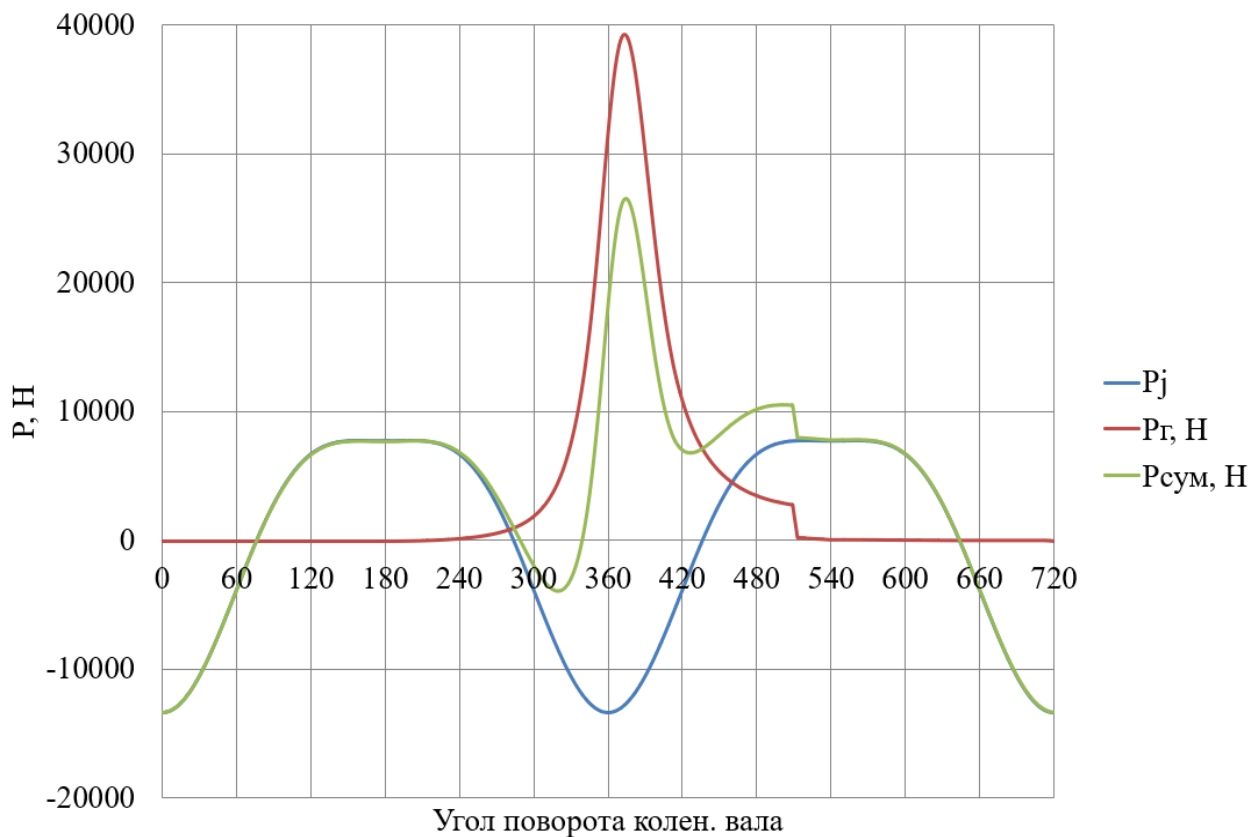


Рисунок 13 – Суммарные силы, действующие на поршневой палец двигателя при работе на КПГ+2%Н₂



в)

Рисунок 14 – Суммарные силы, действующие на поршневой палец двигателя при работе на КПГ

На рисунке 15 приведено сравнение сил, сосредоточенные на оси поршневого пальца и шатунной шейки при работе на КПП с 5 % добавкой H_2 (рисунок 15а), КПП с 2 % добавкой H_2 (рисунок 15б) и КПП (рисунок 15в).

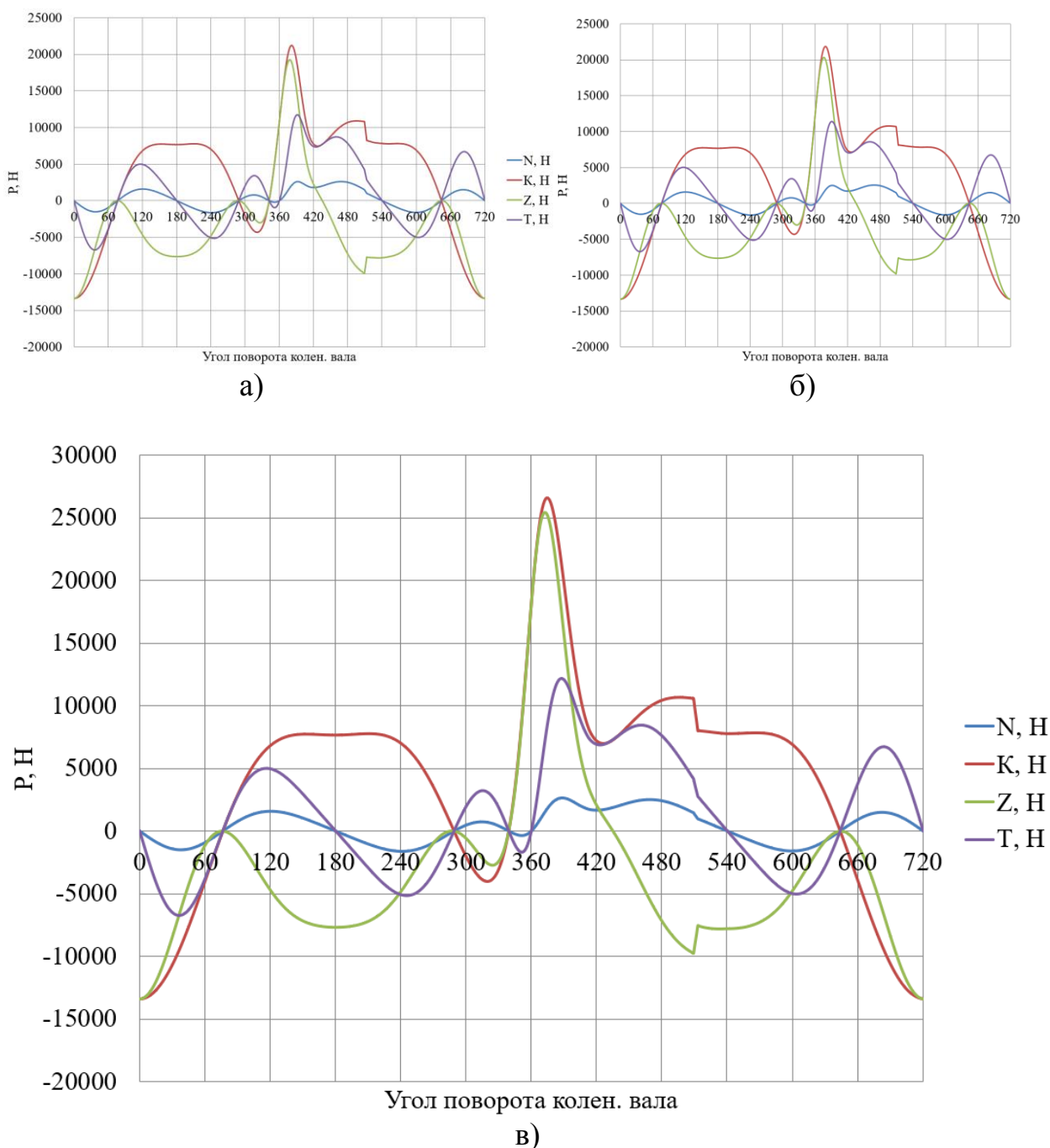


Рисунок 15 – Силы, сосредоточенные на оси поршневого пальца и шатунной шейки двигателя при работе на: (а) КПП+5% H_2 ; (б) КПП+2% H_2 и (в) КПП

На рисунке 16 приведено сравнение крутящего момента двигателя при работе на КПГ с 5 % добавкой H_2 (рисунок 16а), КПГ с 2 % добавкой H_2 (рисунок 16б) и КПГ (рисунок 16в).

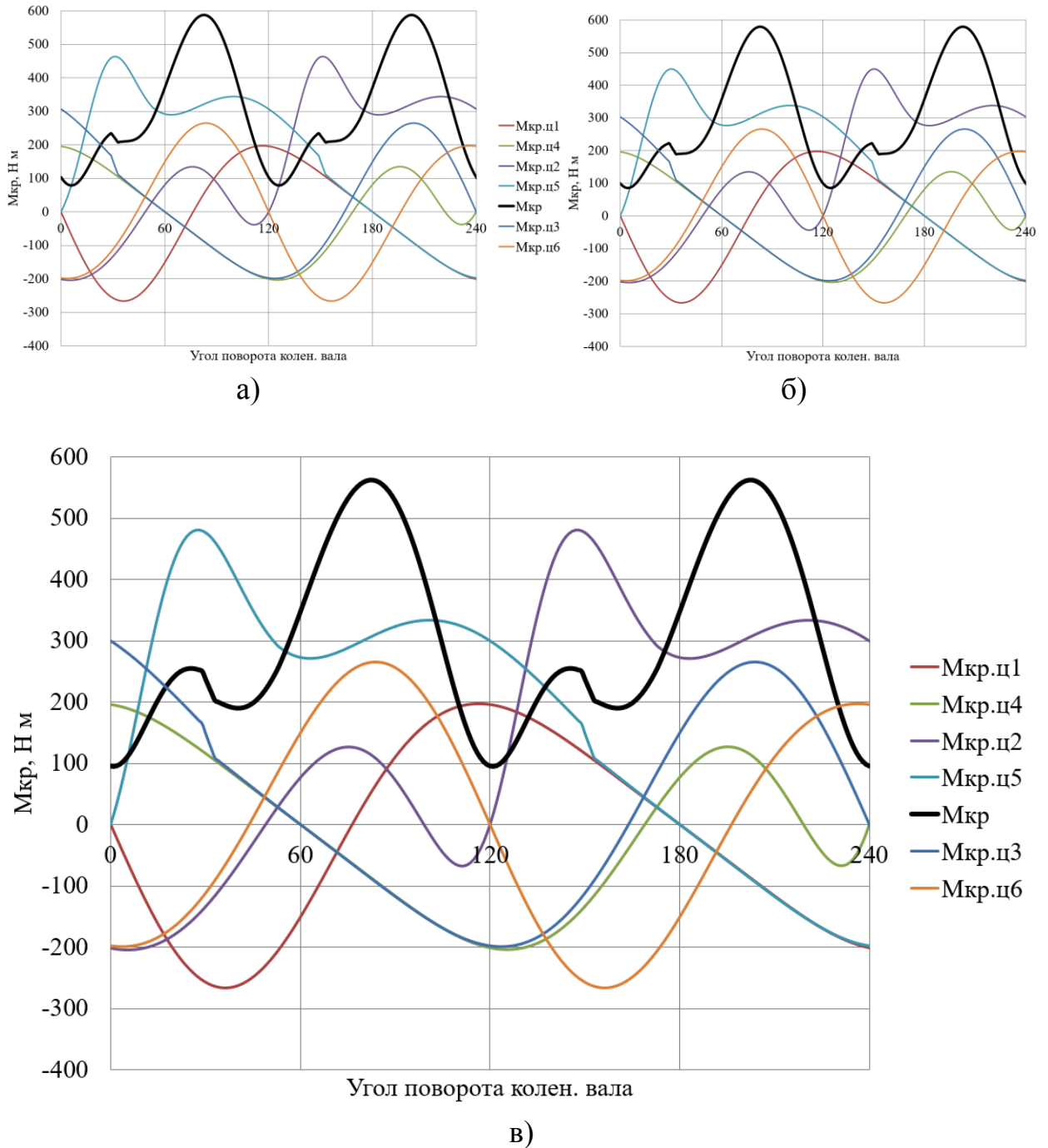


Рисунок 16 – График диаграммы крутящего момента при работе на: (а) КПГ+5% H_2 ; (б) КПГ+2% H_2 и (в) КПГ

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

На рисунке 17 приведено сравнение суммарной силы, действующую на шатунную шейку в прямоугольных координатах для трех исследуемых топлив.

