

федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования  
«Тольяттинский государственный университет»

**ИНСТИТУТ ЭНЕРГЕТИКИ И ЭЛЕКТРОТЕХНИКИ**

(институт, факультет)

**Энергетические машины и системы управления**

(кафедра)

**13.04.03 «Энергетическое машиностроение»**

(код и наименование направления подготовки)

**Поршневые и комбинированные двигатели**

(наименование профиля магистерской программы)

**МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ**

на тему: Совершенствование рабочего процесса газопоршневых силовых  
установок

Студент(ка)

М.А. Алешникова

\_\_\_\_\_  
(И.О. Фамилия)

\_\_\_\_\_  
(личная подпись)

Научный руководитель

Д. А. Павлов

\_\_\_\_\_  
(И.О. Фамилия)

\_\_\_\_\_  
(личная подпись)

Консультант

\_\_\_\_\_  
(И.О. Фамилия)

\_\_\_\_\_  
(личная подпись)

**Допустить к защите**

Руководитель магистерской  
программы

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

\_\_\_\_\_  
(личная подпись)

« \_\_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 20 \_\_\_\_\_ г.

Тольятти 2016



## СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	5
Глава 1 Состояние вопроса, направления исследования .....	9
1.1 Существующие способы снижения расхода топлива .....	10
1.2 Особенности рабочего процесса газового двигателя .....	13
1.3 Влияние добавки водорода на процесс сгорания .....	20
1.4 Существующие методы расчета процесса горения в ДВС .....	26
Глава 2 Экспериментальное исследование влияния добавки водорода на процесс сгорания.....	33
2.1 Методика эксперимента .....	33
2.1.1 Порядок включения СПВ .....	38
2.1.2 Порядок работы СПВ.....	38
2.1.3 Порядок переключения режима .....	39
2.1.4 Порядок выключения СПВ .....	39
2.2 Результаты испытаний.....	39
2.3 Оценка погрешностей измерений.....	44
2.3.1 Оценка погрешности измерения давления .....	44
2.3.2 Оценка погрешности косвенных измерений .....	46
2.4 Обработка результатов индицирования.....	49
Глава 3 Исследование влияния добавки водорода на процесс сгорания <b>Ошибка! Закладка не определена.</b>	
3.1 Определение параметров рабочего тела . <b>Ошибка! Закладка не определена.</b>	
3.2 Расчет процесса впуска и сжатия .....	<b>Ошибка! Закладка не определена.</b>
3.3 Расчет процесса сгорания.....	<b>Ошибка! Закладка не определена.</b>
3.4 Определение часового расхода топлива . <b>Ошибка! Закладка не определена.</b>	

Глава 4 Анализ результатов исследования.....	60
Заключение .....	72
Список использованных источников .....	73
Приложение А .....	78
Приложение Б.....	82
Приложение В.....	<b>Ошибка! Закладка не определена.</b>
Приложение Г .....	<b>Ошибка! Закладка не определена.</b>

## Введение

**Актуальность работы.** В последние два десятилетия размер мирового автомобильного парка существенно увеличился. По данным статистики, за 2010 год, общее число автомобилей превысило цифру в один миллиард [1]. Для сравнения, в 1986 году в мире насчитывалось только 500 миллионов автомобилей. Основным источником энергии автомобильного транспорта является, разработанный более ста лет назад, двигатель внутреннего сгорания (ДВС). На протяжении долгого времени ученые и инженеры всего мира пытаются создать агрегат способный заменить ДВС. Предлагаются различные варианты, например, пневмодвигатели, использование кинетической энергии маховика для движения (Гиробусы), а также наиболее популярное на данный момент направление – электродвигатели. Однако, не смотря на большие достижения в развитие техники, альтернативы двигателю внутреннего сгорания, пригодной для массового производства в настоящее время не существует.

Такое количество автомобилей, оснащенных ДВС, негативно влияет на экологию, что особенно заметно в крупных городах. В связи с этим экологические требования к ДВС, как главному источнику загрязнения, постоянно ужесточаются. Современные требования предполагают ограничение выброса ТНС, NMHC, NO<sub>x</sub> и CO. В 2004 году Россия ратифицировала Киотский протокол по ограничению выбросов в атмосферу углекислого газа CO<sub>2</sub> [2]. В связи с этим к указанным выше компонентам можно отнести и CO<sub>2</sub>.

По данным международного энергетического агентства, IEA Statistics, на транспорт приходится 23 % от всего объема выбросов CO<sub>2</sub> из которых 75% относится к автомобильному транспорту [3]. Объем выбрасываемой автомобилем двуокиси углерода непосредственно связан с расходом топлива.

Двуокись углерода является основным компонентом, образующимся при сгорании топливовоздушной смеси. Таким образом объем выброса CO<sub>2</sub>

непосредственно связан с экономичностью ДВС и может быть снижен только за счет уменьшения количества топлива, подводимого в камеру сгорания.

Ужесточение требований по токсичности, происходящих на фоне увеличения роста числа автомобилей, а также заметного роста цен на нефть и сокращения ее мировых запасов, приводит к тому, что проблема снижения расхода топлива становится очень актуальной.

Одним из направлений позволяющих повысить экономические показатели двигателя является воздействие на его рабочий процесс, в частности на процесс сгорания топливовоздушной смеси (ТВС) в камере сгорания, например применением альтернативных топлив.

С точки зрения энергоемкости, а также эмиссии токсичных компонентов в отработавшем газе, водород является самым лучшим из всех возможных топлив [9]. Однако существует ряд проблем, препятствующих его применению, в настоящее время, в массовом производстве. Основным из них, является получение водорода и его хранение на борту автомобиля [23]. Существующие методы получения, в пересчете на энергетическую единицу, в 2-10 раз выше, чем при получении природного газа [9]. В связи с этим наиболее перспективным вариантом является применение водорода в качестве добавки к основному углеводородному топливу.

С другой стороны, в настоящее время, все более востребованным становится природный газ из-за его низкой стоимости и больших мировых запасов.

Помимо типа топлива, экономичность ДВС влияет режим работы. Известно, что до 70% времени, при движении в городском цикле, двигателя работает на режимах холостого хода и глубокого дросселирования. В связи с этим повышение экономичности ДВС на указанных режимах, позволит существенно снизить расход топлива [4].

Следует отметить, что в последнее десятилетий газовые двигатели находят все большее применение, в частности, в газопоршневых установках,

гибридных установках как транспортных, так и стационарных. Однако указанная выше проблематика является актуальной и для указанных установок.

**Цель работы.** Целью работы является оценка влияния добавок водорода на экономические показатели газового двигателя при работе на режимах холостого хода.

Для достижения поставленной цели потребовалось решить следующие задачи:

- провести обзор литературы по теме и установить наиболее перспективные направления исследования;
- установить экспериментально, зависимости и закономерности влияния добавки водорода на экономические показатели газопоршневых установок
- разработка рекомендаций по совершенствованию рабочего процесса.

**Объект исследования.** Объектом исследования является поршневой двигатель с искровым зажиганием типа ВАЗ 2111 с рабочим объемом 1,5 л, степенью сжатия 9,5 и системой распределенного впрыска.

**Предмет исследования** заключается в изучении зависимостей экономических показателей двигателя, работающего на природном газе, при добавках водорода.

**Научная новизна работы.**

1 Установлена зависимость изменения количества подведенного тепла на режиме холостого хода при различных значениях коэффициента избытка воздуха и количества водорода.

2 Определена продолжительность сгорания природного газа в зависимости от коэффициента избытка воздуха и количества водорода.

**Методы исследований.** При проведении исследований применялся экспериментальный (стендовые испытания двигателя) и теоретический методы.

**Достоверность.** Достоверность результатов исследования достигается проведением многократных опытов с соответствующей статистической обработкой результатов.

**Практическая значимость и реализация результатов.** Полученные результаты позволяют проводить расчет процесса сгорания в газовом двигателе на режиме холостого хода, в том числе при добавке водорода.

**Апробация работы и публикации.** Основные положения диссертации докладывались и обсуждались на научно-технических семинарах кафедры «Энергетические машины и системы управления» ТГУ, а также на студенческой конференции «Дни науки». По результатам исследований опубликовано 3 печатных работы..

**На защиту выносятся следующие положения:**

- 1 Экспериментальные данные, регулировочные характеристики по составу смеси при различных значениях величины добавки водорода.
- 2 Эмпирическая зависимость продолжительности сгорания  $\varphi_z$ , полученную на основе экспериментальных данных.
- 3 Рекомендаций по совершенствованию рабочего процесса.



## Глава 1 Состояние вопроса, направления исследования

Снижение расхода топлива является одним из основных направлений развития двигателестроения в настоящее время.

Часовой Расход топлива напрямую зависит от режима работы двигателя. Известно, что двигатель автомобиля, в условиях городской езды, до 70% времени работает на режимах глубокого дросселирования и (или) на режиме холостого хода, которые отличаются низкими показателями экономичности. Такая особенность обусловлена рядом факторов, главными из которых являются плохое смесеобразование, недостаточная очистка цилиндра от отработавших газов, низкая турбулентность свежего заряда, высокие тепловые потери и т.д [33, 34].

Ограниченность мировых запасов нефти заставляет ученых и инженеров заниматься поисками альтернативных источников энергии. Наиболее перспективным топливом, как с энергетической, так и с экологической точки зрения считается водород. Это подтверждают и многочисленные исследования, ведущиеся сегодня во всем мире, по развитию водородных технологий. Однако, использование чистого водорода в качестве топлива связано со значительными проблемами, основной из которых является хранение водорода на борту автомобиля в необходимом количестве. Решением указанной проблемы может быть использование водорода в качестве добавки к основному газообразному топливу [19].

В последнее время все большую популярность в двигателестроении получает природный газ (ПГ). Это обусловлено в первую очередь низкой стоимостью данного топлива и большими его запасами.

Так же двигатели, питаемые природным газом, характеризуются относительно низкой эмиссией углеводородов  $CH$ , окиси углерода  $CO$  и твердых частиц. Основным компонентом природного газа является метан (85...95%). К остальным компонентам следует отнести сложные углеводороды, азот и воду. Метан обладает невысокой молекулярной массой, что позволяет

обеспечить его эффективное сгорание и низкий уровень эмиссии токсических компонентов. В идеальных условиях сгорания отработавшие газы содержат только четыре компонента: водяной пар,  $\text{CO}_2$ , азот и избыточный кислород.

Молекула метана содержит один атом углерода и четыре атома водорода, что является низким соотношением по сравнению с другими топливами. В результате этого ПГ называют топливом «обедненным углеродом», что является причиной низкого уровня выбросов  $\text{CO}$  и  $\text{CO}_2$ . У двигателей, питаемых стехиометрической смесью ПГ, эмиссия  $\text{CO}$  выше, чем у работающих на бедной смеси, но ниже чем в случае применения бензина или дизельного топлива. Небольшое количество серы в природном газе (приблизительно 8-30 ppm) содержится, в основном, в пахучих веществах, добавляемых с целью определения неплотностей топливной системы.

Конвертированные двигатели, питаемые ПГ, характеризуются более высоким коэффициентом полезного действия, чем двигатели, работающие на бензине, а КПД двигателей, приспособленных к сгоранию бедной смеси, близок к КПД дизельного двигателя [20]. Октановое число метана, являющегося основным компонентом природного газа, определенное по исследовательскому методу, достигает значений 120 - 130, благодаря чему можно значительно увеличить степень сжатия двигателя.

При использовании ПГ улучшаются предпосылки холодного пуска двигателя, главным образом из-за улучшения смесеобразования (отсутствует необходимость испарять ПГ, в отличие от жидкого топлива) [35].

### **1.1 Существующие способы снижения расхода топлива**

Для повышения экономичности двигателя необходимо воздействовать на рабочий процесс, в частности на процесс горения ТВС в камере сгорания. На данный момент можно выделить два основных направления решения поставленной задачи:

- 1 Подбор конструктивных параметров двигателя, разработка и настройка системы управления.

## 2 Применение топлива с другими физико-химическими свойствами.

Первый вариант включает в себя разработку конструкции камеры сгорания, верхней части днища поршня, конструкции впускной и выпускной систем, выбор системы питания (распределенный или непосредственный впрыск), степени сжатия, фаз газораспределения и т.д. Однако на сегодняшний день возможности этого способа практически исчерпаны.

Одним из возможных способов увеличения эффективности работы двигателя является повышение степени сжатия  $\varepsilon$  [28]. Согласно теории двигателестроения с увеличением степени сжатия увеличивается мощность двигателя, растет КПД и улучшается экономичность. Поэтому, чем современнее становились ДВС, тем больше у них становилась степень сжатия. Но в последнее время такая тенденция практически прекратилась. Например, для бензинового двигателя,  $\varepsilon$  не превышает 14. Это связано с тем, что бесконечно увеличивать этот параметр невозможно, в связи с появлением детонации - взрывное, неконтролируемое сгорание рабочей смеси, которая негативно влияет на работу двигателя и может привести к его разрушению [5, 36].

Ограничение величины степени сжатия имеет особое значение для работы двигателя на полных нагрузках, в то время как на частичных нагрузках высокая степень сжатия не вызывает опасности детонации. В связи с этим, для достижения максимального эффекта по снижению расхода топлива, необходимо, чтобы степень сжатия менялась в зависимости от режима работы. Для решения этой задачи предложено использовать систему изменения степени сжатия [32]. В настоящее время известны ряд фирм, таких как SAAB, MCE-5 Development (разрабатывает двигатель для концерна «Пежо-Ситроен»), Lotus (двигатель Omnivore) и т.д., разработавшие прототипы ДВС, применяющих подобную систему.

Еще одной системой, позволяющей добиться снижения расхода топлива, является система отключения цилиндров. В многоцилиндровом двигателе (количество цилиндров не ниже 6) при работе на низких режимах нагрузки, а

также при движении автомобиля с постоянной скоростью, когда не развивается максимальная мощность, предлагается исключить из работы часть цилиндров. Для этого необходимо, прекратить подачу топлива в соответствующие цилиндры. При существующей системе питания, использующей электромагнитные и пьезоэлектрические форсунки, это задача не составляет большой сложности. Но при этом в отключенные цилиндры продолжает подаваться воздух. Тем самым увеличиваются насосные потери, снижающие эффективность двигателя. Данный негативный момент может быть исключен, в случае если клапана двигателя (как минимум впускные) соответствующих цилиндров оставались закрыты. Это говорит о необходимости включения в конструкцию двигателя систему изменения фаз газораспределения [31].

Следующим способом, для бензинового двигателя, является работа на бедных и сверх бедных смесях. Для традиционных бензиновых ДВС, обеднение смеси ограничено значением  $\alpha = 1,4$ . При дальнейшем обеднении смесь перестает воспламеняться. Для обеспечения устойчивой работы на сверхбедных смесях при  $\alpha = 1,4$  и выше необходимо добиться расслоения заряда, когда состав ТВС меняется по объему камеры сгорания. Для этого необходимо применять систему непосредственного впрыска топлива и организовать определенное движение воздушного потока в цилиндре.

Главным недостатком описанных систем является сложность конструкции. Увеличение числа деталей двигателя приводит к снижению его надежности. Повышается стоимость двигателя. Растут требования к уровню подготовки людей, занимающихся обслуживанием и ремонтом данных ДВС.

Второе направление, в отличие от влияния на «форму» протекания процессов в двигателе, связано с непосредственным изменением процессов, в частности процесса сгорания и заключается в применении альтернативных топлив.