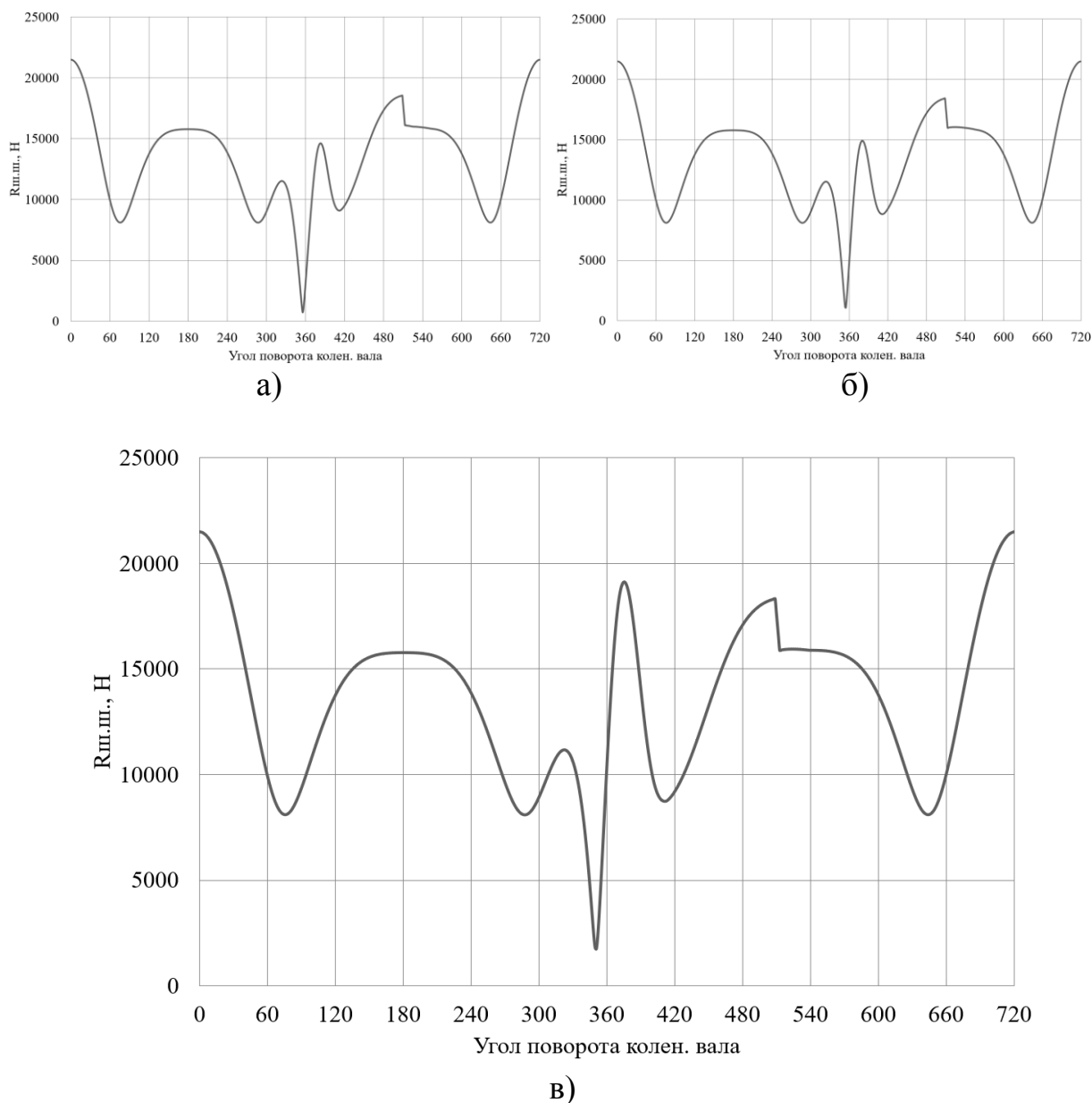


Рисунок 17 – Суммарная сила, действующая на шатунную шейку при работе на: (а) $КПГ+5\%H_2$; (б) $КПГ+2\%H_2$ и (в) $КПГ$

На рисунках 18 приведено сравнение суммарной силы, действующую на шатунную шейку в полярных координатах для трех исследуемых топлив.

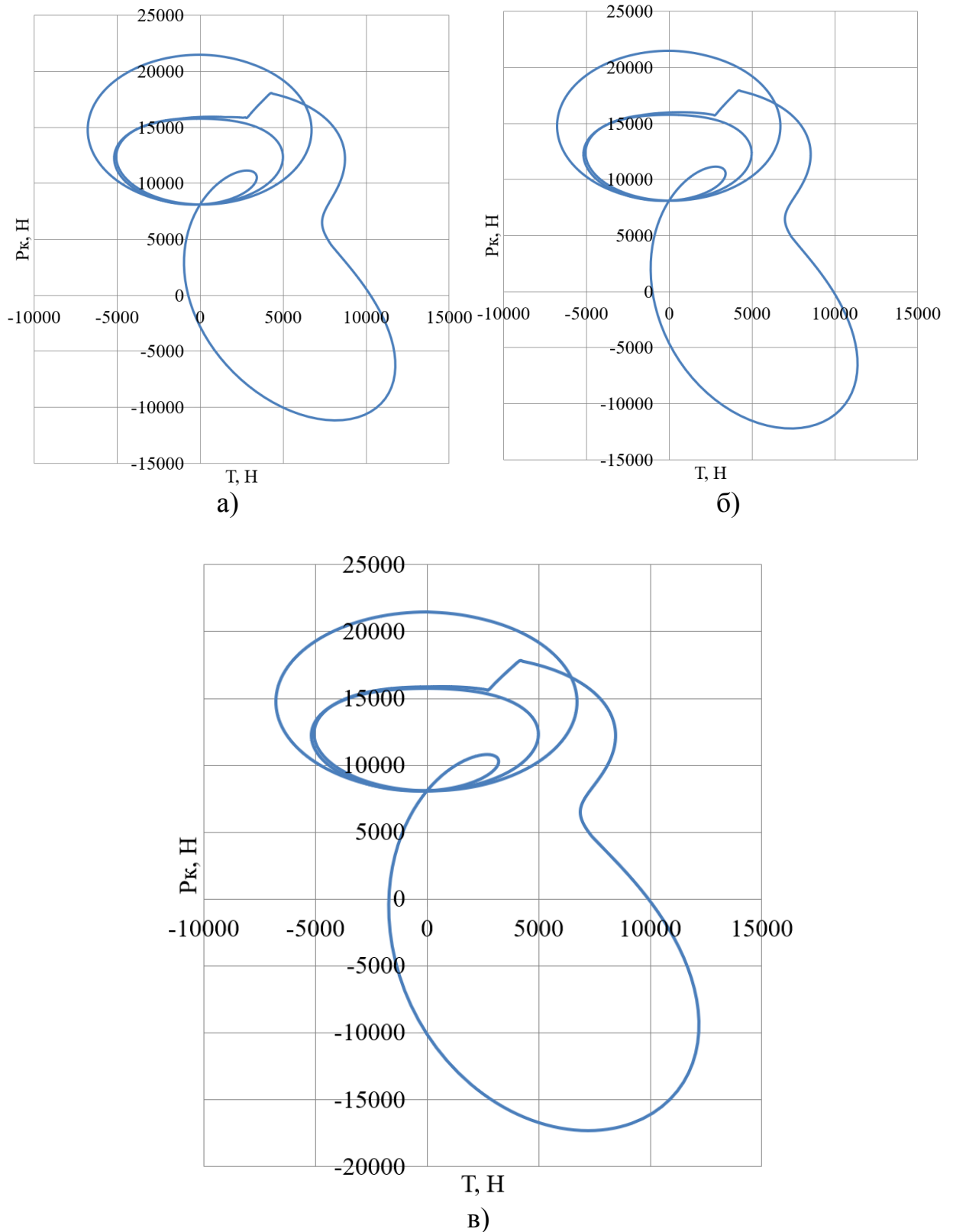
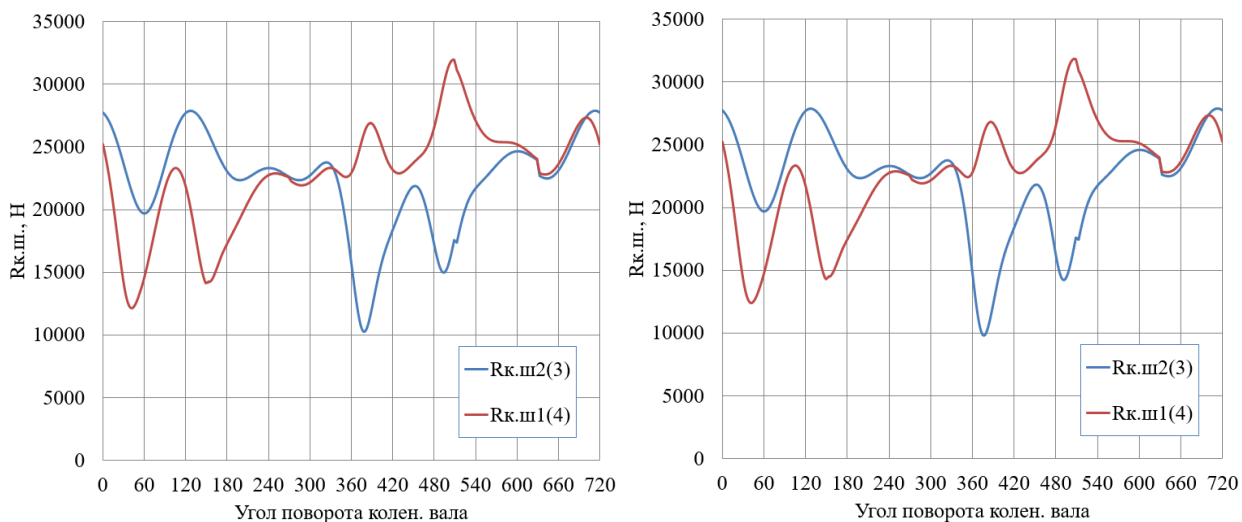


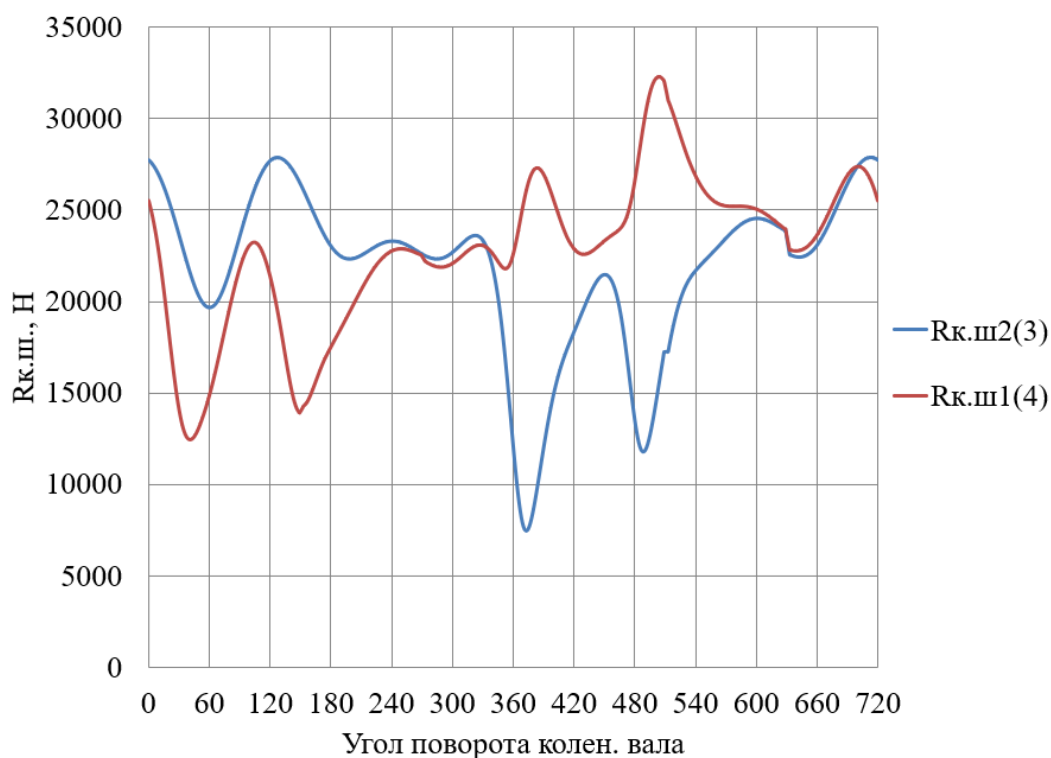
Рисунок 18 – Суммарная сила, действующая на шатунную шейку в полярных координатах при работе на: (а) $KПГ+5\%H_2$; (б) $KПГ+2\%H_2$ и (в) $KПГ$

На рисунке 19 приведено сравнение суммарных сил, действующих на коренные шейки в прямоугольных координатах для трех исследуемых ТОПЛИВ.