К альтернативным, можно отнести топлива, не являющиеся продуктом переработки нефти. В таблице 1 представлены основные их представители. Данное направление признано наиболее перспективным, так как не происходит

существенного усложнения конструкции двигателя, изменение касаются, в основном, только системы питания. Основные преимущества альтернативных топлив, заключаются в способности работать при высокой степени сжатия, более 12 (что является практически не достижимым для бензинового двигателя), устойчивой работе на бедных смесях, низкой токсичности отработавших газов.

Таблица 1 – Группа альтернативных топлив

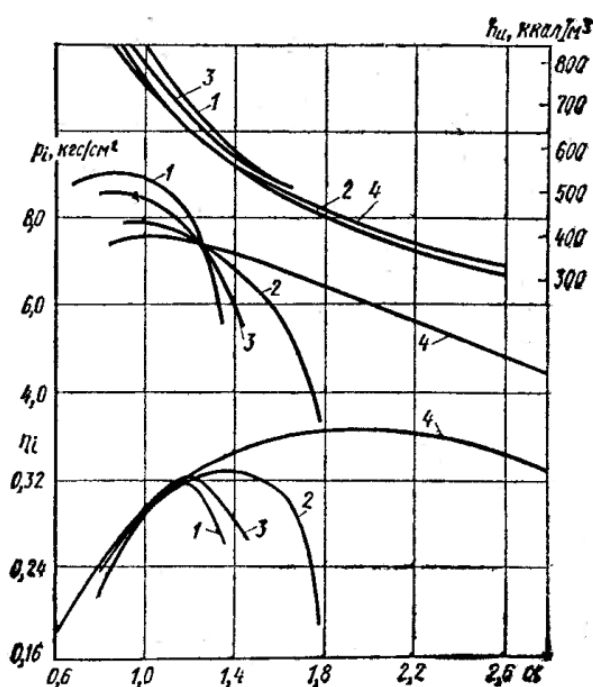
Альтернативные источники энергии	Формула
Природный газ (метан)	$\text{CH}_4$
Пропан	$\text{C}_3\text{H}_8$
Бутан	$\text{C}_4\text{H}_{10}$
Метанол	$\text{CH}_3\text{OH}$
Этанол	$\text{C}_2\text{H}_5\text{OH}$
Водород	$\text{H}_2$
Диметил-эфир	$\text{CH}_3\text{OCH}_3$

Данное направление является более перспективным в связи с тем, не происходит существенного изменения конструкции двигателя [9].

## 1.2 Особенности рабочего процесса газового двигателя

Наиболее характерные особенности рабочего процесса газового двигателя определяют свойства топливовоздушной смеси, характеризующиеся в основном свойствами топлива, а также коэффициентами избытка воздуха  $\alpha$  и наполнения  $\eta_v$ . Важное значение имеют также некоторые конструктивные параметры двигателя (форма камеры сгорания, степень сжатия), организация смесеобразования, влияющая на однородность рабочей смеси и распределение смеси по цилиндрам многоцилиндрового двигателя [15].

На рисунке 1 представлены экспериментальные зависимости влияния коэффициента избытка воздуха  $\alpha$  на индикаторный КПД  $\eta_i$ , среднее индикаторное давление  $P_i$  и теплотворную способность ТВС  $h_u$ , при работе автомобильного двигателя на различных топливах: бензин, сжиженная пропанобутановая смесь (ПБС), природный и коксовый газы. Испытания проводились при полностью открытой дроссельной заслонке, т.е. одинаковом коэффициенте наполнения, и оптимальном по расходу топлива угле опережения зажигания. Частота вращения двигателя поддерживалась постоянной и равнялась  $1000 \text{ мин}^{-1}$ .



1 — бензин; 2 — природный газ; 3 — сжиженный газ; 4 — коксовый газ

Рисунок 1 - Зависимости среднего индикаторного давления, индикаторного КПД двигателя и теплотворной способности ТВС от коэффициента избытка воздуха  $\alpha$

Из рисунка видно, что максимальное значение  $P_i$  при работе на природном газе достигается при стехиометрическом составе смеси  $\alpha = 1$ , в то время как при работе на бензине - при обогащении смеси до  $\alpha = 0,8 - 0,9$ .

Известно, что изменение  $P_i$  в области богатых смесей определяется совместным влиянием двух факторов: увеличением теплотворности смеси  $h_u$ , в

связи с увеличением концентрации топлива в единице объема ТВС, и снижением полноты сгорания, из-за химического недогорания. Как видно из графиков, линия изменения теплотворной способности  $h_u$  при работе на природном газе имеет более пологий характер, чем при использовании бензина. В связи с этим увеличение  $h_u$  в области  $\alpha < 1$  для бензина происходит в большей степени, чем для ПГ. Это и способствует сдвигу  $P_{imax}$  в область богатых смесей.

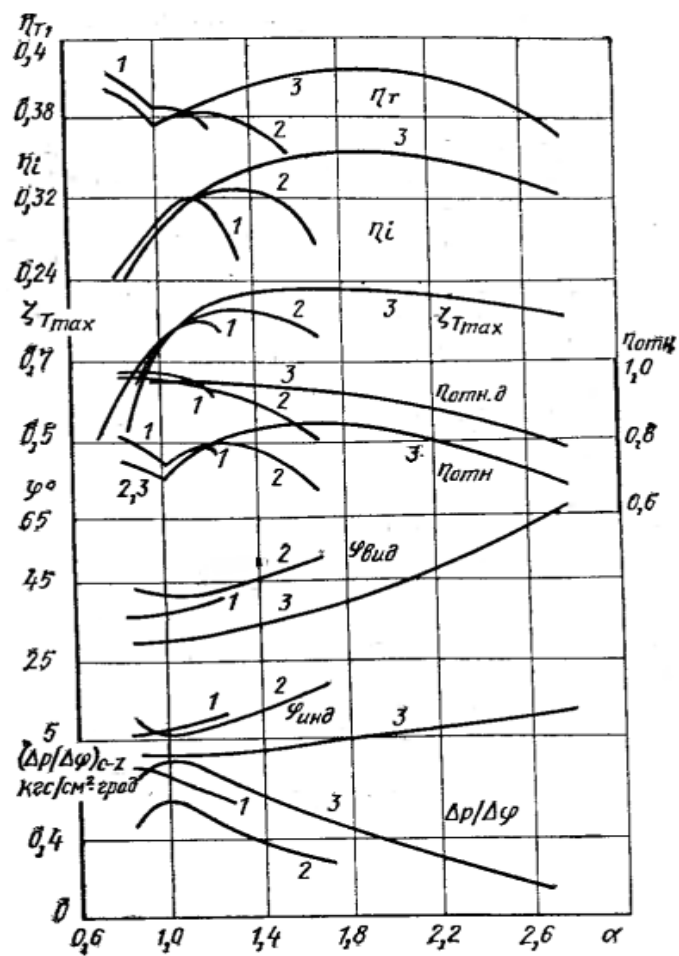
Наиболее существенным отличием рабочего процесса на газовых топливах является расширение границ эффективного обеднения рабочей смеси. При работе на бензине максимум индикаторного давления  $\eta_{imax}$  достигается в диапазоне  $\alpha = 1,1-1,2$ , в то время как на природном газе  $\alpha = 1,35-1,45$ . Сдвиг границы эффективного обеднения  $\alpha_{\eta_{imax}}$  в сторону более бедных смесей обуславливает некоторое увеличение  $\eta_{imax}$  на газовых топливах.

Как видно из графика, при работе бензине при достижении  $\eta_{imax}$  кривая индикаторного КПД круто снижается и при  $\alpha = 1,25-1,35$  работа двигателя становится крайне неустойчивой. Такой характер кривой связан с увеличением неравномерности рабочего процесса на бедных смесях [14]. В то время как при работе двигателя на природном газе не отмечается заметного увеличения степени неравномерности, а граница устойчивой работы соответствует  $\alpha = 1,75-1,8$ .

На рисунке 3 представлены зависимости ряда параметров рабочего процесса от коэффициента избытка воздуха, при работе двигателя на бензине, природном и коксовом газах. Из рисунка видно, что для природного газа при обеднении ТВС выше  $\alpha = 1,2$  ТВС существенно возрастает продолжительность видимого сгорания. При этом процесс сгорания сдвигается на линию расширения, увеличивается время контакта раскаленных газов со стенками цилиндра. Происходит замедление процесса тепловыделения и рост потерь тепла. Все это приводит к снижению индикаторного КПД.

Увеличение продолжительности сгорания по углу поворота коленчатого вала также заметно сказывается на так называемой жесткости рабочего

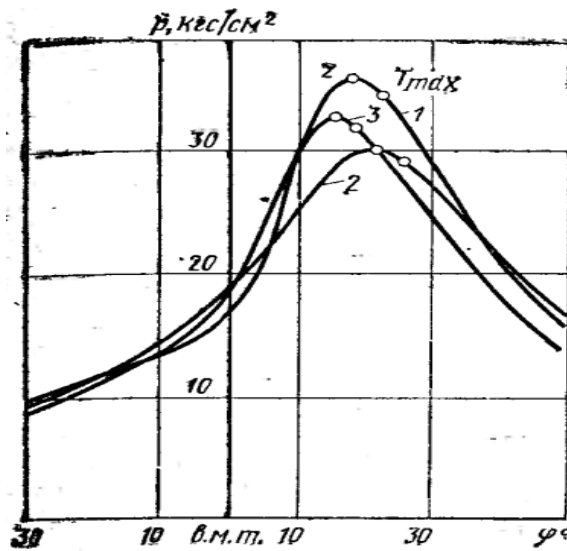
процесса, т.е. скорости нарастания давления  $\frac{\Delta P}{\Delta \varphi}$ . Как видно из рисунка 2 двигатель, работающий на природном газе, характеризуется меньшей жесткостью, по сравнению с бензином и особенно коксовым газом. Верхняя часть индикаторной диаграммы двигателя, работающего на природном газе, как видно из рисунка 3, достаточно растянута, максимум давления менее острый и достигается несколько позже, чем на бензине и коксовом газе. Все это говорит о низкой скорости сгорания ПГ.



1—бензин; 2—природным газ; 3—коксовый газ

Рисунок 2 - Зависимости параметров рабочего процесса от коэффициента избытка воздуха





1—бензин ( $\alpha = 0,8$ ); 2 —природный газ ( $\alpha = 1$ ); 3—коксовый газ ( $\alpha = 1$ )

Рисунок 3 - Индикаторные диаграммы двигателя

Одним из основных факторов, влияющих на показатели двигателя, является нагрузка. Как известно, существуют два способа регулирования нагрузки: качественный и количественный. Параметром, характеризующим количественное регулирование и оказывающим существенное влияние на рабочий процесс двигателя, является коэффициент наполнения  $\eta_v$ .

На рисунке 4 представлены экспериментальные зависимости индикаторного КПД двигателя от коэффициента наполнения при работе на бензине и ПГ, для различных значений  $\alpha$ . При этом частота вращения поддерживалась равной  $1000 \text{ мин}^{-1}$ , а угол опережения зажигания выбирался оптимальным по расходу топлива.

Из графиков видно, что на богатой смеси ( $\alpha = 0,8 - 0,85$ ) индикаторный КПД, при работе на бензине мало зависит коэффициента наполнения, а на ПГ существенно возрастает после  $\eta_v = 0,65$ . При стехиометрическом составе  $\alpha = 1$ , кривая для бензина и ПГ практически не отличаются, а зависимость  $\eta_i$  от  $\eta_v$  начинает сказываться лишь после уменьшения нагрузки примерно наполовину. При обедненных смесях ( $\alpha = 1,2$ ) наблюдается заметное снижение  $\eta_i$  с уменьшением  $\eta_v$ . Вне зависимости от состава смеси, при уменьшении нагрузки происходит снижение  $\eta_i$ .

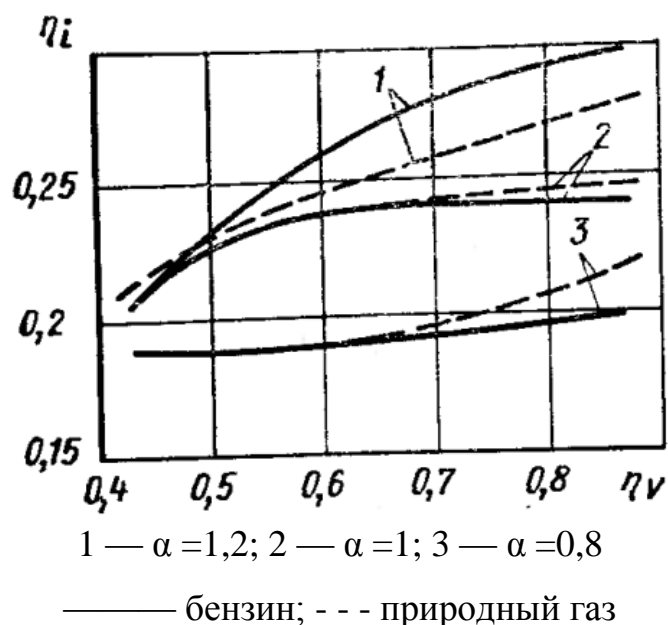


Рисунок - 4 Зависимость индикаторного КПД от коэффициента наполнения двигателя

Зависимость  $\eta_i(\eta_v)$  обусловлена связью  $\alpha$  и свойств остаточных газов, относительная доля которых в рабочей смеси увеличивается с уменьшением  $\eta_i$ . При обедненных смесях остаточные газы состоят в основном из инертных газов и избыточного кислорода [15]. Природный газ, в отличие от бензина, обладает большим пределом разбавления ТВС остаточными газами.

При качественном регулировании значение индикаторного КПД с уменьшением нагрузки несколько возрастает, а затем начинает снижаться. Известно, что для ДВС, работающего на бензине, снижение нагрузки путем качественного регулирования можно осуществить примерно до 70%, при дальнейшем ее уменьшении работа двигателя становится неустойчивой. При использовании природного газа, в качестве топлива, качественное регулирование можно было применять во всем диапазоне нагрузки, вплоть до холостого хода. Однако, как показывают исследования, при нагрузках, меньших 48 %, качественное регулирование становится менее выгодным, чем количественное.

Согласно результатам исследований [15], при 100%-ной нагрузке КПД бензинового двигателя несколько выше, чем газового, что объясняется главным

образом большей мощностью двигателя и повышением в связи с этим механического КПД. Однако расширение диапазона эффективности качественного регулирования при работе на газе способствует увеличению КПД двигателя при частичных нагрузках, соответствующих обедненным смесям.

Так же немаловажной особенностью является то, что двигатели, питаемые природным газом, характеризуются относительно низкой эмиссией углеводородов  $CH$ , окиси углерода  $CO$  и твердых частиц. Основным компонентом природного газа является метан (85...95%). К остальным компонентам следует отнести сложные углеводороды, азот и воду. Метан обладает невысокой молекулярной массой, что позволяет обеспечить его эффективное сгорание и низкий уровень эмиссии токсических компонентов. В идеальных условиях сгорания отработавшие газы содержат только четыре компонента: водяной пар,  $CO_2$ , азот и избыточный кислород.

Молекула метана содержит один атом углерода и четыре атома водорода, что является низким соотношением по сравнению с другими топливами. В результате этого ПГ называют топливом «обедненным углеродом», что является причиной низкого уровня выбросов  $CO$  и  $CO_2$ . У двигателей, питаемых стехиометрической смесью ПГ, эмиссия  $CO$  выше, чем у работающих на бедной смеси, но ниже чем в случае применения бензина или дизельного топлива. Небольшое количество серы в природном газе (приблизительно 8-30 ppm) содержится, в основном, в пахучих веществах, добавляемых с целью определения неплотностей топливной системы.