а)

б)



в)

Рисунок 19 – Суммарные силы, действующие на коренные шейки в прямоугольных координатах при работе на: (а) КПГ+5%N₂; (б) КПГ+2%N₂ и (в) КПГ

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

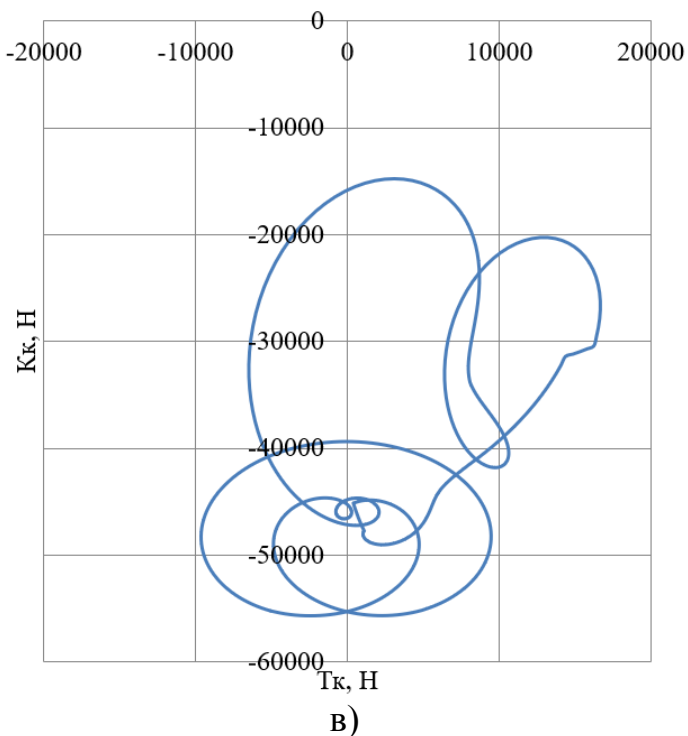
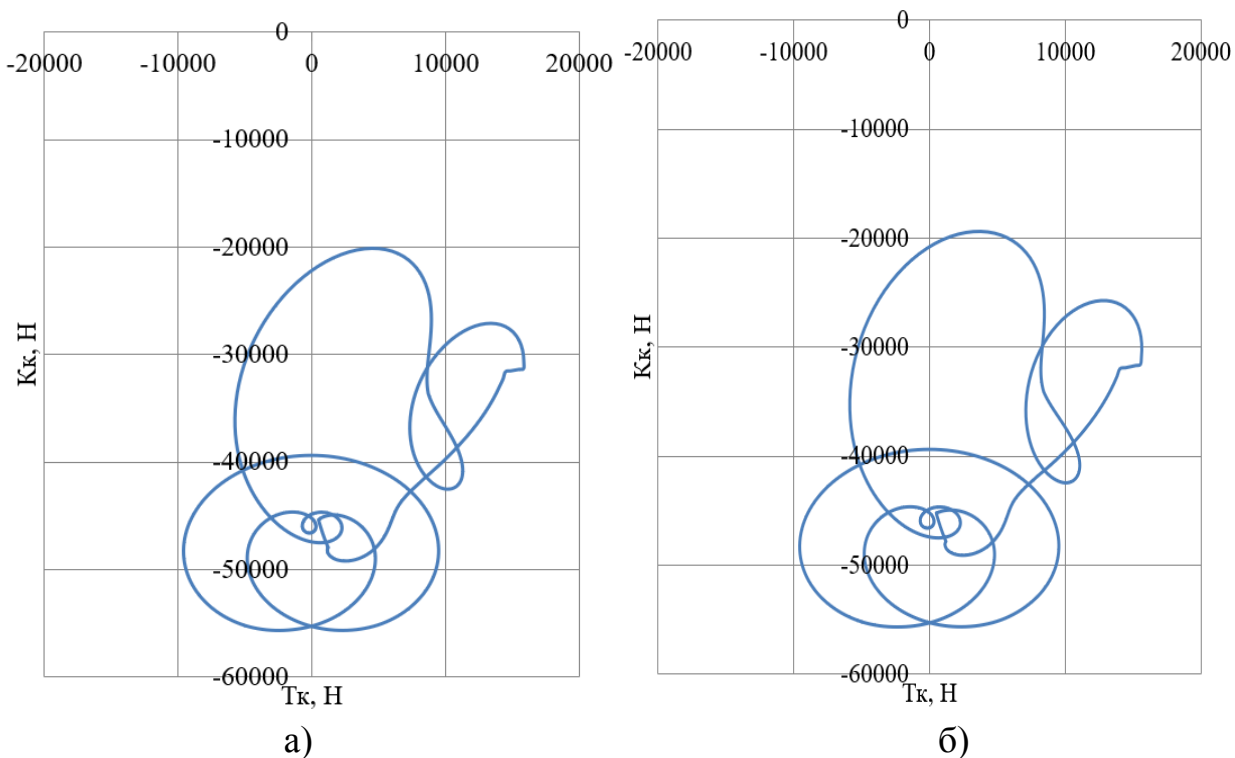


Рисунок 20 – Суммарные силы, действующие на 1-ю коренную шейку в полярных координатах при работе на: (а) КПГ+5%Н₂; (б) КПГ+2%Н₂ и (в) КПГ

Выводы по 3-му разделу

По результатам динамического расчета получено, что при добавке водорода в компримированный природный газ происходит снижение нагрузки на элементы кривошипно-шатунного механизма. Так суммарные силы, действующие на поршневой палец, снизились на 11,4% при добавке 2% водорода в КПГ и на 16,5 % при добавке 5% водорода.

Как мы видим переход двигателя на природный газ, обогащенный водородом, привел к снижению нагрузок в среднем на 13 – 15 %, как правило за счет снижения объемной энергоемкости заряда вследствие малой плотности водорода, что говорит о выполнении запаса прочности деталей и возможность их применения без дополнительного упрочнения. Единственным уточнением следует считать необходимость повышенного внимания к поверхностям камеры сгорания, цилиндрам и поршня, так как увеличение доли водорода приводит к эффекту оводораживания, т.е. охрупчивания деталей.

4 Анализ влияния добавки водорода в компримированный природный газ на рабочий процесс ДВС

4.1 Влияния добавки водорода в компримированный природный газ на максимальную температуру и давление цикла

Сравнивая величины максимального давления в цилиндре двигателя (рисунки 21 – 25), следует отметить снижение давления с ростом оборотов при работе на КПГ с добавками водорода. Проведем сравнение индикаторных диаграмм в P-V координатах для всех 3-х рассматриваемых газовых топлив (рисунок 21 – 25).

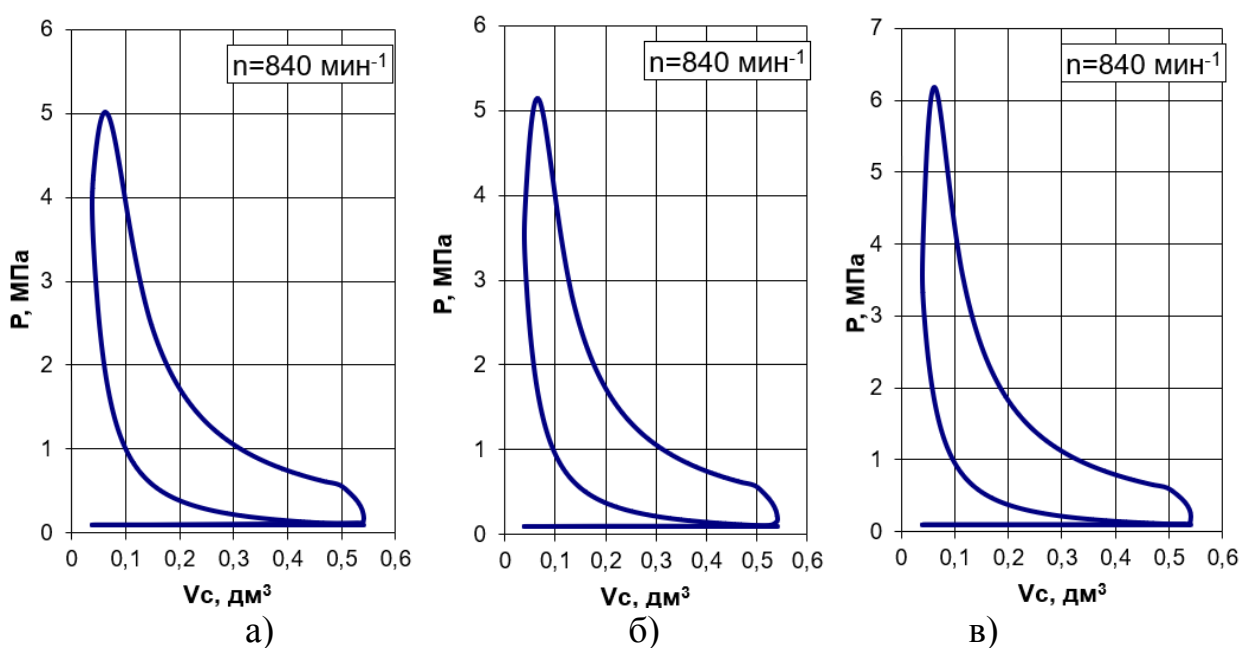


Рисунок 21 – Индикаторные диаграммы в P-V координатах для скоростного режима 840 мин^{-1} при работе на: (а) компримированный природный газ; (б) компримированный природный газ с добавлением 2% водорода; (в) компримированный природный газ с добавлением 5% водорода