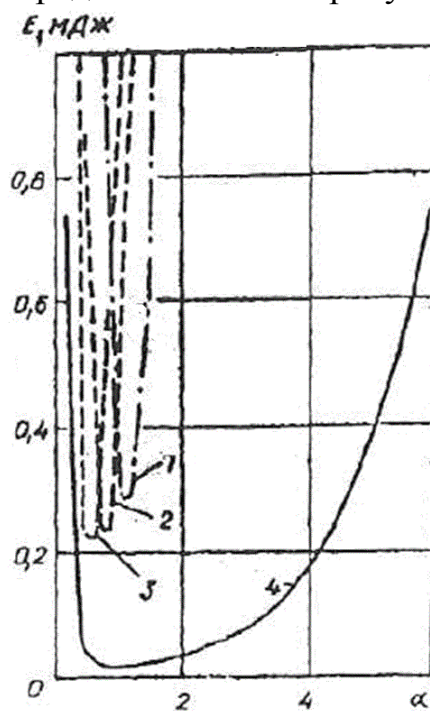
Конвертированные двигатели, питаемые ПГ, характеризуются более высоким коэффициентом полезного действия, чем двигатели, работающие на бензине, а КПД двигателей, приспособленных к сгоранию бедной смеси, близок к КПД дизельного двигателя [10, 18]. Октановое число метана, являющегося основным компонентом природного газа, определенное по исследовательскому методу, достигает значений 120 - 130, благодаря чему можно значительно увеличить степень сжатия двигателя.

При использовании ПГ улучшаются предпосылки холодного пуска двигателя, главным образом из-за улучшения смесеобразования (отсутствует необходимость испарять ПГ, в отличие от жидкого топлива).

### 1.3 Влияние добавки водорода на процесс сгорания

Исследованию влияния добавок водорода на процесс горения в ДВС посвящено большое количество как экспериментальных, так и теоретических работ отечественных и зарубежных авторов [7, 8, 10, 18, 24, 27, 39 и др.].

Молекулы водорода обладают малой энергией активации, о чем свидетельствуют графики представленные на рисунке 5 [12].



1-метан; 2-пропан; 3-гексан; 4-водород

Рисунок 5 -Зависимость энергии воспламенения ТВС от коэффициента избытка воздуха.

Из рисунка видно, что энергия необходимая для воспламенения водородовоздушной смеси примерно в 10 раз ниже, чем для углеводородных смесей. Малая энергия активации молекул водорода приводит к увеличению пределов стабильного горения ТВС в присутствии добавки водорода.

Эксперименты показывают, что даже незначительная добавка водорода в ТВС существенно увеличивает предел стабильного горения. На рисунке 6 представлен пределы стабильного горения ТВС с добавкой водорода, экспериментально полученные на установке УИТ-85 при различных степенях сжатия [20]. Из рисунка можно видеть, что 6 % добавка водорода в ТВС сдвигает пределы стабильного горения до величины коэффициента воздуха  $\alpha = 2$  при степени сжатия 9-10. При этом также можно видеть, что с увеличением степени сжатия пределы стабильного горения ТВС в обоих случаях увеличивается. Это объясняется увеличением температуры ТВС в момент подачи искры.

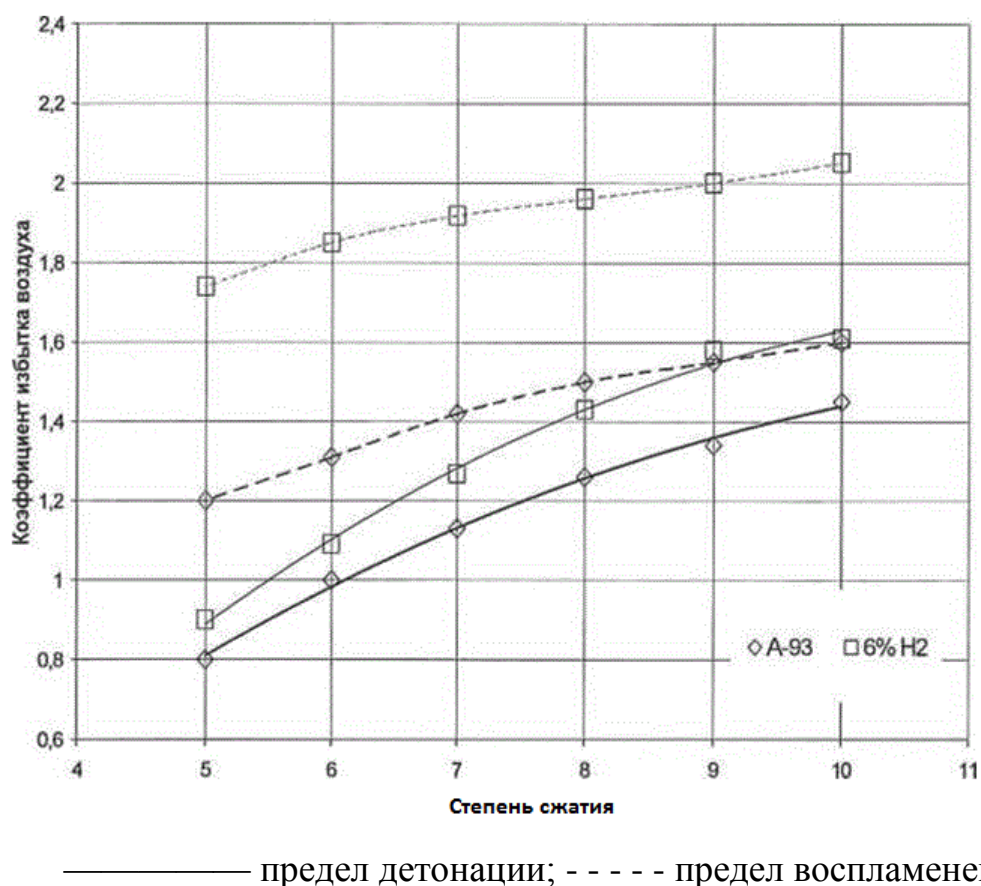
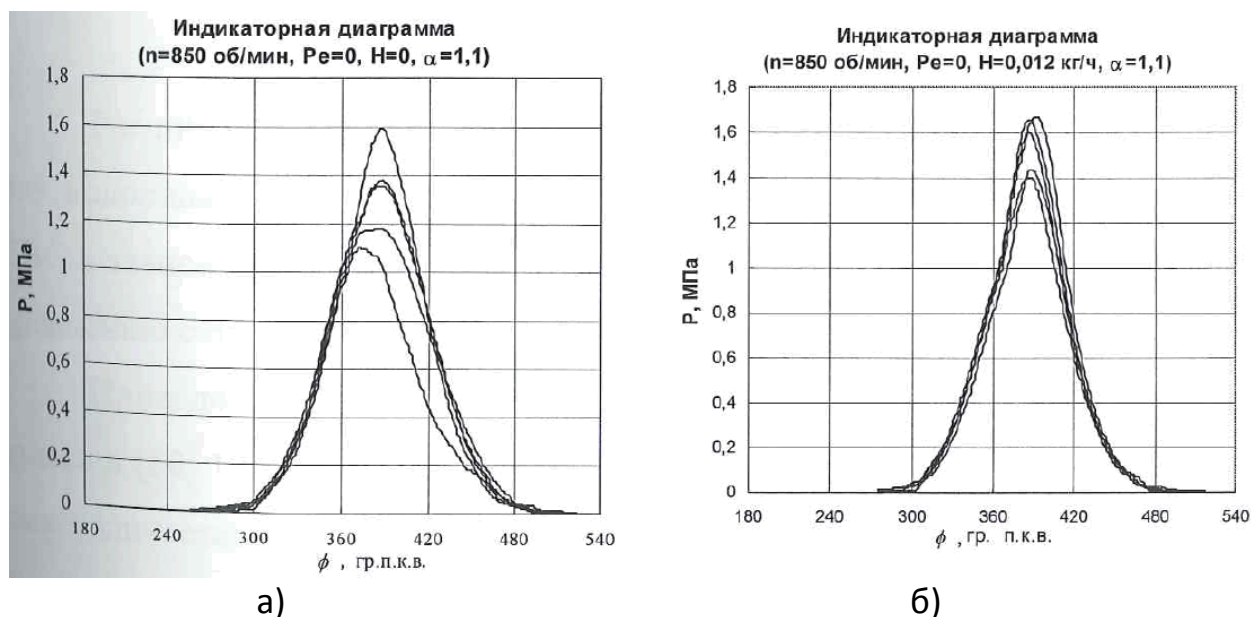


Рисунок 6 - Пределы воспламенения и детонации при добавке водорода в ТВС

На рисунке 7 представлены результаты индицирования двигателя ВАЗ-2111 на режиме холостого хода при добавке водорода в количестве 2% от массы топлива [20]. Из представленного рисунка видно, что при работе

двигателя с добавкой водорода увеличивается среднее максимальное давление цикла  $P_z$  с величины 1,3 МПа до 1,5 МПа.



а) без водорода, б) с водородом

Рисунок 7 - Индикаторные диаграммы, полученные при работе двигателя

При этом межцикловая неравномерность  $\sigma$ , снижается в 1,5 – 2раза, что свидетельствует о повышении стабильности протекания процесса сгорания.

Некоторое увеличение величины  $\frac{dP}{d\varphi}$  при  $\varphi = 360-390^\circ$  п.к.в. при добавке водорода в ТВС говорит об увеличении скорости горения ТВС в этот период. Этот вывод подтверждает и вторичная обработка индикаторных диаграмм по определению коэффициента тепловыделения, которая представлена на рисунке 8. Из рисунка видно, что присутствие водорода в горючей смеси увеличивает коэффициент тепловыделения  $\chi$ , что свидетельствует об увеличении полноты сгорания ТВС, а увеличение величины  $\frac{d\chi}{d\varphi}$  говорит о повышении скорости горения ТВС.

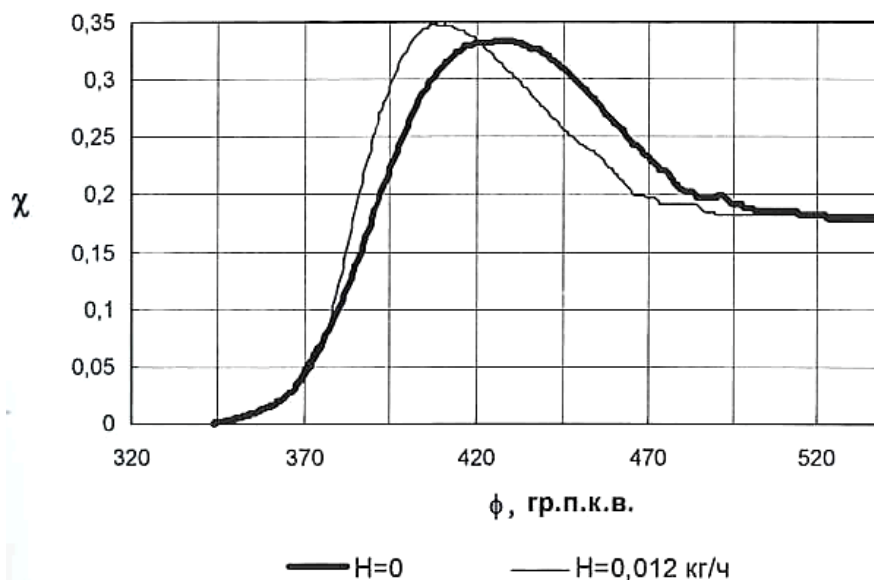


Рисунок 8 - Коэффициент активного тепловыделения

Расширение границ стабильного горения ТВС в присутствии добавок водорода позволяет предположить, что предел стабильного горения ТВС в зависимости от температуры при добавке водорода будет выше по сравнению с пределом стабильного горения ТВС без водорода [12]. Приведенные данные, а также аналогичные результаты, содержащиеся в [20, 25, 38] показывают, что добавка водорода в ТВС даже в малых количествах интенсифицирует процесс горения и увеличивает полноту сгорания топлива.

Известно, что концентрация радикалов  $H$  и  $OH$  в пламени является определяющим фактором, влияющим на скорости протекания реакций окисления углеводородов [6]. Наличие дополнительного водорода в исходной смеси является дополнительным источником радикалов  $H$  и  $OH$  в пламени. Расчеты, проведенные институтом гидродинамики СО РАН, показывают, что добавка водорода увеличивает мольную концентрацию активных радикалов в пламени. На рисунке 9 представлены результаты расчетов по определению мольной концентрации радикалов  $OH$  при различных добавках водорода.

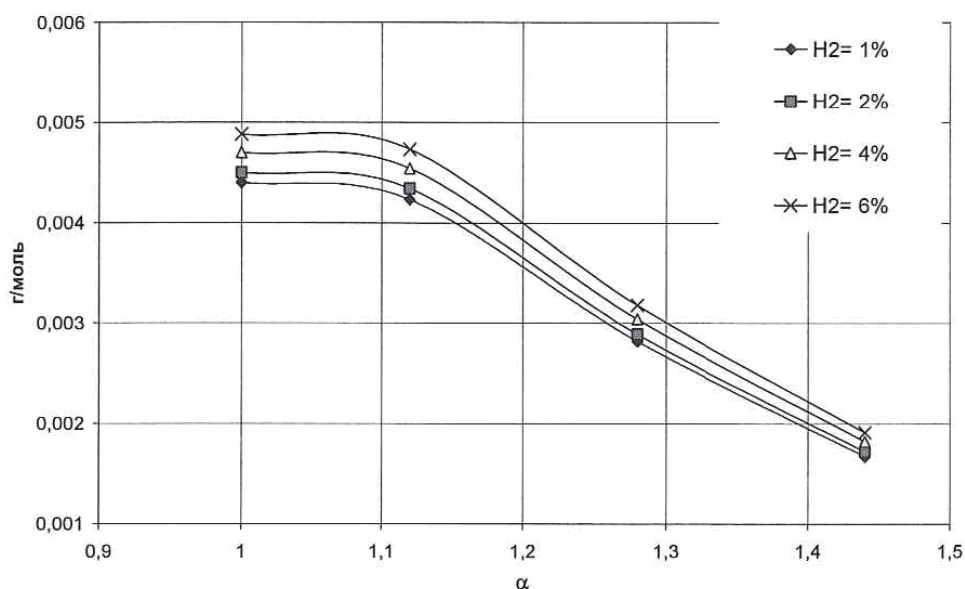


Рисунок 9 - Расчетная зависимость мольной концентрации радикалов  $OH$  в пламени при горении ТВС с добавкой водорода в постоянном объеме

Из рисунка видно, что при 6% добавке водорода увеличение концентрации составляет в среднем 15%.

Согласно известным литературным данным, увеличение концентрации активных радикалов должно также оказывать влияние на объемы гашения, уменьшая размеры зазора, в котором происходит гашение пламени.

Кроме этого, увеличение концентрации активных радикалов в пламени должно оказывать влияние на ламинарную скорость горения ТВС. Однако эксперименты показывают, что существенно значимого изменения ламинарной скорости горения ТВС при малых добавках водорода (1 – 10%) не наблюдается. На рисунке 10 представлена зависимость нормальной скорости распространения пламени в смесях  $H_2 + CH_4 + воздух$ . Как видно из рисунка, добавка водорода в количестве до 30 % по объему не оказывает существенного влияния на ламинарную скорость пламени [10]. В тоже время достоверно установлен факт увеличения турбулентной скорости горения ТВС в присутствии добавки водорода. «Добавка водорода к смесям углеводородов с воздухом резко увеличивает скорость горения в турбулентном режиме (при незначительном изменении ламинарных



скоростей горения), причем относительный эффект выше для тяжелых углеводородов...» [20]. Такое несоответствие было отмечено еще Зельдовичем [6].