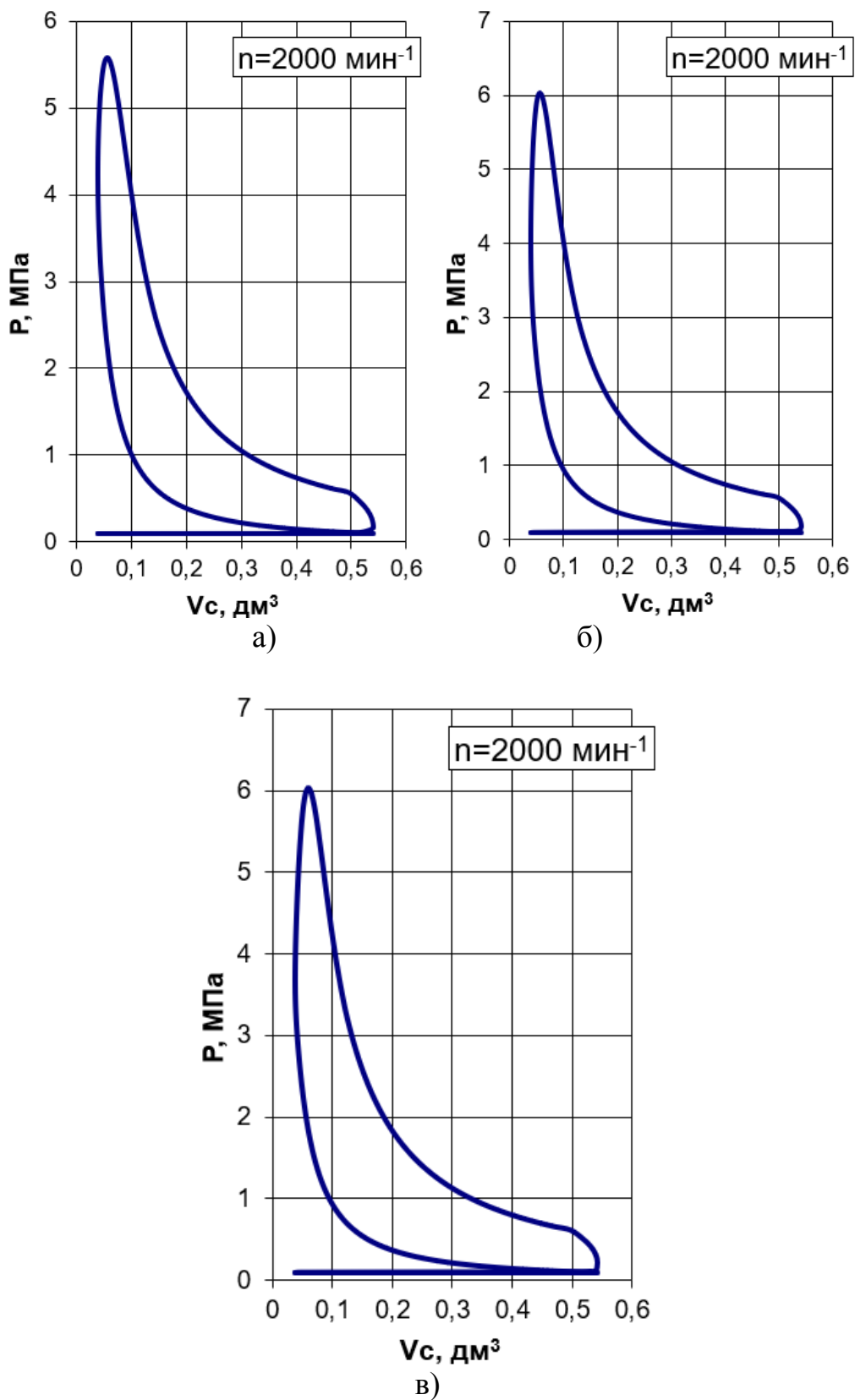


Рисунок 22 – Индикаторные диаграммы в P-V координатах для скоростного режима 2000 мин⁻¹ при работе на: (а) компримированный природный газ; (б) компримированный природный газ с добавлением 2% водорода; (в) компримированный природный газ с добавлением 5% водорода

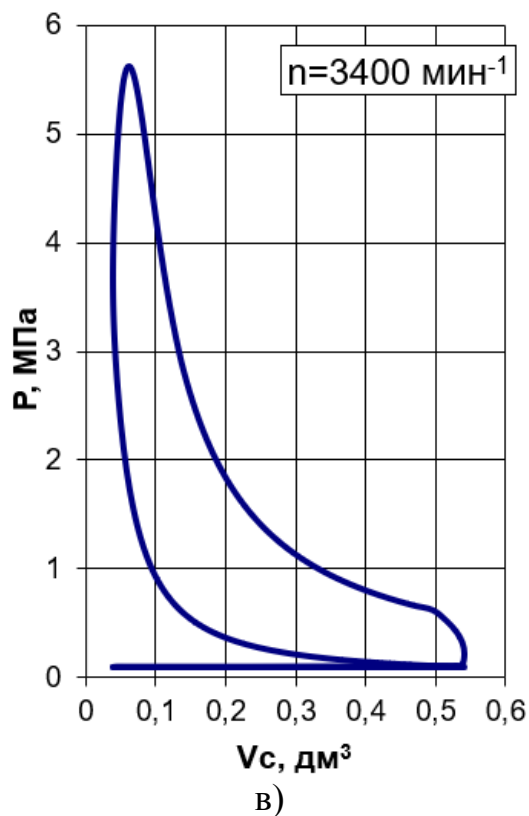
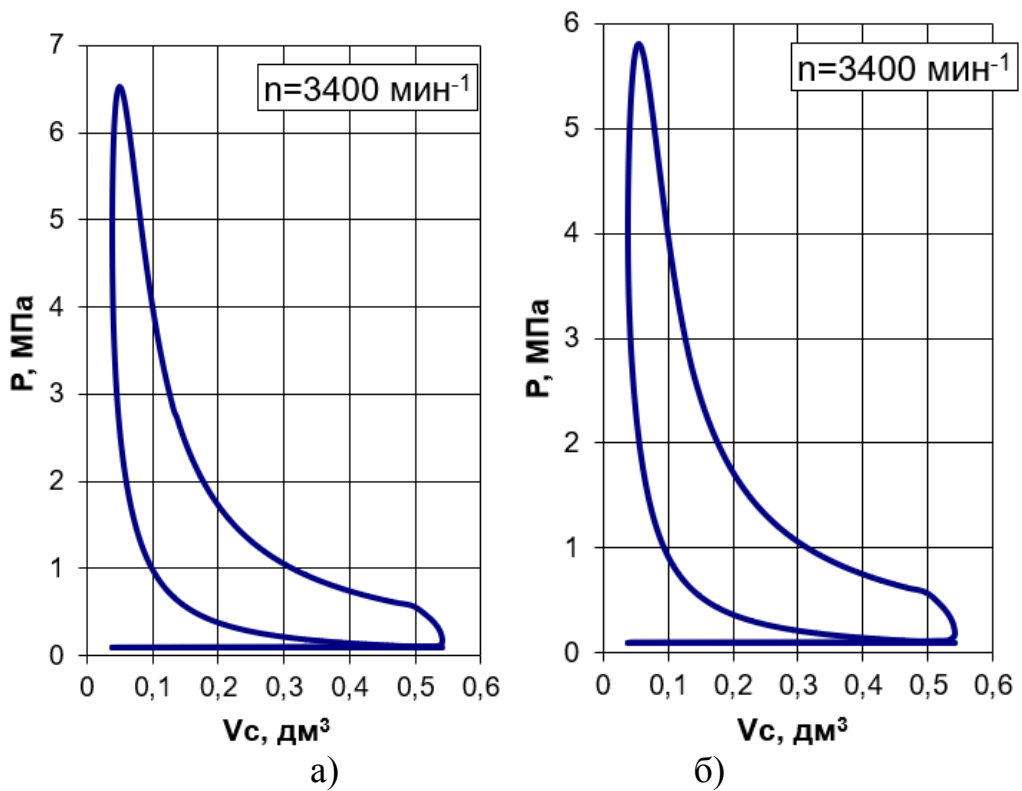


Рисунок 23 – Индикаторные диаграммы в P-V координатах для скоростного режима 3400 мин^{-1} при работе на: (а) компримированный природный газ; (б) компримированный природный газ с добавлением 2% водорода; (в) компримированный природный газ с добавлением 5% водорода

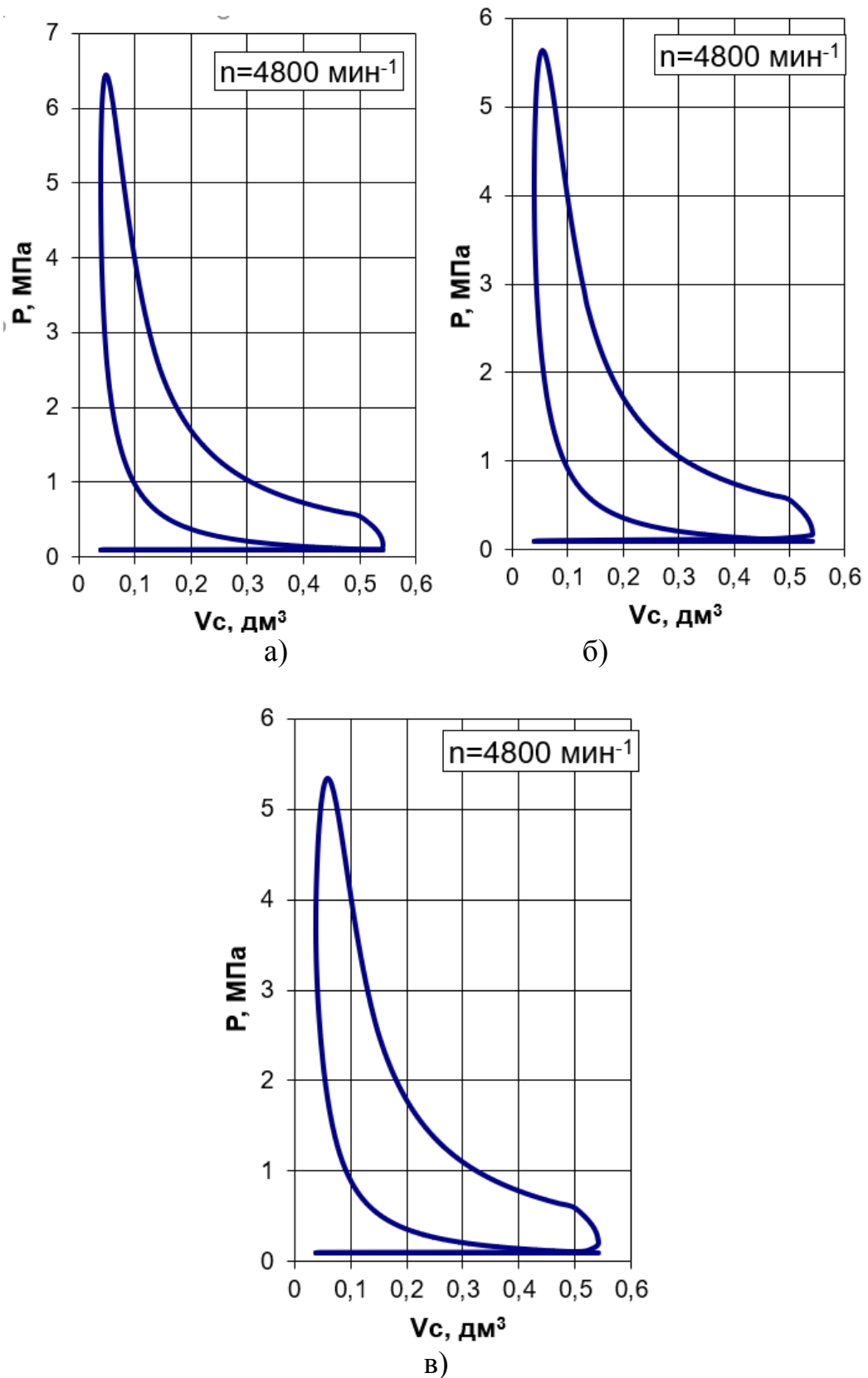


Рисунок 24 – Индикаторные диаграммы в P-V координатах для скоростного режима 4800 мин^{-1} при работе на: (а) компримированный природный газ; (б) компримированный природный газ с добавлением 2% водорода; (в) компримированный природный газ с добавлением 5% водорода