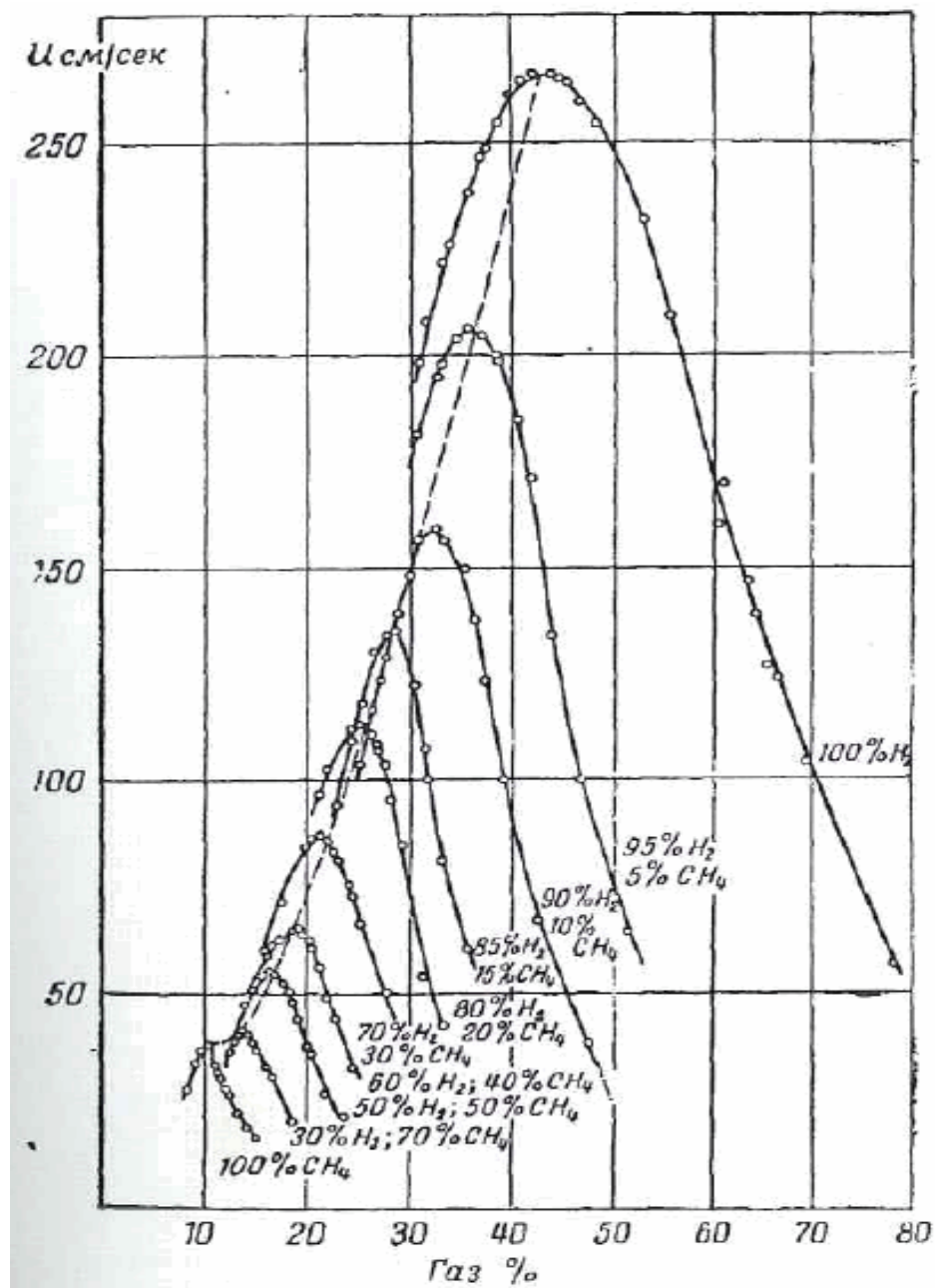


Рисунок 10 - Нормальная скорость распространения пламени в смесях  $H_2+CH_4$ +воздух [12]

Увеличение турбулентной скорости горения ТВС позволяет сократить период сгорания топлива и тем самым увеличить плотность теплового потока к стенкам цилиндра. При этом должно наблюдаться повышение

температуры пристеночных слоев. Изменение температурных условий в пристенке влияет на критическое расстояние, при котором происходит гашение пламени.

Увеличение температуры пристенка сократит долю выбросов  $CH$  приходящихся на «замороженный слой».

Кроме этого, увеличение турбулентности снижает толщину гидродинамического слоя, что также способствует снижению выбросов  $CH$ .

Уменьшение доли приходящейся на объемные углеводороды при использовании добавки водорода можно добиться путем обеднения ТВС, так как добавка водорода расширяет пределы стабильного горения и воспламенения, как по составу смеси, так и по температуре.

Таким образом, можно сделать вывод о том, что добавка водорода в количестве до 10% позволит существенно сократить количество выбросов  $CH$ , повысить стабильность горения ТВС при низкой температуре и обеспечить сгорание ТВС с коэффициентом избытка воздуха близким к  $\alpha = 1$  и выше.

#### **1.4 Существующие методы расчета процесса горения в ДВС**

В настоящее время одним из перспективных направлений развития двигателестроения является применение добавки водорода к основному топливу. Из существующих литературных источников известно, что добавка водорода в размере до 10% по объему позволяет существенно улучшить как экономические, так и экологические показатели двигателя. Но, не смотря на предполагаемые преимущества, существует ряд факторов сдерживающих развития данного направления.

Одним из таких факторов является сложность при проектировании новых ДВС с добавками водорода в ТВС, что связано в первую очередь с отсутствием надежной теоретической модели процесса сгорания.

Начальным этапом проектирования двигателя является тепловой расчет. Он позволяет аналитическим путем определить основные параметры

двигателя, а так же дать необходимые исходные данные для последующих расчетов, таких как кинематический, динамический, прочностной и т.д.

В связи со сложностью термодинамических процессов, протекающих внутри цилиндра, одной из основных задач является определение характеристики тепловыделения. Которая также оценивает точность выбранной методики.

Можно выделить три основные методики:

- 1 Идеальный теоретический цикл ДВС.
- 2 Методика Мазинга-Гриневецкого.
- 3 Методика И.И. Вибе.

Первая методика теплового расчета, основанная на идеальном теоретическом цикле ДВС, относится к начальному этапу развития двигателестроения, когда данное направление техники, только выделялось в отдельное направление науки. В указанной методике рабочий процесс представлялся в качестве классических термодинамических процессов: адиабатного, изотермического, изобарного и т.д. Расчет производится по одному из известных термодинамических циклов (с изохорным подводом тепла – цикл Отто или с изобарным – цикл Дизеля), а затем делается пересчет полученных результатов на действительные условия при помощи двух поправочных коэффициентов для перехода от теоретических среднего индикаторного давления и КПД к действительным [38]. Такая модель позволяет очень просто оценить предельные параметры цикла, такие как степень сжатия, степень расширения, а так же дает качественную картину влияния некоторых факторов на показатели рабочего цикла.

Однако данный подход не отражает реальную картину процессов, протекающих в двигателе. Прежде всего, не учитывались переменный состав рабочего тела, теплоотвод, динамику подвода теплоты. Полученные в ходе такого расчета результаты не надежны.

Следующим этапом стала так называемая методика Мазинга-Гриневецкого. В ней вместо двух поправочных коэффициентов вводится

целый ряд частных параметров, таких как скорость ТВС (воздуха) на впуске, коэффициент очистки цилиндра, коэффициент дозарядки и т.д. для всех отдельных элементов теплового расчета [37]. Данные параметры были получены на основе анализа и обобщения экспериментальных данных различных ДВС.

В данной методике учитывается не идеальность рабочего тела (зависимость теплоемкостей от состава и температуры), изменение химического состояния рабочего тела в процессе сгорания, гидравлические потери в процессах впуска и выпуска, суммарные тепловые потери в стенки и от неполноты сгорания, а иногда и диссоциация продуктов сгорания [16]. В отличие от анализа идеальных циклов, здесь можно рассматривать такие вопросы, как влияние коэффициента избытка воздуха (через теплоемкости), распределения подвода теплоты по фазам и теплоотвода.

Однако характеристики подвода и отвода теплоты, предусматриваемые этой схемой, мало соответствуют действительным по характеру [21]. При расчете процесса сгорания принимается, что подвод теплоты в двигатель с воспламенение от искры происходит по изохоре, а в двигателе с воспламенение от сжатия по изохоре и изобаре. Не учитываются такие параметры как опережение зажигания (впрыска) и задержка воспламенения, принимается, что подвод теплоты происходит в верхней мертвой точке. Принятая модель сгорания никак не учитывает продолжительность сгорания и скорость горения, в связи с этим при оценке работы двигателя, при использовании различных видов топлива, конечные параметры, например максимальное давление цикла, будут зависеть только от энергетических особенностей топлива. В связи с этим данная методика расчета удобна лишь для предварительной оценки предполагаемого уровня экономичности и нагруженности рассчитываемого двигателя.

В настоящее время наибольшее распространение получила модель сгорания, предложенная И. И. Виббе, которая наиболее точно передает характер протекания реального процесса [17]. Расчет всего действительного

рабочего цикла производится по углу поворота коленчатого вала. Отличительной особенностью теплового расчета рабочего цикла с использованием методики И. И. Вибе является нахождение значений давления и температуры газов в цилиндре двигателя для любого момента процесса сгорания. Также в расчете учитываются угол опережения воспламенения, характер, продолжительность и средняя скорость сгорания. Такой метод расчета позволяет определить с наибольшей точностью давление и температуру рабочего тела по углу поворота коленчатого вала, максимальную скорость нарастания давления газов и их работу в процессе сгорания. По этим параметрам можно вычислить с наибольшим приближением к реальным условиям давление и температуру газов в конце процесса расширения, среднее индикаторное давление, индикаторный КПД и другие показатели цикла. Так же учитываются фазы газораспределения, позволяет подобрать их оптимальные значения, согласно заданного параметра.

Общим недостатком последних двух методик является то, что они не связаны с конструктивными особенностями рассчитываемого двигателя: конструкция впускной и выпускной систем, количество и размер клапанов, форма камеры сгорания. В связи с этим в настоящее время разрабатываются программные комплексы, такие как Дизель – РК, waive Ricardo, позволяющие учитывать такие особенности. Однако, для расчета процесса сгорания в большинстве таких программ, как в России, так и за рубежом, расчет процесс сгорания производится по методике, предложенной Вибе.

Методика расчета действительного цикла, предложенная И. И. Вибе, наиболее точно отражает характер протекания процессов внутри двигателя, позволяет достаточно быстро и с высокой степенью точности оценить параметры проектируемого двигателя.

Методики теплового расчета Вибе и Мазинга-Гриневецкого были получены на основе обработки экспериментальных данных, для номинального режима. В связи с этим при использовании данных методик на

других режимах, в частности режиме холостого хода и режимов глубокого дросселирования, могут возникать серьезные погрешности. Работа на холостом ходе и режимах глубокого дросселирования характеризуется достаточно высокой неустойчивостью работы. Из-за снижения давления на впуске происходит ухудшение очистки цилиндра, увеличивается количество остаточных газов. В связи с этим ТВС горит медленнее, сгорание сдвигается на линию расширения, при этом возрастают тепловые потери.

Данные особенности в тепловом расчете могут быть учтены, прежде всего, выбором необходимых параметров рабочего тела и при расчете процесса впуска. Уже при расчете сжатия возникает серьезные расхождения между расчетными и экспериментальными данными. Согласно данным представленным С.А. Каргиным [22] расчетные значение давления в конце сжатия, полученные по методике Гриневецкого, составило 4,26 МПа, в то время как экспериментальное – 3,213 МПа. Расхождение при этом составляет 32,6%. Это связано с идеализацией процесса подвода теплоты. Принимается, что подвод происходит мгновенно, без учета опережения воспламенения.

Основную же сложность представляет расчет процесса сгорания. Методика Мазинга-Гриневецкого, как отмечалось ранее, не учитывает скорость горения и ее продолжительность. Это практически исключает возможность учета при расчете растянутость процесса сгорания при работе двигателя на режимах холостого хода и глубокого дросселирования. Частично данный момент может быть учтен коэффициентом использования теплоты  $\xi_z$ , однако проведенный анализ существующей литературы показал отсутствие конкретных значений данного параметра для рассматриваемого режима работы двигателя.

В методике Вибе, по сравнению с методикой Гриневецкого, учитывает не идеальность подвода теплоты и продолжительность процесса сгорания. Однако, применение ее для расчета режима холостого хода, так же имеет ряд сложностей. В связи с тем, что помимо значения коэффициента

использования теплоты  $\xi_z$ , неизвестными остаются продолжительность сгорания  $\varphi_z$  и показатель процесса сгорания  $m$ .

Указанные параметры невозможно определить теоретическим путем, они могут быть получены после анализа экспериментальных данных. В связи с этим можно сделать вывод, что методика теплового расчета Вибе применима для расчета режимов холостого хода и глубокого дросселирования при условии известны параметров  $\xi_z$ ,  $\varphi_z$ ,  $m$ .

## **Результаты и выводы по главе 1**

На основании проведенного анализа можно сделать следующие выводы:

1 С точки зрения энергоемкости, а также эмиссии токсичных компонентов отработавших газов, водород является одним из лучших топлив. Однако, в связи со рядом сложностей при использовании, главное из которых - хранение водорода на борту автомобиля, наиболее актуальным является применение его в качестве добавки к основному топливу.

2 Вопрос применение природного газа в качестве основного топлива ДВС является в настоящее время очень актуальным. Это связано с тем, что природный газ обладает рядом преимуществ по сравнению с традиционными топливами:

- выше предел обеднения смеси  $\alpha=1,35-1,45$ ;
- шире диапазон качественного регулирования;
- ниже скорость нарастания давления (жесткость сгорания);
- низкая стоимость топлива.

3. К одному из недостатков использования природного газа является относительно малая скорость сгорания ния двигателя, что приводит к значительным выбросам продуктов неполного сгорания с отработавшими газами.

4. Наиболее точным, теоретическим способом оценки параметров двигателя является методика расчета действительного цикла ДВС,

предложенная И.И. Вибе. При этом одним из основных параметров влияющим на точность расчетов является длительность процесса сгорания.



## Глава 2 Экспериментальное исследование влияния добавки водорода на процесс сгорания

Анализ состояния вопроса показал, что исследованию влияния добавок водорода на рабочий процесс в двигателе посвящено значительное количество, как теоретических, так и прикладных работ. Однако, в рассмотренных работах практически отсутствуют данные о влиянии добавки водорода как на рабочий процесс, так и на экономичность двигателя, при работе на режиме холостого хода и глубокого дросселирования. Имеющиеся данные, полученные за последние несколько лет и посвященные применению водорода в ДВС носят в своем большинстве отрывочный характер и не дают полноценной картины процессов, происходящих в двигателе [20].

С целью определения влияния добавок водорода в ТВС на экономичность газового двигателя, работающего на природном газе, на режиме холостого хода были проведены исследования в условиях моторного стенда.