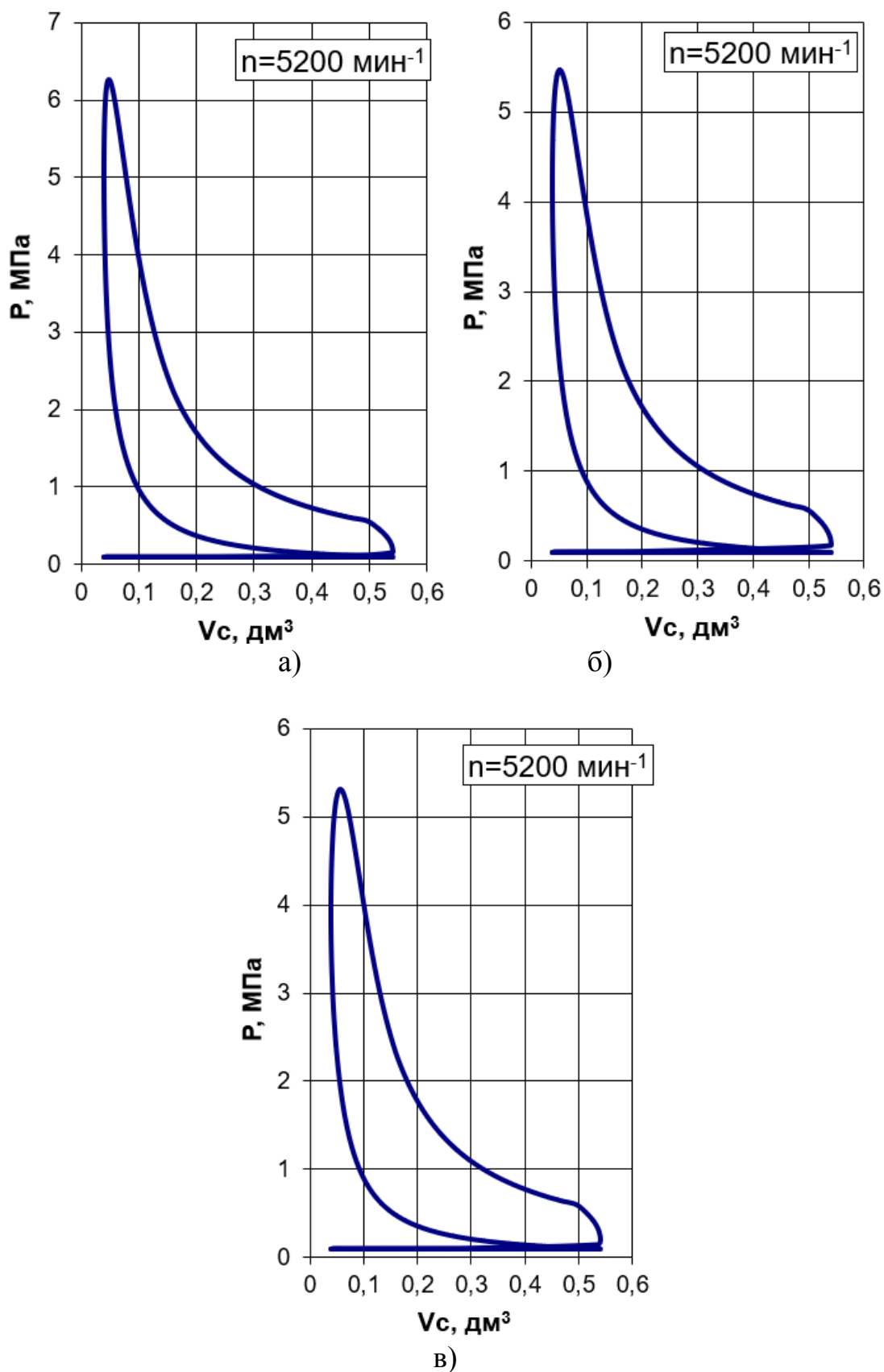


Рисунок 25 – Индикаторные диаграммы в P-V координатах для скоростного режима 5200 мин^{-1} при работе на: (а) компримированный природный газ; (б) компримированный природный газ с добавлением 2% водорода; (в) компримированный природный газ с добавлением 5% водорода

Для оценки токсичности проведем сравнение изменения температуры в процессе сгорания (рисунки 26 – 30).

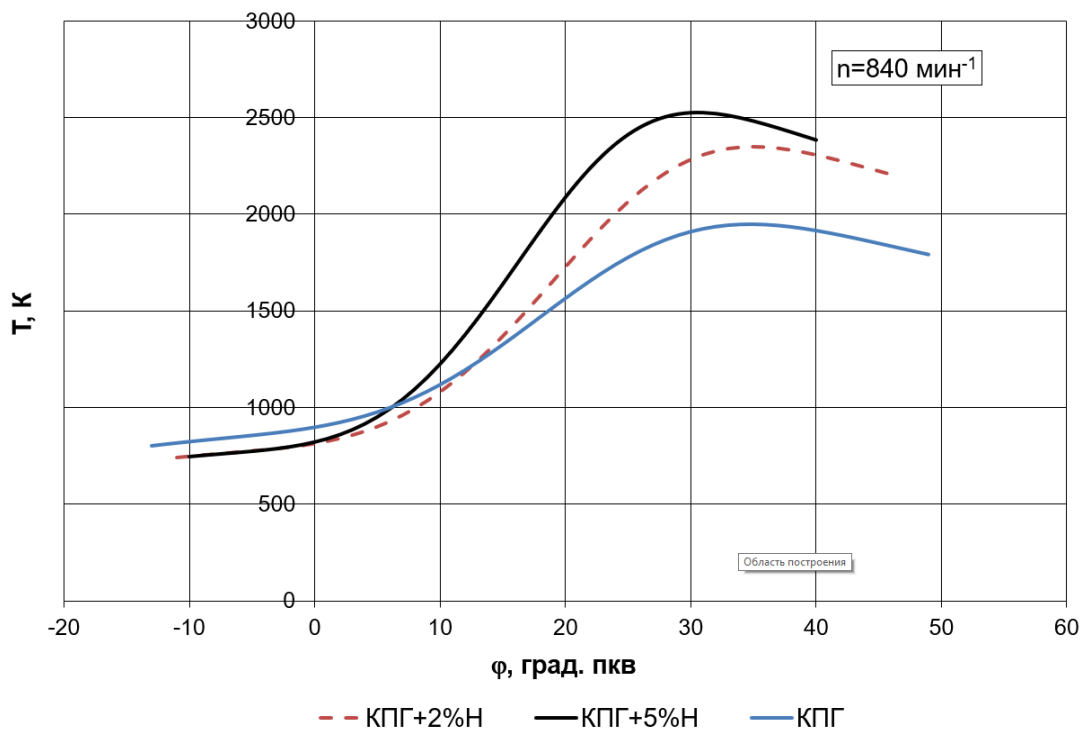


Рисунок 26 – Средняя температура в цилиндре двигателя во время сгорания для скоростного режима 840 мин⁻¹

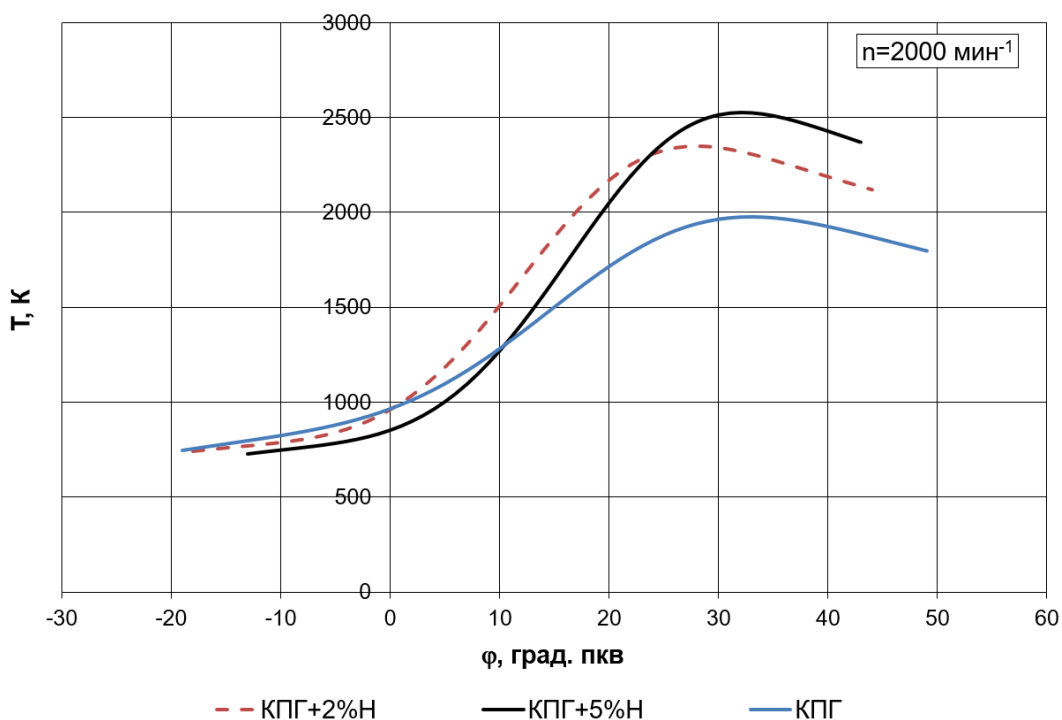


Рисунок 27 – Средняя температура в цилиндре двигателя во время сгорания для скоростного режима 2000 мин⁻¹

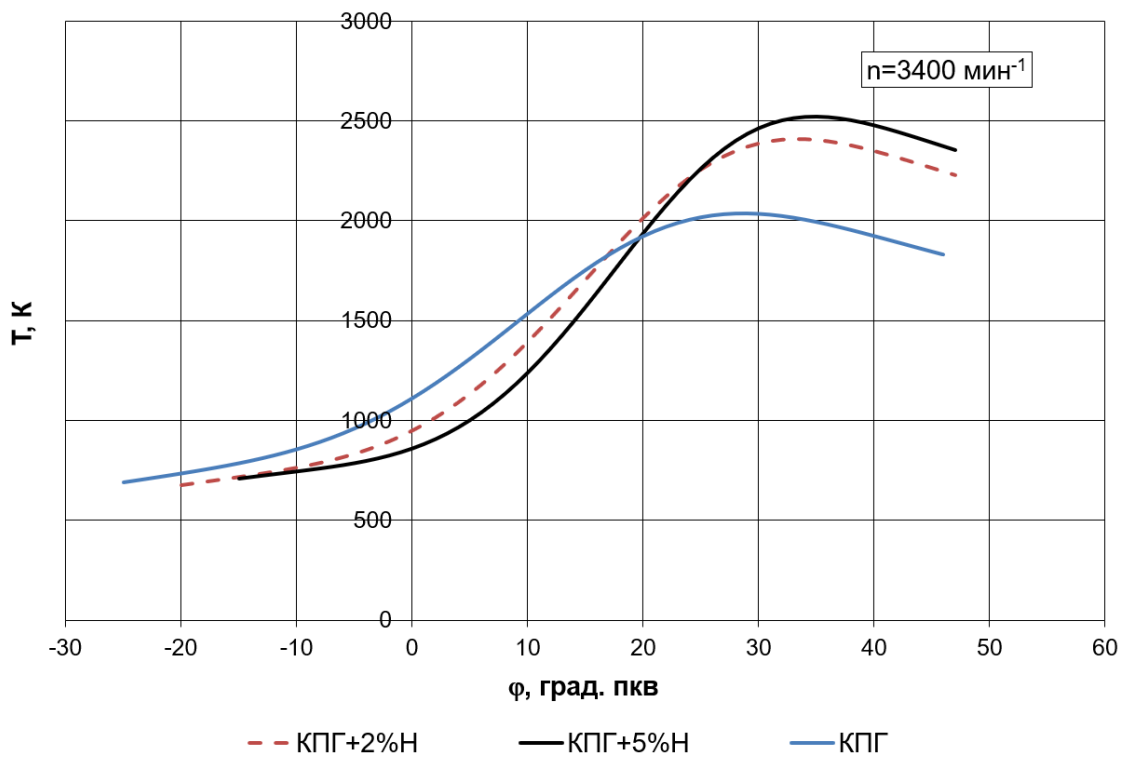


Рисунок 28 – Средняя температура в цилиндре двигателя во время сгорания для скоростного режима 3400 мин^{-1}