### 2.1 Методика эксперимента

Испытания проводились в моторном боксе кафедры «Энергетические машины и системы управления» Тольяттинского государственного университета, оборудованном в соответствии с ГОСТ 14846-81. Дополнительно стенд был оснащен электронной системой подачи природного газа фирмы LP GAZ. Подача водорода в двигатель производилась через впускной коллектор.

При проведении испытаний, помимо стандартных показателей двигателя, предусмотренные ГОСТ 14846-81 «Автомобильные двигатели. Методы стендовых испытаний», производились измерения следующих показателей:

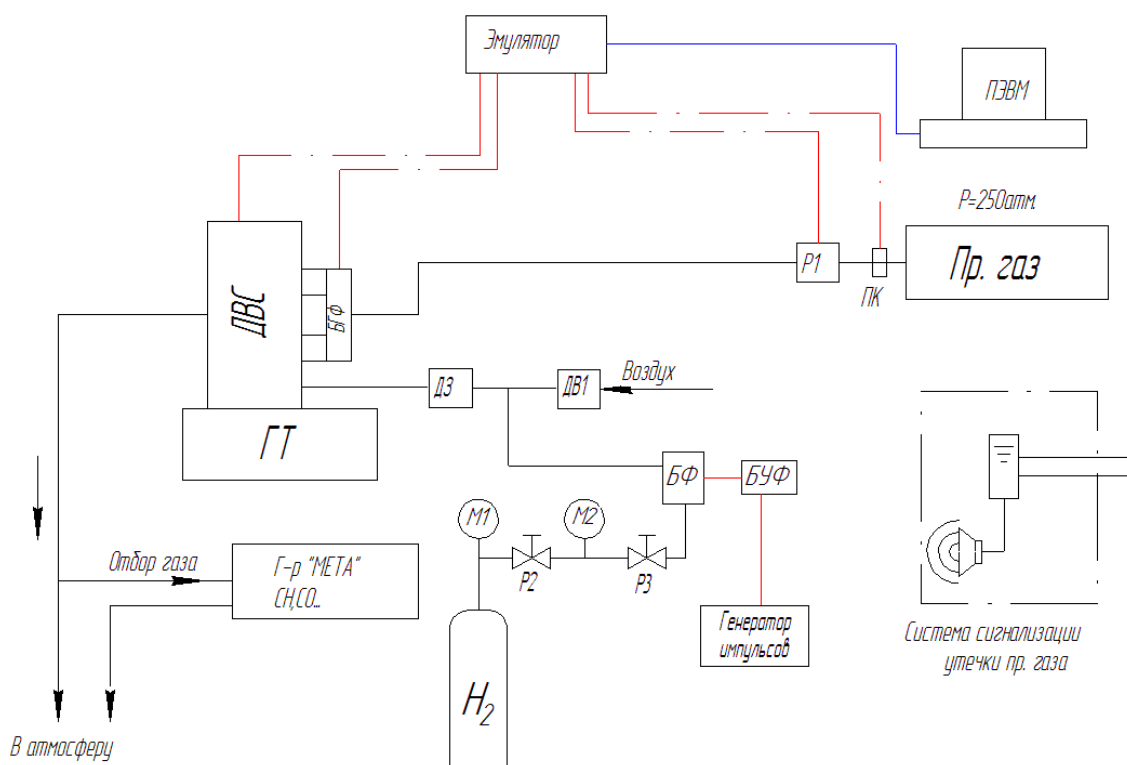
- расхода воздуха  $G_{\text{в}}$ , кг/ч;
- расхода водорода  $G_{\text{н}}$ , кг/ч;

- температуры обработавших газов, на расстоянии одного метра от фланца выпускного коллектора двигателя в месте установки нейтрализатора.

Расход бензина двигателем определялся по показаниям контроллера двигателя с применением программного обеспечения обработки данных «MSNEW» и с учетом поправки, определенной при тарировке форсунок объемным методом по ГОСТ 8.207-76 «Прямые измерения с многократными наблюдениями. Методы обработки результатов наблюдений».

Расход воздуха определялся расходомером «ИРГА», соединенного с впускным трубопроводом посредством гасящей колебания емкостью объемом 300 литров.

На рисунке 11 представлена принципиальная схема моторного бокса.



$H_2$  – водородный баллон, Пр. газ – баллон природного газа;

M1, M2 - манометры соответственно высокого и низкого давления; БФ - блок форсунок; БУ – блок управления БФ; P1 – редуктор газовый;

КП – предохранительный клапан

Рисунок 11 - Принципиальная схема бокса

Подача водорода в двигатель осуществлялась с помощью специальной системы питания водородом (СПВ).

Система условно состоит из 3-х частей – пневматической, электрической и электронной. В целях безопасности эксплуатации СПВ, элементы конструкции структурно разделены, в правой части установки располагается электрические и электронные элементы, в левой части располагается пневматические элементы СПВ.

Пневматическая часть системы предназначена для подвода водорода через штуцер к двигателю. Принципиальная схема представлена на рисунке 12.

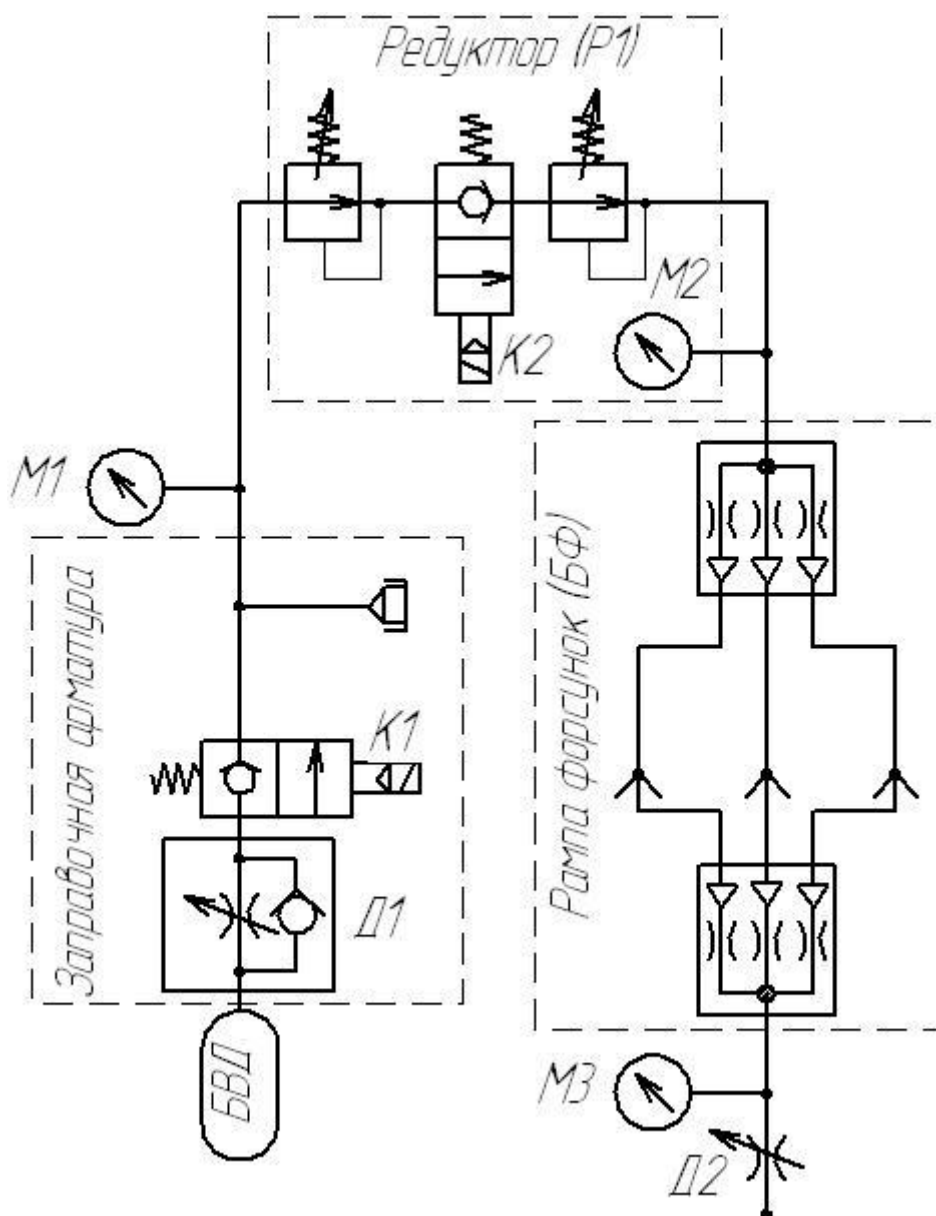


Рисунок 12 – Пневматическая схема СПВ

Схема работает следующим образом, водород из баллона высокого давления БВД через дроссель Д1 и электроклапан К1 подается в редуктор Р1. Двух ступенчатый газовый редуктор снижает давление газа до величины 0,4 МПа. Далее, при открытом предохранительном клапане К2, газ подается в блок форсунок БФ. БФ управляется контроллером, который устанавливает скважность каждой форсунки в диапазоне от 10 до 90%. Каждому значению скважности форсунки соответствует определенный расход газа. Зависимость массового расхода газа от скважности форсунок представлена в приложении А. Для повышения точности дозирования газа необходимо отрегулировать дроссель Д2 таким образом, чтобы обеспечить давление М3 равным 0,02МПа. На рисунке 13 приняты те же обозначения, что и на рисунке 14.

Электрическая часть предназначена для обеспечения работы предохранительных клапанов системы. Принципиальная схема представлена на рисунке 13.

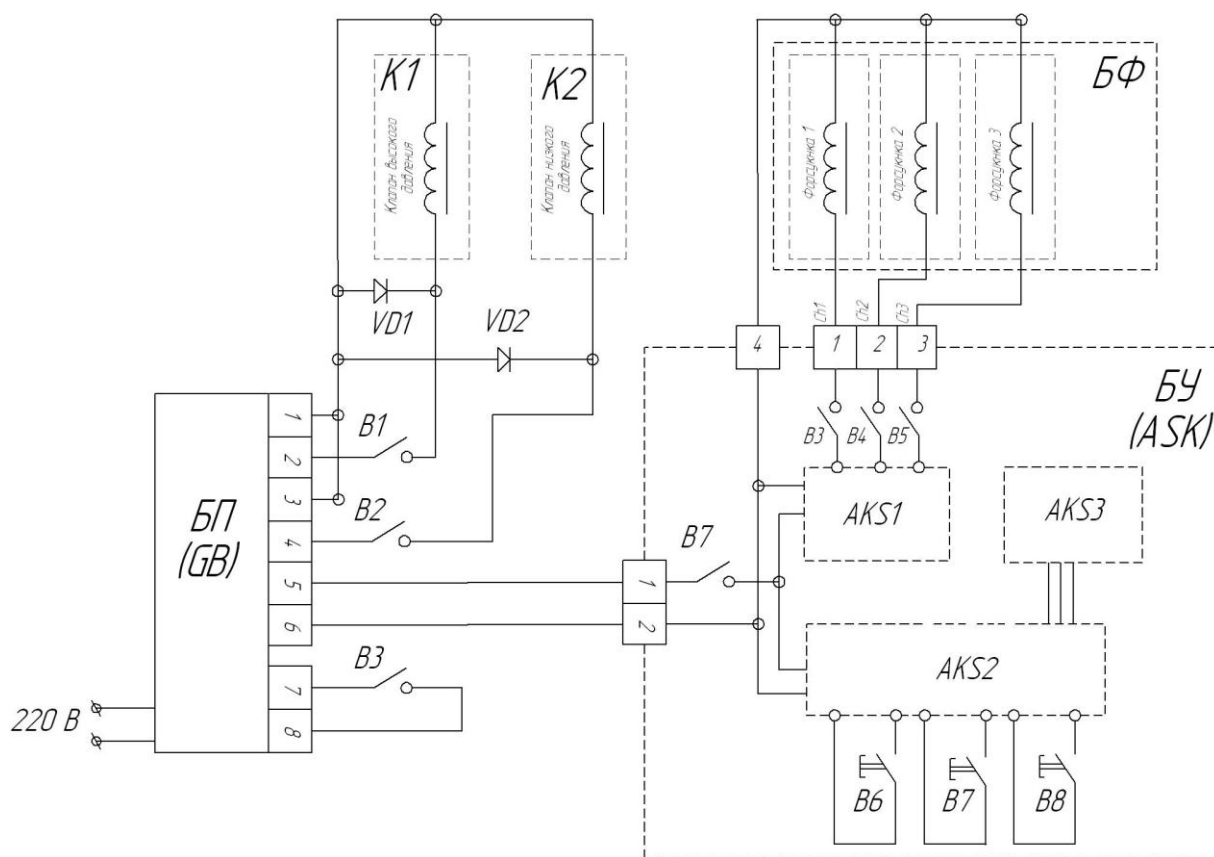


Рисунок 13 – Схеме электрической части СПВ

Электрическая часть состоит из блока питания БП, предохранительных клапанов К1, К2, блока форсунок БФ управляемых блоком управления БУ (контроллером).

Электронная часть системы обеспечивает дозировку водорода, основным ее элементом является БУ (см. рисунок приложения Б) Подробно порядок работы и навигации БУ описан в приложении Б.

Блок форсунок (БФ) состоял из четырех тарированных объемным методом форсунок (ГОСТ 8.207-76 «Прямые измерения с многократными наблюдениями. Методы обработки результатов наблюдений»). Тарировочные зависимости форсунок приведены в приложении А.

Для исключения влияния изменения давления во впускном коллекторе, водород подавался в пространство между воздушным фильтром и дроссельной заслонкой.

Испытания проводились в следующей последовательности. Производился пуск двигателя при температуре, характерной для бокса (от 18 °С до 20 °С), и через определённые промежутки времени от 20 секунд до 30 секунд регистрировались показания измерительной аппаратуры. Водород подавался в момент пуска (начала работы двигателя) и его расход поддерживался постоянным во время одного испытания, длительность которого составляла от 4 до 5 минут. При выполнении работ производились пуски двигателя как с подачей водорода при штатных значениях калибровочных таблиц контроллера и при их изменении, так и без подачи водорода (штатный пуск).

Оценка влияния водорода производилась путем сравнения результатов, получаемых при пуске с использованием штатных параметров ЭСУД (штатные значения калибровочных таблиц контроллера) и результатов, получаемых при подаче водорода и обеднении ТВС.

Коэффициент избытка воздуха с учетом добавок водорода определялся в соответствии с выражением:

$$\alpha = \frac{G_{\text{в}}}{l_{\text{Г}}G_{\text{Г}} + l_{\text{Н}}G_{\text{Н}}}, (1)$$

где  $G_{\text{в}}$  - расход воздуха;

$G_{\text{Г}}$  - расход природного газа;

$G_{\text{Н}}$  - расход водорода;

$l_{\text{Г}}$  и  $l_{\text{Н}}$  соответственно, коэффициенты стехиометрического соотношения природного газа и водорода с воздухом [10].

Суммарное количество теплоты, подведённое с топливом определялось по формуле:

$$Q_{\text{Т}} = Q_{\text{Г}} + Q_{\text{Н}} = Nu_{\text{Г}} \cdot G_{\text{Г}} + Nu_{\text{Н}} \cdot G_{\text{Н}}, (2)$$

где:  $Nu_{\text{Г}} = 33,37 \text{ МДж/кг}$ ,  $Nu_{\text{Н}} = 120 \text{ МДж/кг}$  - соответственно низшие теплотворные способности природного газа и водорода.

### 2.1.1 Порядок включения СПВ

Для включения СПВ выключатель В1 переводят в положение «вкл», при этом включается блок питания БП обеспечивающий питание электрической и электронной части системы. Далее через 3-5 секунд последовательно включают В2 и В3. При включении В3 необходимо провести контроль давления по манометру М2. Давление М2 должно быть не более 0,4 МПа. СПВ готова к работе.

### 2.1.2 Порядок работы СПВ

Для подачи газа в двигатель на БУ (рисунок 12) выключатель 3 (см. рисунок А1) переводят в положение «вкл». БУ запрограммирован таким образом, чтобы в момент включения БУ подает сигнал соответствующий 20% скважности каждой форсунки. Далее с помощью кнопок 5, 8, 9 устанавливают скважность каждой форсунки в соответствии с необходимым расходом газа. После чего включают тумблеры 6. Газ начинает поступать в двигатель. Подробно порядок работы с БУ представлен в приложении Б.

### **2.1.3 Порядок переключения режима**

При необходимости изменения количества подаваемого природного газа в УИТ необходимо выключить тумблеры 6 (рисунок Б1), затем установить БУ необходимую скважность форсунок, а затем обратно включить тумблеры 6.

### **2.1.4 Порядок выключения СПВ**

Для отключения подачи водорода необходимо при включенном двигателе и выключенных форсунках выключить В2. Далее, дождаться пока в магистрали давление М2 станет равно 0. Затем последовательно провести выключение В3, тумблеры 6 и 3 и В1 – тумблер включения/выключения блока питания БП.

## **2.2 Результаты испытаний**

Оценка влияния добавки водорода на процесс сгорания природного газа и экономические показатели двигателя определялся на трех различных расходах водорода: 0, 0,2 кг/ч, 0,3 кг/ч.

При этом производилось снятие регулировочных характеристик ДВС по составу смеси, изменение которого осуществлялось в диапазоне коэффициентов избытка воздуха от 0,8 до 2,3. Частота вращения коленчатого вала поддерживалась постоянной и равнялась  $880 \text{ мин}^{-1}$ . Угол опережения зажигания выбирался оптимальным по минимальному расходу природного газа.

Полученные в результате эксперимента регулировочные характеристики представлены на рисунке 14.

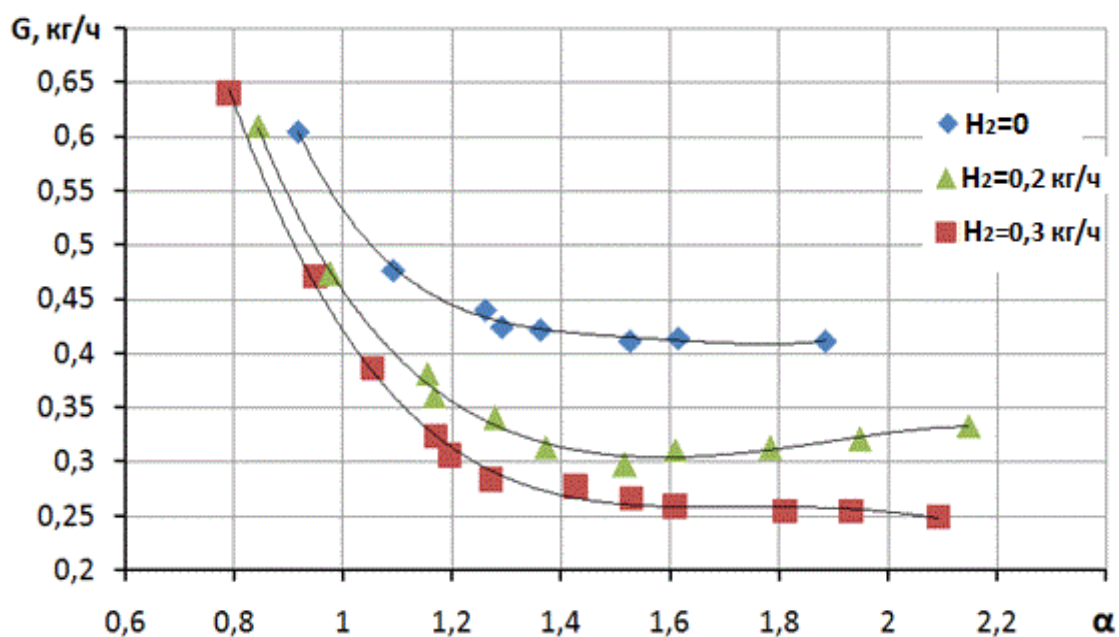


Рисунок 14 – Регулировочная характеристика по составу смеси,  $n=880$   $\text{мин}^{-1}$ , УОЗ=опт

Из рисунка видно, что добавка водорода существенно сокращается расход газа при всех составах ТВС. Частично это связано с увеличением концентрации  $H_2$  и снижением концентрации природного газа в ТВС. Однако, при расходе добавке  $H_2$  0,3 кг/ч, что соответствует примерно 10% по массе, снижение расхода составило в среднем 20% на богатых смесях и 37% на бедных. Это говорит о том, что наличие добавки водорода приводит к изменению физико-химических процессов, происходящих при сгорании ТВС. При этом характер кривых остается неизменным. Происходит резкое сокращение расхода газа до  $\alpha = 1,2$ , после чего снижение является незначительным.

По полученным экспериментальным данным, с помощью программы Mathcad была построена поверхность изменения расхода природного газа в зависимости от коэффициента избытка воздуха и размера добавки водорода в процентах по массе. Аппроксимация результатов эксперимента производилась полиномом второго порядка. Полученная поверхность представлена на рисунке 15.



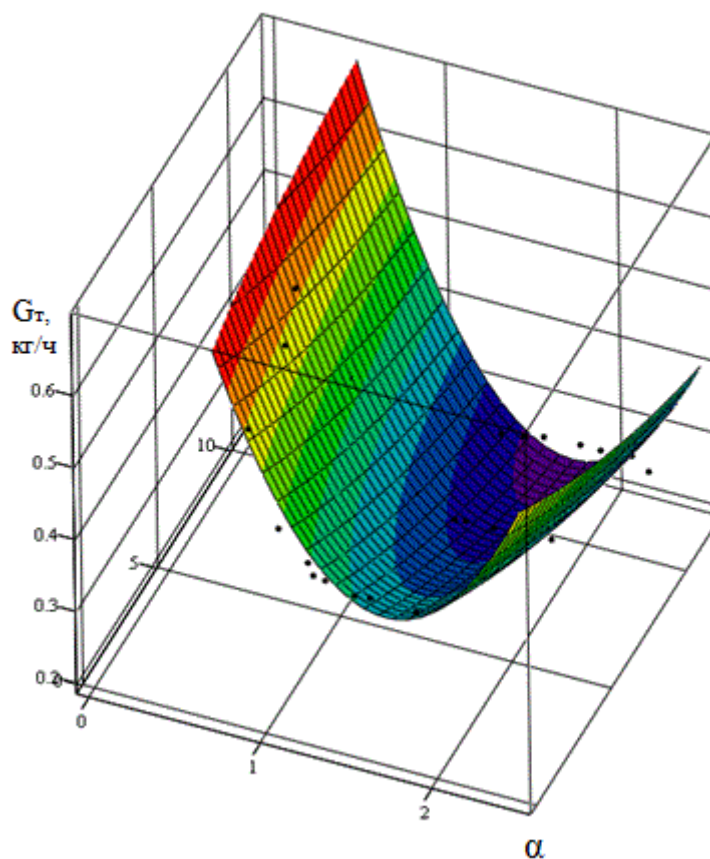


Рисунок 15 – Поверхность изменения расхода метана

Как известно индикаторный КПД двигателя, с точки зрения термодинамики, оценивается отношением количества теплоты, пошедшим на выполнение полезной работы, к количеству подведенной теплоты.

Для оценки влияния добавки водорода на энергетические показатели двигателя, на рисунке 16 представлена зависимость подведенной теплоты в цилиндр ДВС с топливом от коэффициента избытка воздуха  $\alpha$ .

Определение количества подведенной теплоты производилось по формуле (2).

Из рисунка видно, что на участке богатых смесей значение подведенной теплоты  $Q$  остается не неизменным для всех добавках водорода. При переходе к бедным смесям,  $\alpha > 1$ , происходит снижение величины  $Q$ . При этом для ТВС с добавкой водорода, снижение происходит более стремительно. При дальнейшем обеднении смеси до  $\alpha = 1,6-1,7$  и выше

значение подведенной теплоты остается постоянным и не зависит от коэффициента избытка воздуха.

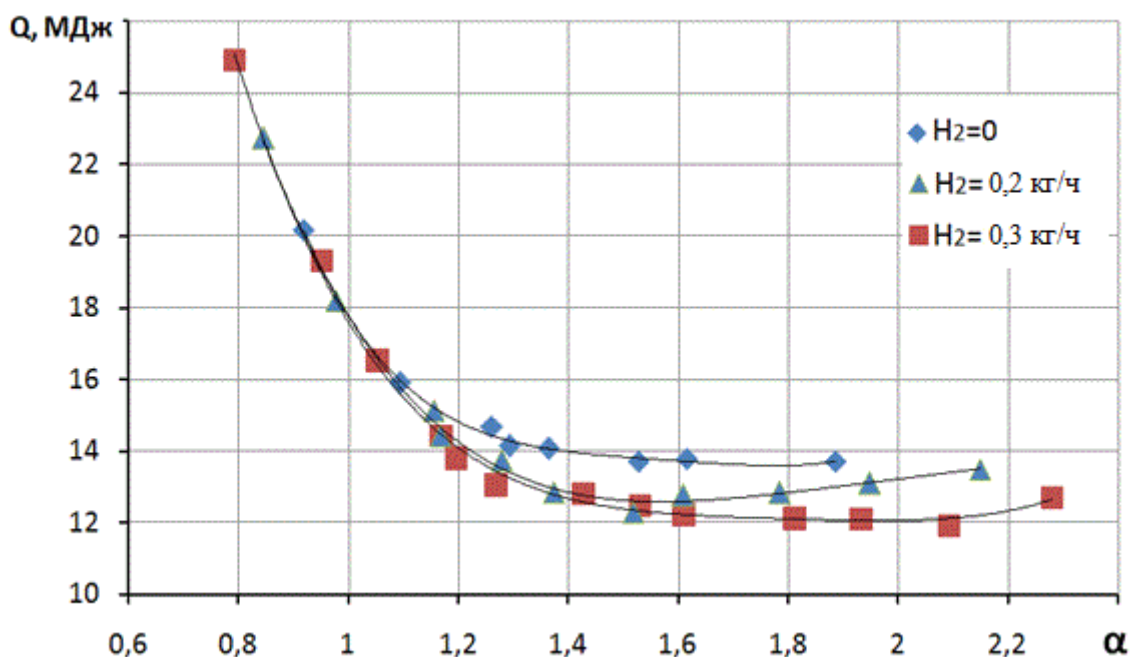


Рисунок 16 – Зависимость подведенной теплоты от коэффициента избытка воздуха

На рисунке 17 представлены графики, характеризующие снижения энергозатрат при добавке водорода по сравнению с чистым ПГ. Графики представляют собой отношение количества подведенной теплоты с топливом, при добавке водорода, к количеству подведенной теплоты, при работе на чистом метане. Как видно из графика максимальное снижение энергозатрат составило 11% при коэффициенте избытка воздуха  $\alpha > 1,5$  и расходе газа 0,3 кг/ч (10% по массе).

По полученным данным была построена поверхность изменения количества подведенной теплоты в зависимости от коэффициента избытка воздуха и размера добавки водорода в процентах по массе (см. рисунок 18).

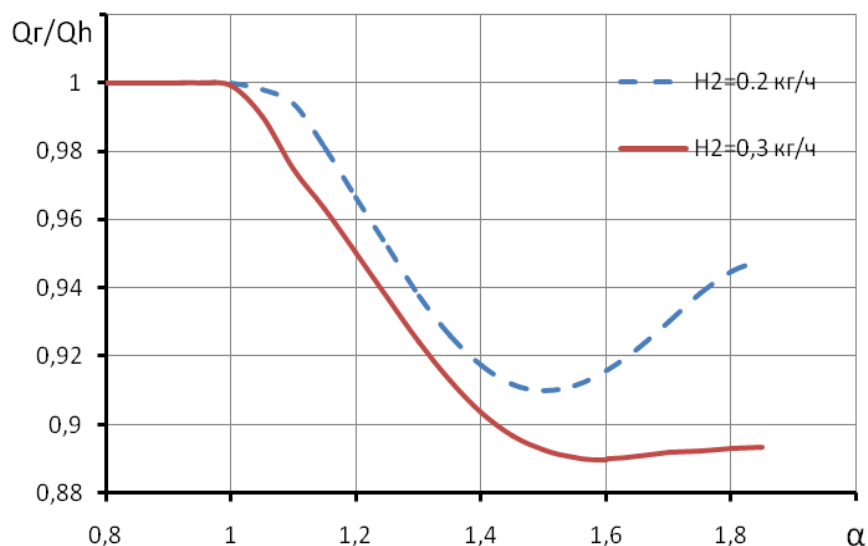


Рисунок 17 – Отношение количества подведенной теплоты при работе на метане к количеству подведенной теплоты при добавке водорода

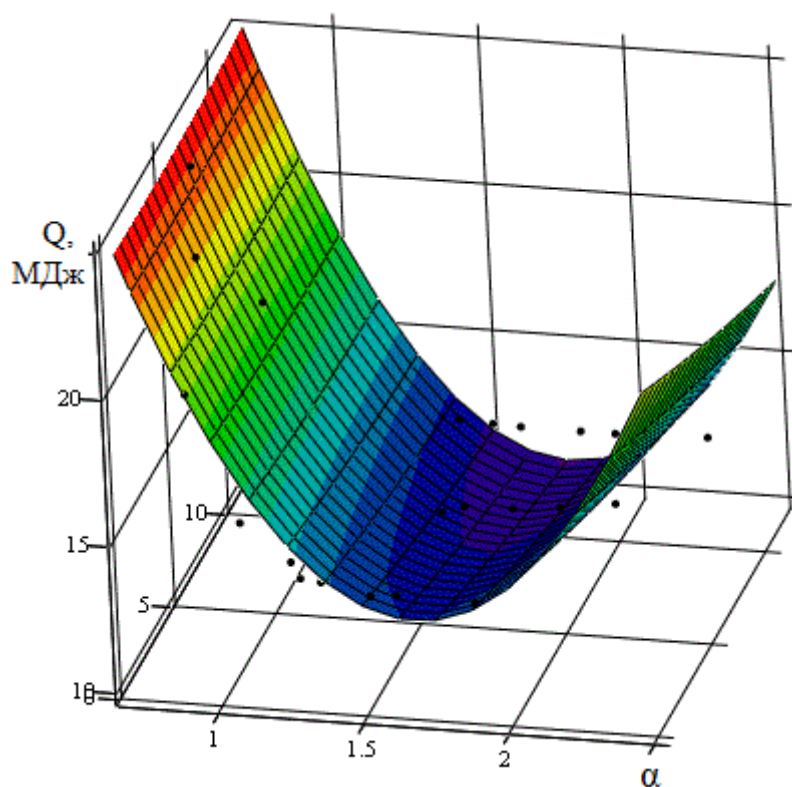


Рисунок 18 – Поверхность изменения количества подведенной теплоты

Такой характер изменения  $Q$  от  $\alpha$ , при различных расходах водорода, позволяет сделать предположение, что на участках богатых смесей основные параметры, характеризующие процесс сгорания, в частности продолжительность сгорания  $\varphi_z$ , являются одинаковыми и не зависят от

количества водорода в ТВС. В связи с этим наибольший интерес, для исследования представляют режимы бедных смесей.