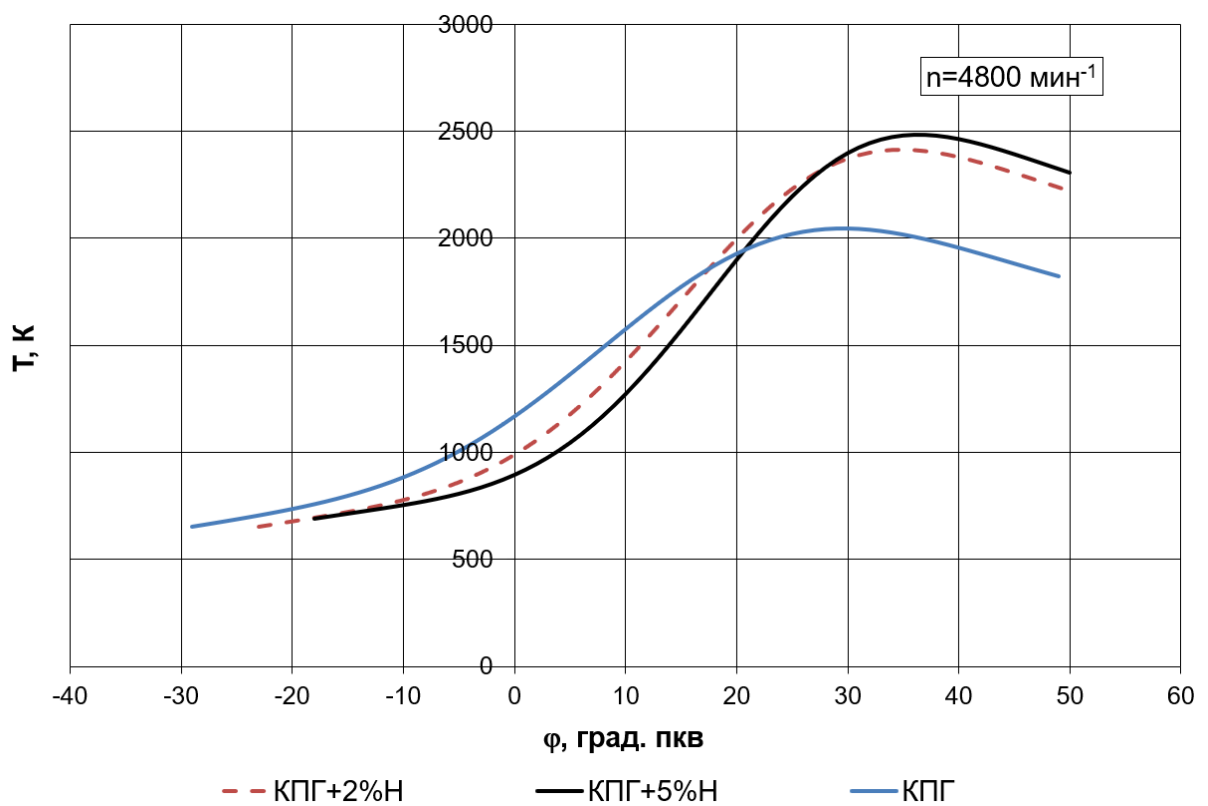


Рисунок 29 – Средняя температура в цилиндре двигателя во время сгорания для скоростного режима 4800 мин^{-1}

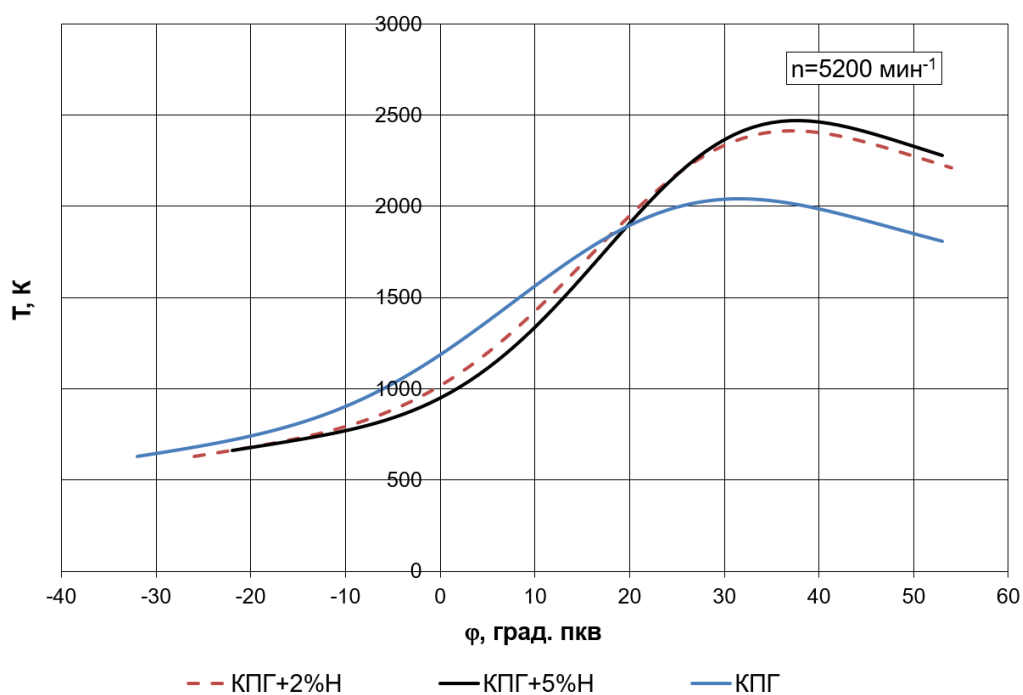


Рисунок 30 – Средняя температура в цилиндре двигателя во время сгорания для скоростного режима 5200 мин^{-1}

Проводя анализ средней температуры в цилиндре двигателя во время сгорания по рисункам 26 – 30, можно отметить, что максимальная температура соответствует рабочему процессу при работе с добавками 5% водорода в КПГ, с ростом частоты вращения разница в температуре цикла между КПГ с 5% водорода и КПГ с 2% водорода практически исчезает, что говорит о нецелесообразности больших добавок водорода в углеводородное топливо. Эффективно по сумме стоимость результат именно применение малых добавок в размере 1-3% от массы топлива, причем с открытием дроссельной заслонки требуемое количество водорода уменьшается до 0,5-1,5% от массы топлива.

4.2 Влияния добавки водорода в компримированный природный газ на эффективные показатели цикла

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

характеристики (рисунки 31 – 33). Для КПГ наглядно видно (рисунок 31), наличие максимума крутящего момента для частоты вращения 3400 мин^{-1} . С ростом доли водорода в топливе максимум смещается в сторону меньших частот вращения.

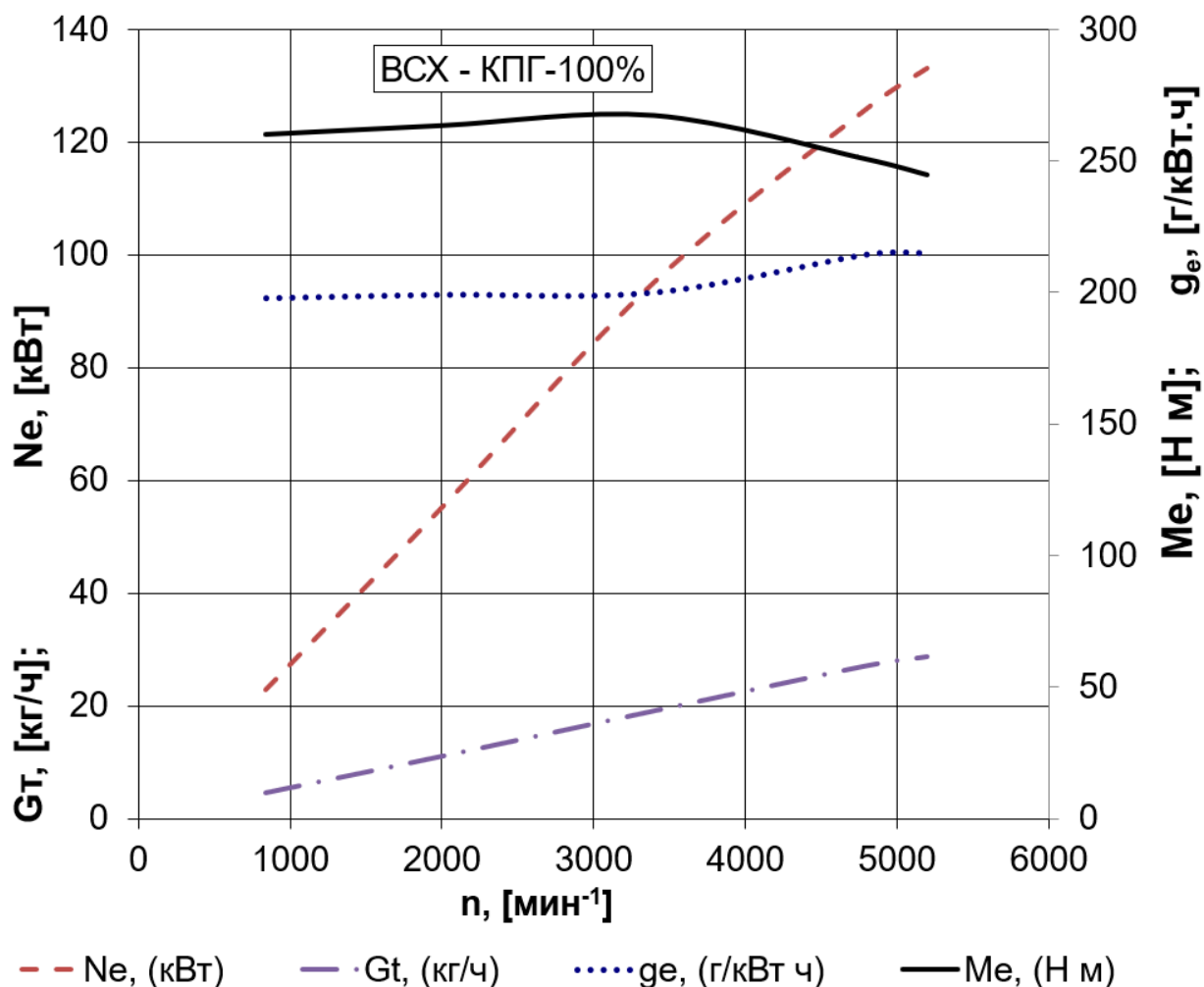


Рисунок 31 – Внешняя скоростная характеристика двигателя с искровым зажиганием при работе на КПГ

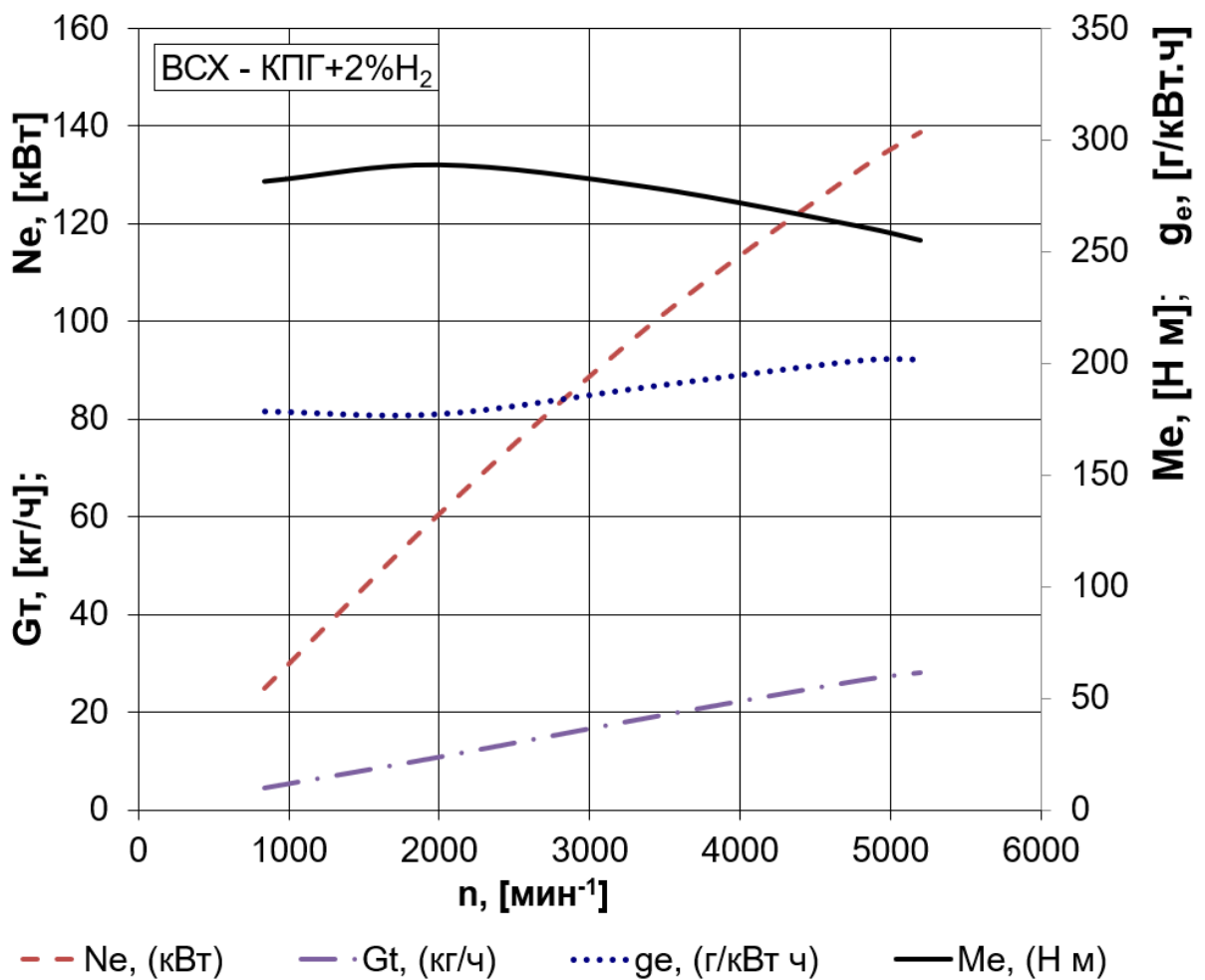


Рисунок 32 – Внешняя скоростная характеристика двигателя с искровым зажиганием при работе на КПГ+2% H₂

Добавка водорода позволяет повысить эффективность процесс сгорания, при добавке 5% водорода от массы топлива удельные эффективные показатели становятся близкими к характеристикам дизельных двигателей. Один недостаток — это необходимость подачи водорода с минимальными потерями воздуха на вытеснении, это может быть решено при помощи использования устройств агрегатного наддува, или при применении форкамерного впрыска водорода в начале такта сжатия.