## 2.3 Оценка погрешностей измерений

### 2.3.1 Оценка погрешности измерения давления

В ходе проведения эксперимента замерялось с помощью тензодатчика давление внутри цилиндра. Для получения достоверной информации была проведена оценка результатов измерения давления, а именно максимума давления  $P_z$ .

Оценка погрешности проводилась в соответствии с методикой [11].

Результирующая абсолютная погрешность представлялась как:

$$\Delta = \Delta_c + \Delta_{сл},$$

где  $\Delta_c$  – неисключенная систематическая погрешность;

$\Delta_{сл}$  – случайная составляющая погрешности измерений.

Неисключенная систематическая погрешность определялась по формуле:

$$\Delta_c = k \sqrt{\sum_{i=1}^m Q_i},$$

где  $Q_i$  – граница  $i$ -ой неисключенной систематической погрешности;

$k$  – коэффициент, определяемый принятой доверительной вероятностью  $\beta$ , и равный 1,1 при  $\beta = 0,95$ .

В качестве неисключенных систематических погрешностей принимались основная погрешность измерительных средств и субъективная погрешность, которые определялись на основе паспортных данных на средства измерений (основная) и типа используемых устройств (субъективная).

Случайная составляющая погрешности результатов измерений определялась как:

$$\Delta_d = \frac{S \cdot t}{\sqrt{n}},$$

где  $t$  – коэффициент (квантиль) Стьюдента зависящий от количества проведенных опытов и принятой доверительной вероятности;

$S$  – среднее квадратическое отклонение;

$n$  – число результатов наблюдений (повторных опытов).

Величина  $S$  определялась по формуле:

$$S = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (X_i - \bar{X})^2}{n-1}},$$

где  $X_i$  –  $i$ -ый результат измерений,

$\bar{X}$  - среднеарифметическое значение, определяемое как

$$\bar{X} = \frac{\sum_{i=1}^n X_i}{n}$$

Результирующая погрешность определялась в зависимости от отношения:

$$\phi = \frac{\Delta_c \sqrt{n}}{S}$$

В случае если расчетная величина  $\phi$  находится в диапазоне  $0,8 < \phi < 8$ , то суммарная погрешность находится построением композиции распределений случайных и не исключенных систематических погрешностей, рассматриваемых как случайные величины:

$$\Delta = S' \cdot K,$$

где  $K$  – коэффициент, зависящий от соотношения случайной и неисключенной систематической погрешностей;

$S^{\wedge}$  - оценка суммарного среднего квадратического отклонения результата измерения.

Величины  $K$  и  $S^{\wedge}$  определяются по формулам:

$$K = \frac{\Delta_c + \Delta_{cn}}{\frac{S}{\sqrt{n}} + \sqrt{\sum_{i=1}^n \frac{Q_i^2}{3}}}$$

$$S^{\wedge} = \sqrt{\sum_{i=1}^m \frac{Q_i^2}{3} + \frac{S^2}{n}}$$

Результирующая относительная погрешность определялась как отношение абсолютной погрешности к измеренному значению.

В качестве неисключенных систематических погрешностей принимается основная погрешность измерительных средств, определяемая, по паспортным данным на средства измерения.

Диапазон измерения давления датчиком составляет 0-16 атм. (0-1,6 МПа). Порог чувствительности 1%.

В результате измерений было получено, что относительная погрешность измерений составит  $\Delta = 5\%$

### **2.3.2 Оценка погрешности косвенных измерений**

Более подробный анализ погрешности измерений был проведён для случая определения коэффициента избытка воздуха. Это связано с тем, что как указывалось выше, результаты исследований сводились в основном к получению регулировочных характеристик по составу смеси и их анализу. В связи с этим требуется более полный анализ результирующей погрешности измерений, влияния на нее отдельных составляющих и соотношения между собой независимых переменных.

Относительная погрешность расчета значения коэффициента избытка воздуха, определялась в соответствии с методикой оценки косвенных измерений [11].

Коэффициент избытка воздуха, как известно, определяется формулой:

$$\alpha = \frac{G_{\text{в}}}{G_T \cdot l_{0T}},$$

где:  $l_{0T}$  - стехиометрический коэффициент топлива, представляющего собой в данном случае смесь бензина и водорода,  $G_T = G_{\text{б}} + G_{\text{н}}$ , где  $G_{\text{б}}$  и  $G_{\text{н}}$  - соответственно, расход бензина и водорода.

Коэффициент стехиометрического соотношения зависит от состава топлива, т.е. от соотношения в топливе бензина и водорода и может быть определен по известной формуле:

$$l_{0T} = \frac{1}{0,23} \left( \frac{8}{3} C + 8H - O \right),$$

где: C, H и O – массовые доли углерода, водорода и кислорода в 1 кг топлива.

Однако для определения  $\alpha$  в данном случае удобнее пользоваться другой формулой:

$$\alpha = \frac{G_{\text{в}}}{G_{\text{б}} \cdot l_{0\text{б}} + G_{\text{н}} \cdot l_{0\text{н}}},$$

где:  $l_{0\text{б}}$  и  $l_{0\text{н}}$  стехиометрическое соотношение бензина и водорода при горении в воздухе.

Расчётный анализ показал, что вычисления по обеим формулам дают одинаковые результаты.

В соответствии с приведенной выше методикой определения случайной составляющей погрешности измерений после дифференцирования для оценки абсолютной погрешности определения коэффициента избытка воздуха получено следующее выражение:

$$\Delta_{\alpha} = \sqrt{\left( \frac{1}{G_T \cdot l_{0\text{б}} + G_{\text{н}} \cdot l_{0\text{н}}} \right)^2 \cdot t_{\alpha} S_{\text{б}}^2 + \left( \frac{l_{0\text{б}} \cdot G_{\text{б}}}{G_T \cdot l_{0\text{б}} + G_{\text{н}} \cdot l_{0\text{н}}} \right)^2 \cdot t_{\alpha} S_{\text{б}}^2 + \left( \frac{l_{0\text{н}} \cdot G_{\text{н}}}{G_T \cdot l_{0\text{б}} + G_{\text{н}} \cdot l_{0\text{н}}} \right)^2 \cdot t_{\alpha} S_{\text{н}}^2}$$

Относительная погрешность определялась в соответствии с формулой:

$$\delta_{\alpha} = \frac{\Delta_{\alpha}}{\alpha}.$$

В результате проведенных расчётов получено, что суммарная относительная погрешность определения  $\alpha$  в диапазоне изменений измеряемых величин находится в пределах  $\delta_{\alpha}=3,7-4,1\%$ .

Полученные зависимости могут быть проанализированы с точки зрения оценки влияния отдельных составляющих погрешности и последующего определения параметра, оказывающего наибольшее влияние. Такой анализ позволяет определить требования к средствам измерений с целью повышения точности результатов в целом.

На рисунке 19 представлены результаты вычислений абсолютной погрешности при определении  $\alpha$  в зависимости от количества подаваемого водорода. Расчётный анализ погрешности измерения  $\alpha$  показывает, что при отсутствии подачи водорода относительная погрешность не изменяется, при этом абсолютная погрешность в большей степени зависит от величины расхода воздуха, чем от расхода ПГ.

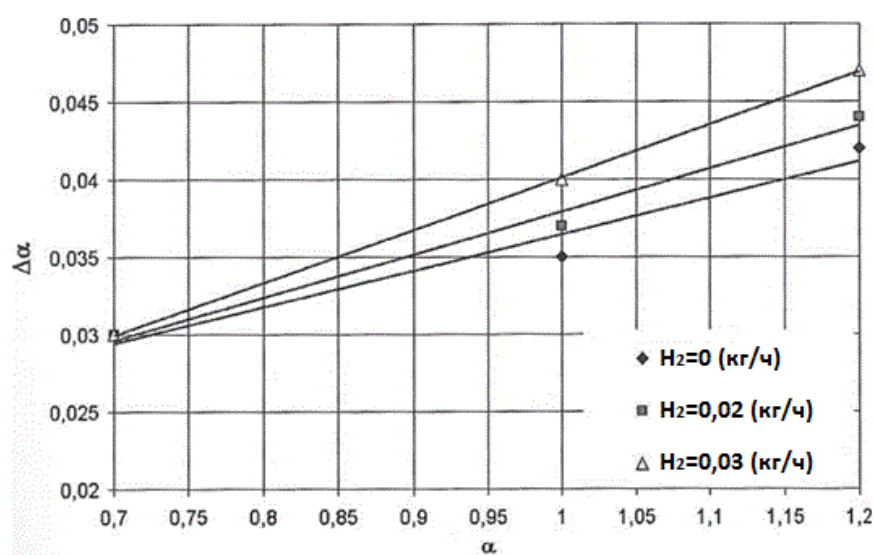


Рисунок 19 - Оценка абсолютной погрешности при измерении коэффициента избытка воздуха на режиме холостого хода



Относительная погрешность определения  $\alpha$  при подаче в ТВС водорода изменяется в пределах 0,5-1%. Такое изменение погрешности измерений при определении  $\alpha$  сказывается незначительно как на абсолютной, так и на относительной погрешности. Наиболее значащим фактором, влияющим на погрешность измерения  $\alpha$  является  $G_B$ , тогда как величина расхода водорода практически не оказывает влияния.

Таким образом, проведенный анализ влияния на суммарную относительную погрешность показателей точности измерений отдельных величин, при определении  $\alpha$ , позволил сделать вывод, что наибольшее влияние оказывает точность измерения расхода воздуха. Это позволило применить при испытаниях систему измерения расхода водорода с относительной погрешностью  $\delta_{G_H} = 5\%$ , без существенного ухудшения точности измерений  $\alpha$ .

#### **2.4 Обработка результатов индицирования**

В каждой точке регулировочной характеристики проводилось индицирование двигателя. При этом снимались показания с тензодатчика, установленного в головке блока цилиндров и фиксирующего изменение давления в цилиндре, и штатного датчика поворота коленчатого вала (ДПКВ). На рисунке 21 представлен типовые сигналы с датчиков.

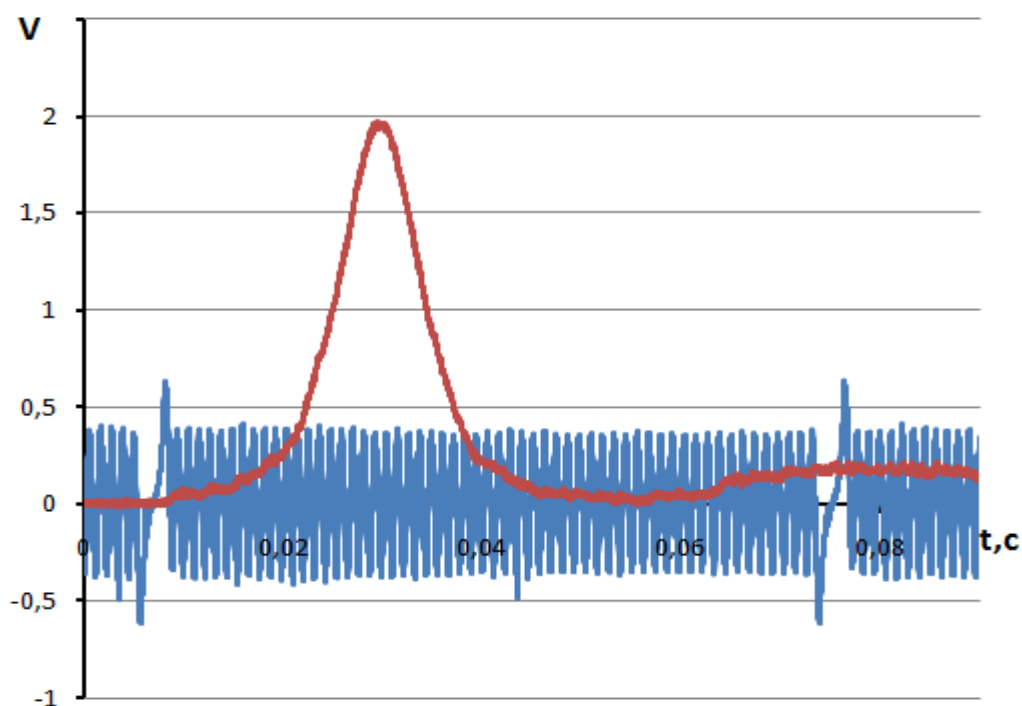


Рисунок 20 – Типовые сигналы с датчика давления и ДПКВ

Для оценки влияния добавки водорода на экономические показатели двигателя и процесса сгорания в частности, была проведена обработка данных, полученных с датчиков.

Основные задачи обработки заключались:

- 1 Преобразование сигнала датчика ДПКВ в угол поворота коленчатого вала.
- 2 Преобразование сигнала с тензодатчика давления из вольт в МПа.
- 3 Исключение аномальных значений.
- 4 Соотнесение значений давления в цилиндре двигателя с соответствующим значением поворота коленчатого вала.
- 5 Построение осредненной индикаторной диаграммы.

Результаты эксперимента были представлены в виде массива данных. Обработка производилась с помощью программы Excel.

На рисунке 21 представлен пример графика изменения сигнала ДПКВ.

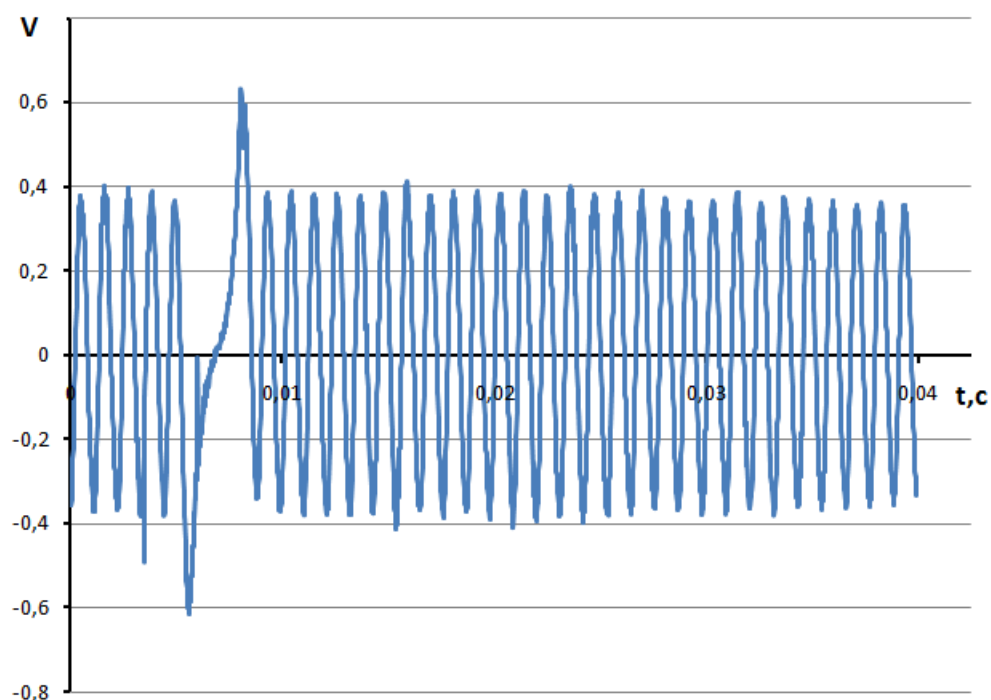


Рисунок 21 – График сигнала ДПКВ

Как видно из рисунка полученный сигнал представляет собой синусоиду. Синхронизирующий диск датчика имеет 60 зубьев. При прохождении одного зуба, сигнал делает одно колебание, то есть одной волне сигнала соответствует  $6^\circ$  ПКВ. Для облегчения обработки было принято решение отслеживать изменение давления через  $3^\circ$  ПКВ, что равно длине полуволны. Таким образом, за момент отсчета указанного угла принимались точки смены знака синусоиды с « - » на « + » и наоборот.