Из графиков внешней скоростной характеристики видно наличие высоких крутящих моментов на низких частотах вращения. Это говорит о влиянии гидравлических потерь во впускной системе на характеристики работы.

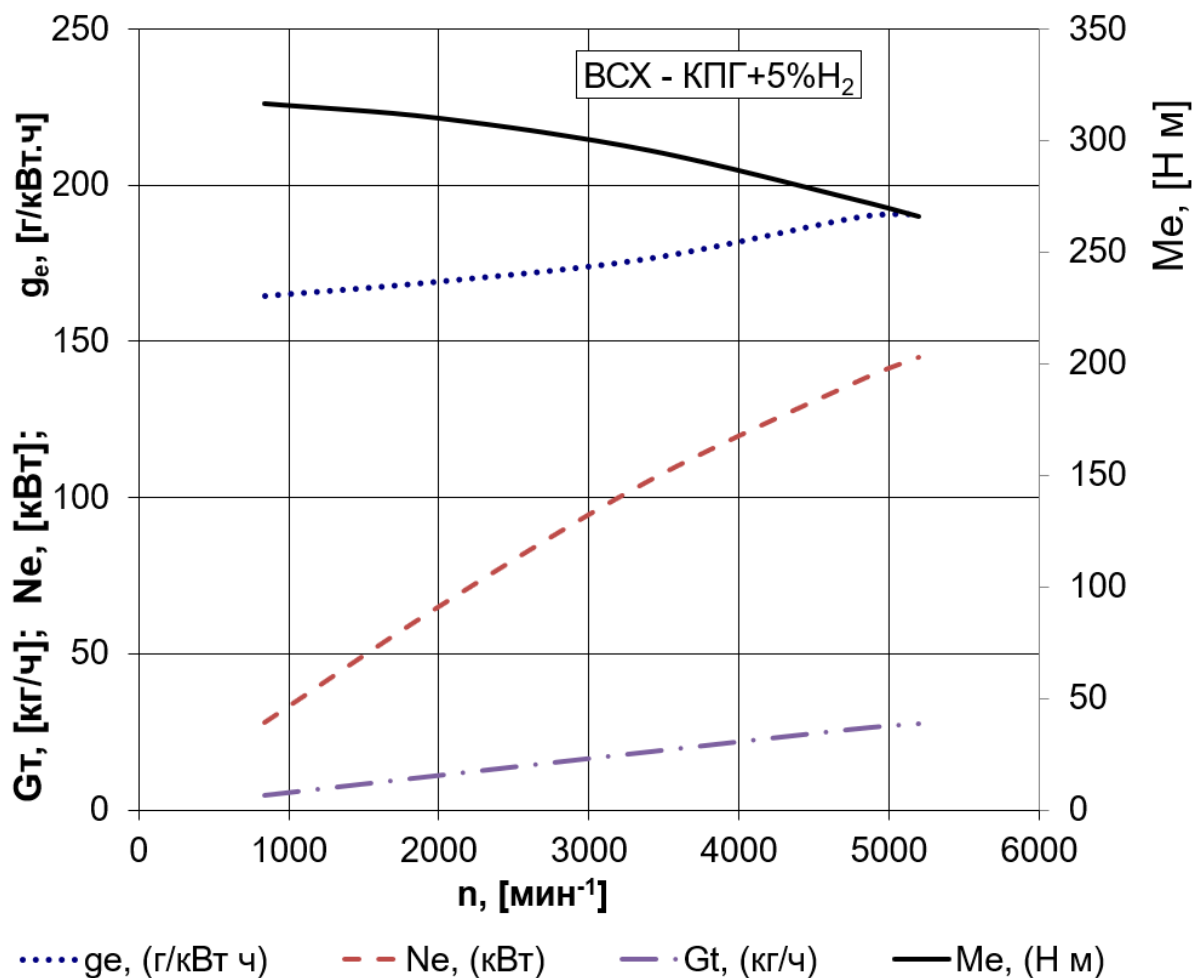


Рисунок 33 – Внешняя скоростная характеристика двигателя с искровым зажиганием при работе на КПГ+5% Н

Наглядно распределение тепловых потерь хорошо иллюстрируют графики внешнего теплового баланса (рисунки 34 и 35). На графиках отчетливо видно увеличение доли тепла отданного в систему охлаждения при работе на КПГ 100%, но зато при добавке водорода увеличиваются тепловые потери с отработавшими газами. Также при работе на всех газовых топливах наблюдается заметная доля неучтенных потерь теплоты до 4% на низких и средних частотах вращения.

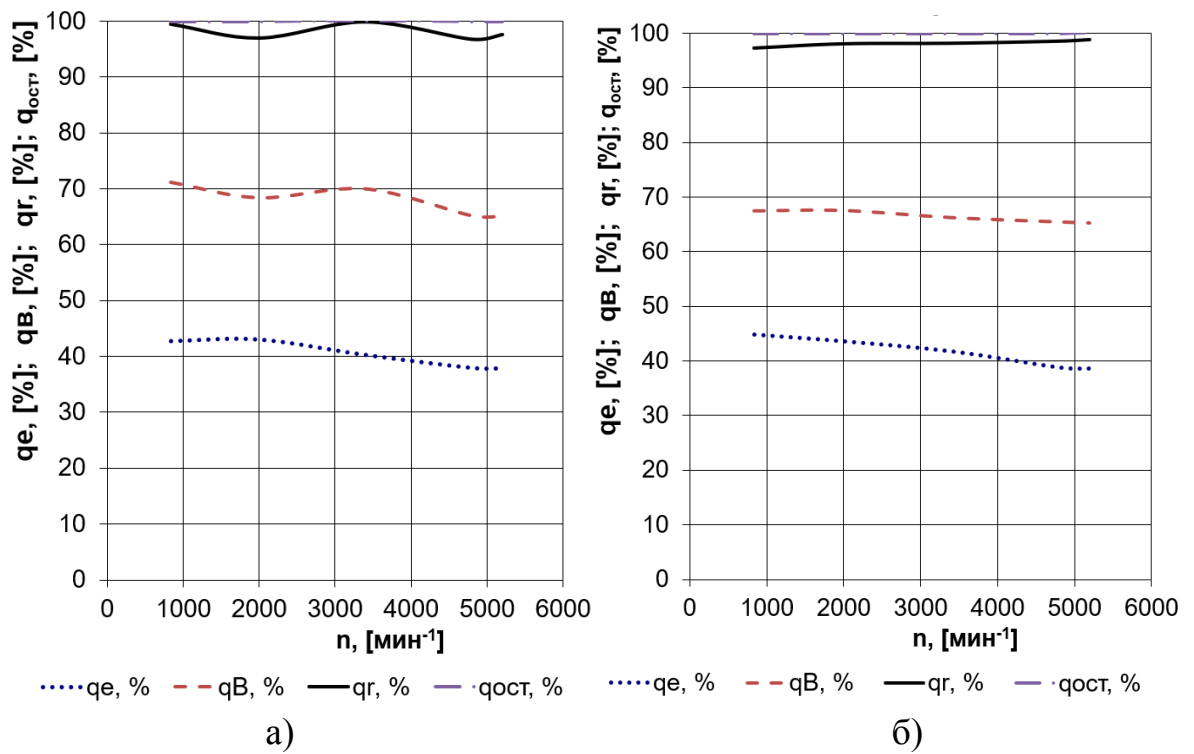


Рисунок 34 – Внешний тепловой баланс при работе на:
 (а) КПГ+2%Н; (б) КПГ+5%Н

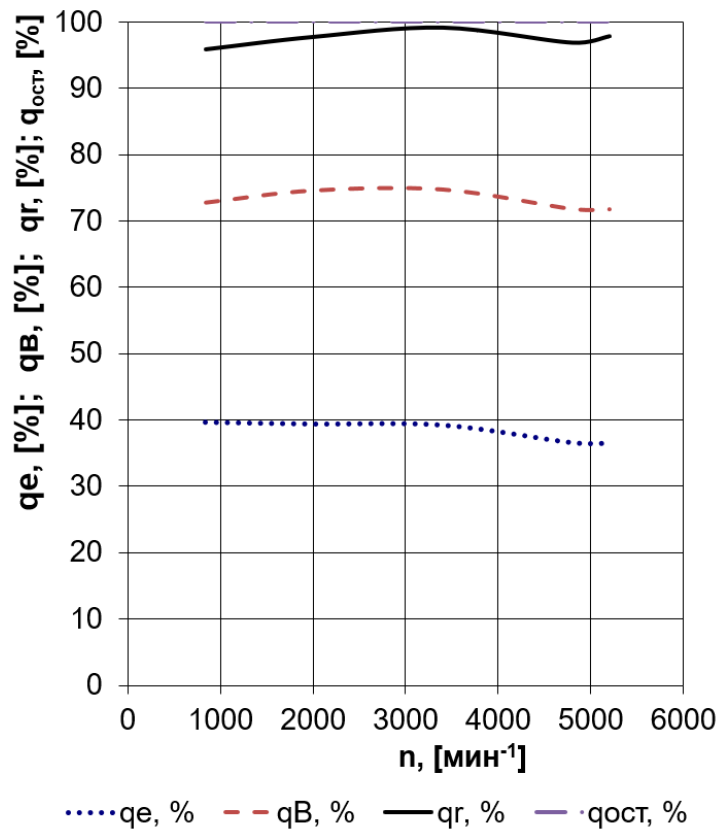


Рисунок 35 – Внешний тепловой баланс при работе на КПГ

Выводы по 4-му разделу

Максимальная температура соответствует рабочему процессу при работе с добавками 5% водорода в КПП, с ростом частоты вращения разница в температуре цикла между КПП с 5% водорода и КПП с 2% водорода практически исчезает, что говорит о нецелесообразности больших добавок водорода в углеводородное топливо. Эффективно по сумме стоимость результат именно применение малых добавок в размере 1-3% от массы топлива, причем с открытием дроссельной заслонки требуемое количество водорода уменьшается до 0,5-1,5% от массы топлива.

Добавка водорода позволяет повысить эффективность процесс сгорания, при добавке 5% водорода от массы топлива удельные эффективные показатели становятся близкими к характеристикам дизельных двигателей. Один недостаток — это необходимость подачи водорода с минимальными потерями воздуха на вытеснении, это может быть решено при помощи использования устройств агрегатного наддува, или при применении форкамерного впрыска водорода в начале такта сжатия.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В бакалаврской работе проведен анализ влияния на характеристики ДВС с искровым зажиганием добавки водорода компримированный природный газ. Получены основные выводы по работе:

1. 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 позволяет сохранить КПД двигателя близким к условиям работы на бензине со стандартной степенью сжатия.
2. По результатам динамического расчета получено, что при добавке водорода в компримированный природный газ происходит снижение нагрузки на элементы кривошипно-шатунного механизма. Так суммарные силы, действующие на поршневой палец, снизились на 11,4% при добавке 2% водорода в КПГ и на 16,5 % при добавке 5% водорода.
3. Максимальная температура соответствует рабочему процессу при работе с добавками 5% водорода в КПГ, с ростом частоты вращения разница в температуре цикла между КПГ с 5% водорода и КПГ с 2 % водорода практически исчезает, что говорит о нецелесообразности больших добавок водорода в углеводородное топливо. Эффективно по сумме стоимость результат именно применение малых добавок в размере 1 – 3 % от массы топлива, причем с открытием дроссельной заслонки требуемое количество водорода уменьшается до 0,5 – 1,5 % от массы топлива.
4. Добавка водорода позволяет повысить эффективность процесс сгорания, при добавке 5% водорода от массы топлива удельные эффективные показатели становятся близкими к характеристикам

дизельных двигателей. Один недостаток — это необходимость подачи водорода с минимальными потерями воздуха на вытеснении, это может быть решено при помощи использования устройств агрегатного наддува, или при применении форкамерного впрыска водорода в начале такта сжатия.

Выводы по 1-му разделу

Как показал анализ литературы, изменение угла опережения зажигания и условий воспламенения в начале сгорания хорошо коррелирует с максимальным давлением цикла. Сгорание в первой фазе 0,1% от массы топлива уже оказывает решающее влияние на инициацию процесса сгорания и максимальное давление цикла. Колебания в фазе раннего сгорания были связаны с локальной турбулентной кинетической подсеточной энергией и не связаны с колебаниями местных условий, связанных со скоростью ламинарного пламени. Помимо вклада первой фазы сгорания, можно также сказать, что степень турбулентности фронта пламени играет решающую роль в наблюдаемых флуктуациях для рассматриваемых условий. Повышенное турбулентное воздействие на очень ранней стадии сгорания, вскоре после воспламенения, сильно коррелирует с общим более быстрым процессом сгорания и более высоким максимальным давлением цикла.

Можно утверждать, что уменьшение наблюдаемых колебаний давления при добавлении водорода связано со значительно ускоренным ранним этапом горения. Временной масштаб, в течение которого колебания поля потока могут взаимодействовать с фронтом пламени во время решающей ранней фазы, становится меньше, что приводит к значительно меньшим колебаниям фазы сгорания, это хорошо заметно при добавке от 0 до 5% массовой доли водородного топлива. Эволюция фронта пламени показала, что первая фаза сгорания находится на границе между средней и сильной турбулентностью фронта пламени.

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 позволяет сохранить КПД двигателя близким к условиям работы на бензине со стандартной степенью сжатия. На высоких частотах вращения при работе происходит удлинение процесса сгорания для всех видов топлива, что приводит к уменьшению влияния водорода на процесс сгорания. Обеспечение конструктивного решения позволившего повысить степень сжатия сделало возможным повысить удельную мощность двигателя на 12% при добавке 5% водорода по сравнению с базовой конструкцией. Для КПП увеличение степени сжатия позволяет сохранить мощностные характеристики.

Выводы по 3-му разделу

По результатам динамического расчета получено, что при добавке водорода в компримированный природный газ происходит снижение нагрузки на элементы кривошипно-шатунного механизма. Так суммарные силы, действующие на поршневой палец, снизились на 11,4% при добавке 2% водорода в КПП и на 16,5 % при добавке 5% водорода.

Как мы видим переход двигателя на природный газ, обогащенный водородом, привел к снижению нагрузок в среднем на 13 – 15 %, как правило за счет снижения объемной энергоемкости заряда вследствие малой плотности водорода, что говорит о выполнении запаса прочности деталей и возможность их применения без дополнительного упрочнения. Единственным уточнением следует считать необходимость повышенного внимания к поверхностям камеры сгорания, цилиндрам и поршня, так как увеличение доли водорода приводит к эффекту оводороживания, т.е. охрупчивания деталей.

Выводы по 4-му разделу

Максимальная температура соответствует рабочему процессу при работе с добавками 5% водорода в КПП, с ростом частоты вращения разница

в температуре цикла между КПП с 5% водорода и КПП с 2 % водорода практически исчезает, что говорит о нецелесообразности больших добавок водорода в углеводородное топливо. Эффективно по сумме стоимость результат именно применение малых добавок в размере 1 – 3 % от массы топлива, причем с открытием дроссельной заслонки требуемое количество водорода уменьшается до 0,5 – 1,5 % от массы топлива.

Добавка водорода позволяет повысить эффективность процесс сгорания, при добавке 5% водорода от массы топлива удельные эффективные показатели становятся близкими к характеристикам дизельных двигателей. Один недостаток — это необходимость подачи водорода с минимальными потерями воздуха на вытеснении, это может быть решено при помощи использования устройств агрегатного наддува, или при применении форкамерного впрыска водорода в начале такта сжатия.

СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Alamia, A.; Magnusson, I.; Johnsson, F.; Thunman, H. Well-to-wheel analysis of bio-methane via gasification, in heavy duty engines within the transport sector of the European Union. *Appl. Energy* 2016, 170, 445–454.
2. Allgeier, T. Advanced emission and fuel economy concept using combined injection of gasoline and hydrogen in SI engines / T. Allgeier [и др.] // SAE. - 2004. - №2004-01-1270.
3. Ammenberg, J.; Anderberg, S.; Lönnqvist, T.; Grönkvist, S.; Sandberg, T. Biogas in the transport sector: Actor and policy analysis focusing on the demand side in the Stockholm region. *Resour. Conserv. Recycl.* 2018, 129, 70.
4. Au, M. Hydrogen storage properties of magnesium based nanostructured composite materials / M. Au // *Materials Science and Engineering*. - 2005. - Т. 117. - №1. - С. 37-44.
5. Beran, R., Baufeld, T., Philipp, H., Kim, J. T., Kim, J. S.: Entwicklung des H17/24G - Dem ersten koreanischen Gasmotor. in: 11. Tagung Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors. Graz. 2007
6. Bonnevie-Svendsen, A., Boulouchos, K., Lämmle, Ch., Vlakos, I.: Double-Vibe-Model for heat release in lean burn gas engines with prechamber ignition. in: 6. Dessauer Gasmotoren-Konferenz. Dessau-Roßlau. 2009
7. Chmela, F., Dimitrov, D. Simulation der Verbrennung bei Vorkammer-Großgasmotoren. in: 11. Tagung Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors. Graz. 2007.
8. Chmela, F., Dimitrov, D., Pirker, G., Wimmer, A.: Konsistente Methodik zur Vorausrechnung der Verbrennung in Kolbenkraftmaschinen. *MTZ Motortechnische Zeitschrift* 67 (2006) 6.
9. Collier, K. Emission results from the new development of a dedicated hydrogen - enriched natural gas heavy duty engine / K. Collier, N. Mulligan, D. S. Shin, S. Brandon // SAE. - 2005. - №2005-01-0235.

10. David, E. An overview of advanced materials for hydrogen storage / E. David // Journal of Materials Processing Technology. - 2005. - №162. - C. 169-177.
11. Defu, Z., Qingping, Z. Investigation on the Combustion Characteristics of the Compression Ignition Divided Chamber Combustion System of the Natural Gas Engine. in: CIMAC Congress. Wien. 2007.
12. Dehoche, Z. Ti-V-Mn based alloys for hydrogen compression system / Z. Dehoche, M. Savard, F. Laurencelle, J. Goyette // Journal of Alloys and Compounds. - 2005. - T. 400. - №1-2. - C. 276-280.
13. Dobski, T., Wawrzyniak, J., Jancy, B.: Combustion of Low Calorific Natural gases in Gas Engines in Pipeline Gas Transportation Systems. in: 5. Dessauer Gasmotoren-Konferenz. Dessau. 2007.
14. Du, Y.L. Optimization of Zr-based hydrogen storage alloys for nickel-hydride batteries / Y. L. Du, G. Chen, G. L. Chen // Intermetallics. - 2005. - T. 13. - №3-4. - C. 399-402.
15. Flekiewicz, B. Hydrogen enriched CNG - a tool for dual fuel engine overall performance improvement / B. Flekiewicz, M. Flekiewicz // SAE. - 2009. - №2009-01-2681. - C. 38-49.
16. Ganesh, R.H. Hydrogen fueled spark ignition engine with electronically controlled manifold injection: An experimental study / R. H. Ganesh [и др.] // Renv. Energy. - 2008. - №33(8). - C. 1324-1333.
17. Haslacher, R., Skalla, Ch., Jauk, Th., Eichlseder, H.: Einsatz optischer Messmethoden bei der Entwicklung von Brennverfahren für Wasserstoff-Erdgas-Gemische. in: 6. Dessauer Gasmotorenkonferenz. Dessau-Roßlau. 2009.
18. Heinz, C. Mittermayer, F., Sattelmayer, T.: Investigation of a Novel Pre-Chamber-Concept for Lean Premixed Combustion in Large Bore Gas Motors. Projektplakat. Technische Universität München. 2005

19. Jensen, S.S.; Winther, M.; Jørgensen, U.; Møller, H.B. Scenarios for Use of Biogas for Heavy-Duty Vehicles in Denmark and Related GHG Emission Impacts; Trafikdage: Aalborg, Denmark, 2017.
20. 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.
21. Levin, D.V. Biohydrogen production: prospects and limitations to practical application / D. V. Levin, L. Pitt, M. Love // International Journal of Hydrogen Energy. - 2004. - №29. - С. 173-185.
22. Lönnqvist, T.; Sanches-Pereira, A.; Sandberg, T. Biogas potential for sustainable transport—a Swedish regional case. J. Clean. Prod. 2015, 108, 1105–1114.
23. Lyng, K.A.; Brekke, A. Environmental Life Cycle Assessment of Biogas as a Fuel for Transport Compared with Alternative Fuels. Energies 2019, 12, 532.
24. 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.
25. Taizhong, H. Influence of V content on structure and hydrogen desorbtion performance of TiCrV-based hydrogen storage alloys / H. Taizhong, W. Zhu, X. Baojia, H. Tiesheng // Materials Chemistry and Physics. - 2005. - №93. - С. 544-547.
26. Бортников, Л.Н. Оценка коэффициента полезного действия двигателя с искровым зажиганием при работе на бензоводородовоздушной смеси / Л. Н. Бортников, М. М. Русаков // Интеллектуальные системы в производстве. - 2007. - №2. - С. 166-170.
27. Булычев, Б.М. Молекулярные и ионные гидриды металлов как источники водорода для энергетических установок / Б. М. Булычев, П.

- А. Стороженко // Сборник тезисов второго Международного симпозиума «Безопасность и экономика водородного транспорта». - 2003. - С. 30-31.
28. Вибе, И.И. Уточненный тепловой расчет двигателя / И.И. Вибе// М. Машиностроение, 1971. - с.282
29. Коровин, Н.В. Водородные топливные элементы. Состояние и проблемы / Н. В. Коровин // 7-я Международная конференция "Водородное материаловедение и химия углеродных материалов". - 2001. - С. 928-929.
30. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: Учебное пособие для вузов / А.И. Колчин, В.П. Демидов // 4-е изд., стер. – М: Высш. шк., 2008. - 496 с.: ил.
31. Русаков, М.М. Автомобильные двигатели с добавкой водорода в топливно-воздушную смесь / М. М. Русаков [и др.] // Научно-технический конгресс по двигателестроению НТКД - 2008. - 2008. - С. 142-143.
32. Русаков, М.М. Международная научно-практическая конференция «Инновация - 2008», / М. М. Русаков [и др.] -2008. - С. 102-103.
33. Тарасов, Б.П. Металлогидридные системы обратимого хранения водорода / Б. П. Тарасов // Сборник тезисов второго Международного симпозиума «Безопасность и экономика водородного транспорта». - 2003. - С. 38-39.