На рисунке 22 представлен пример изменения давления, полученный с тензодатчика. Как видно из графика сигнал представляет собой неразрывную кривую, включающую в себя ряд индикаторных диаграмм. Для того, что бы разделить полученную зависимость давления на отдельные индикаторные диаграммы, необходимо определить положение верхней или нижней мертвой точки.

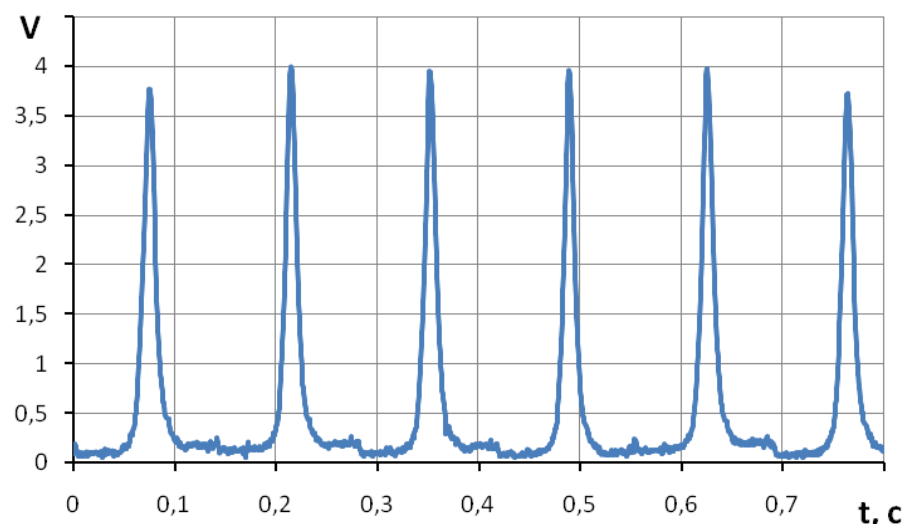


Рисунок 22 – Полученный график изменения давления

Для определения ВМТ, на синхронизирующем диске штатного ДПКВ имеется участок, на котором удалены 2 зуба. При прохождении этого участка на графике ДПКВ происходит резкий «скачок» амплитуды колебания сигнала. Помимо амплитуды, увеличивается и период колебания.

Конструктивной особенностью двигателя, выбранного в качестве объекта исследований, является то, что конструктивно датчик ПКВ повернут на  $60^\circ$  относительно оси цилиндра двигателя. В связи с этим участки повышения амплитуды колебания сигнала соответствуют не ВМТ, а углу поворота в  $240$  и  $660^\circ$ .

С помощью составленного в программе Visual Basic макроса производилась индикация в массиве данных точек, соответствующих углу в  $240$  и  $660^\circ$ . Текст макроса представлен на рисунке 23.

Работа программы происходила следующим образом: для заданного диапазона строк, массива экспериментальных данных, запускался пошаговый цикл поиска значения, которое меньше минус  $0,46$  (значение, соответствующее «скачку колебания»). При нахождении такого значения следующая после этого значения смена знака сигнала ДПКВ с минуса на плюс (соответствующая ВМТ) выделялась зеленым цветом.

```

Sub Индикация_ВМТ()
Dim i As Variant, j As Integer, k As Integer, D As Variant
j = 2
k = 5
For i = 4 To 200003
With ActiveSheet.Cells(i, j)
If .Value < -0.46 And Cells(i + 1, j).Value < -0.46 Then
    For D = i To i + 80
    With ActiveSheet.Cells(D, k)
    If .Value = 3 Then .Interior.Color = QBColor(10)
    Cells(D, k - 4).Interior.Color = QBColor(10): Cells(D, k - 3).Interior.Color = QBColor(10)
    Cells(D, k - 2).Interior.Color = QBColor(10): Cells(D, k - 1).Interior.Color = QBColor(10)
    Cells(D, k + 1).Interior.Color = QBColor(10): Cells(D, k + 2).Interior.Color = QBColor(10)
    Exit For
    End With
    End With
Next D
End If
End With
Next i
End Sub

```

Рисунок 23 – Текст макроса, производящего определение положения ВМТ

На два удаленных зуба синхронизирующего диска приходится  $12^\circ\text{ПКВ}$ , а одна полуволна сигнала соответствует  $3^\circ\text{ПКВ}$ , то между соседними «скачками амплитуды» сигнала должно получаться  $(360-12)/3=116$  полуволн, то есть в рассмотрение принимается 116 значений давления.

С помощью, составленного макроса, текст которого представлен на рисунке 24, была произведен подсчет количества значений между скачками сигнала. Работа программы происходила следующим образом: в заданном диапазоне строк, массива экспериментальных данных (2...6816) организовывался цикл, который при встрече значения выделенного зеленым цветом начинал производить подсчет количества значений до следующего выделения.

Анализ полученных значений показал, что в некоторых случаях было получено больше 116 значений. Это свидетельствует о том, что на таких участках по какой-то причине происходило искажение сигнала ДПКВ. На графике были выявлены участки, на которых сигнал несколько раз, за очень короткий промежуток времени, менял знак, не достигая средней амплитуды. Поиск ложных значений производится по времени.

```

Sub Подсчет_значений()
Dim i As Variant, j As Integer, k As Integer
j = 5
k = 0
For i = 2 To 6816
With ActiveSheet.Cells(i, j)
k = k + 1
If Cells(i, j).Interior.Color = QBColor(10) Then
Cells(i, j + 2) = k: k = 0
End With
Next i
End Sub

```

Рисунок 24 – Текст макроса производящий подсчет значений между  
ВМТ

Так как во время проведения эксперимента частота вращения коленчатого вала поддерживалась постоянной и равнялась 880 об/мин, то теоретически поворот на 3° должен был происходить за 0,568 мс. Однако, известно, что мгновенное значение частоты вращения не является постоянной величиной. Это связано с процессами, протекающими внутри цилиндра за время цикла, например: увеличение в момент начала процесса сгорания, снижение при сжатии вблизи ВМТ и т.д. При этом поворот на 3° осуществлялся за промежуток времени 0,45-1,6 мс. На участке, с числом полувольт, превышающим 116, для каждого значения было определено время поворота коленчатого вала на 3°. Значения, достигнутые за промежуток времен, который существенно меньше 0,45мс считались ложными и исключались из дальнейшего рассмотрения.

В результате для каждой точке регулировочной характеристики, был получен ряд отдельных индикаторных диаграмм. Однако, значения изменения давления, полученные с датчика давления, имеют размерность вольт. Переход от вольт к МПа, производился по следующей формуле:

$$P = 0,432V + 0,1 \quad (15)$$

где V- значение давления в вольт;

- атмосферное давление (принималось равным 0,1 МПа).

Прибавление атмосферного давления в формуле (15) вызвано тем, что тензодатчик регистрировал избыточное давление.

Дальнейшая обработка заключается в обработке полученного ряда и построение средней индикаторной диаграммы.

При анализе ряда диаграмм было выявлено, что встречаются отдельные диаграммы, у которых значения максимума давления  $P_z$ , а так же его положения относительно ВМТ существенно отличается от среднего. Было отмечено, что количество диаграмм, имеющих аномальное значение  $P_z$ , увеличивается с обеднением смеси. Такое различие обусловлено тем, что при работе двигателя на очень бедных смесях, увеличивается неравномерность рабочего процесса, а в условиях холостого хода, при которых проводился эксперимент, это способствовало появлению единичных циклы с пропуском зажигания, когда сгорание ТВС не происходило. Таким образом, индикаторные диаграммы с пропусками зажигания соответствуют компрессорной линии.

Так же было замечено, что в циклах, следующих за пропуском воспламенения, происходит существенный рост  $P_z$ , вызванный увеличением количества ТВС в цилиндре.

В связи с этим, диаграммы, следующие за пропуском воспламенения, а так же сами пропуски, исключались из дальнейшего анализа.

По 7-10 индикаторным диаграммам, в зависимости от режима работы производилось осреднение. На рисунке 25 представлен пример группы индикаторных диаграмм, по которым производилось осреднение. Помимо этого, аналогичным способом определялась средняя компрессорная линия.

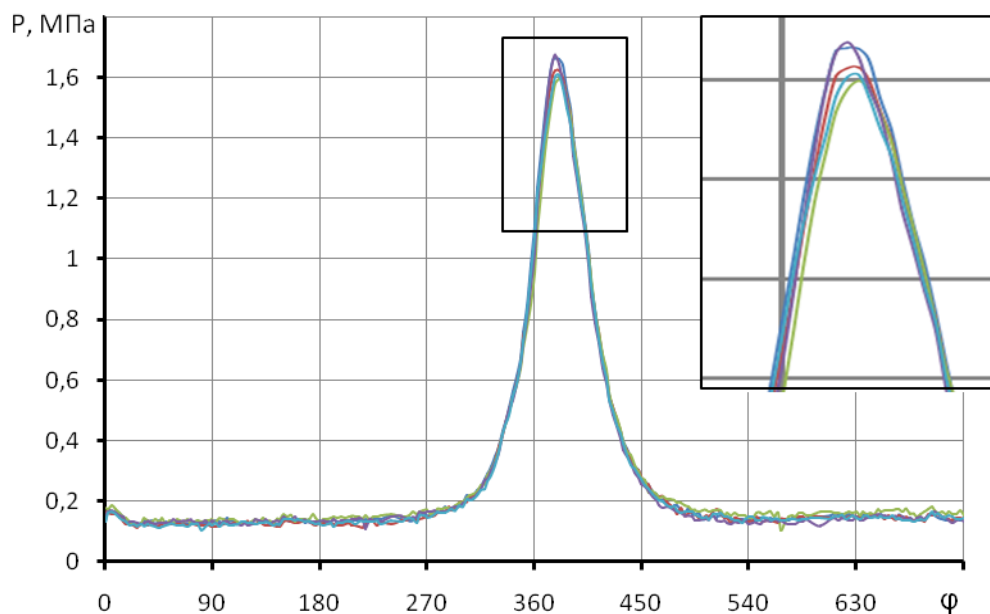


Рисунок 25 – Экспериментальные индикаторные диаграммы  
( $\alpha=1,05$ ;  $H_2=0,3$  кг/ч)

## 2.5 Определение продолжительности сгорания

Одним из факторов, характеризующих процесс сгорания ТВС, является его продолжительность. При затяжном процессе горения ухудшается полнота сгорания, увеличиваются потери энергии, тем самым снижая КПД двигателя и ухудшая его экономичность.

Оценка продолжительности сгорания (по углу поворота коленчатого вала) проводилась при различных значениях коэффициента избытка воздуха  $\alpha$  и размерах добавки водорода.

Определение продолжительности сгорания производилось следующим образом. Для каждого состава топлива, на одном графике строятся осредненные, в ходе обработки экспериментальных данных, индикаторная диаграмма и компрессорная линии. За начало процесса горения принималась точка отрыва индикаторной диаграммы от компрессорной линии (рисунок 26).



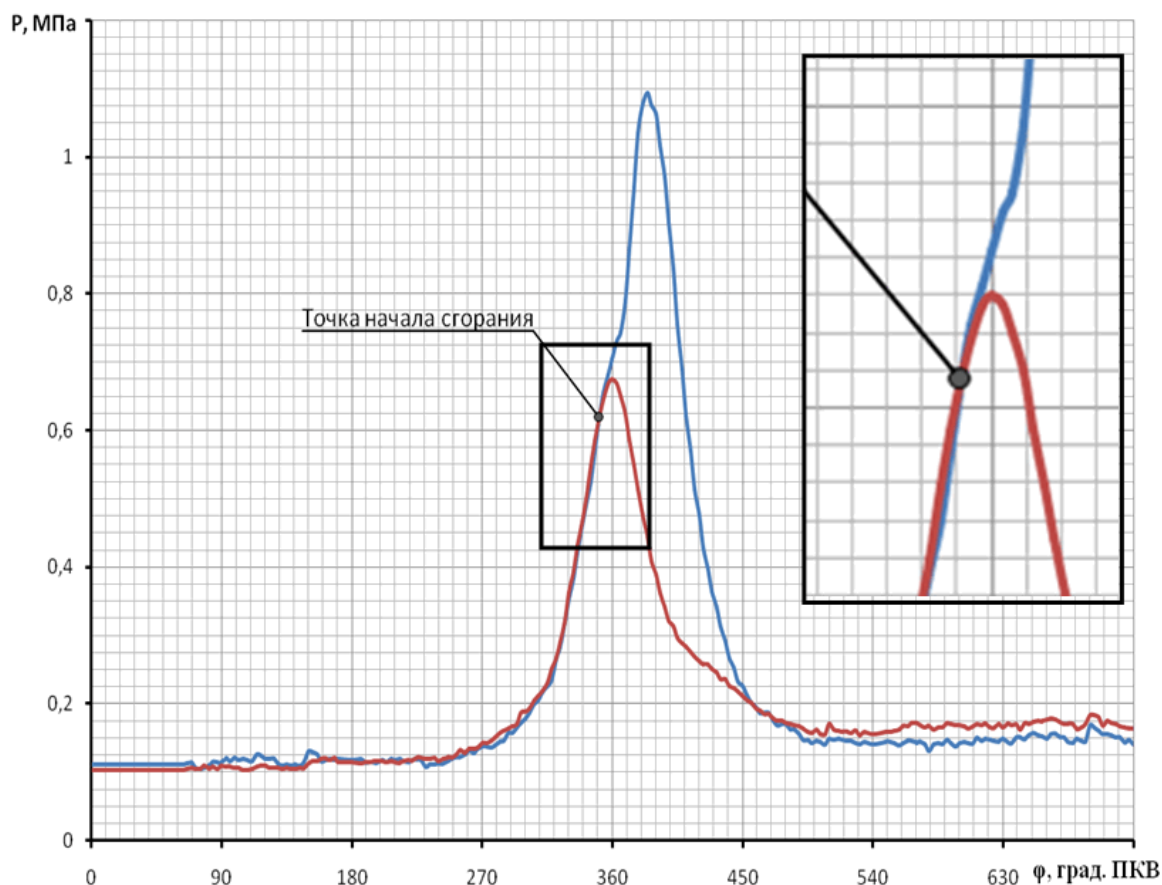


Рисунок 26– График индикаторной диаграммы и компрессорной линии

Определение момента окончания процесса сгорания выполнялось по методике, предложенной Б.С. Стечкиным [14]. Для этого индикаторная диаграмма представляется в логарифмической шкале (рисунок 27). Полученный при этом график характеризует изменение показателя политропы в ходе рабочего цикла.

Из рисунка видно, что график на участке расширения, до момента открытия выпускных клапанов, представляет собой прямую линию, то есть процесс идет при постоянном показателе политропы. К этой прямой проводится касательная линия. Точка перехода кривой сгорания в прямую расширения, принимается за окончание сгорания.

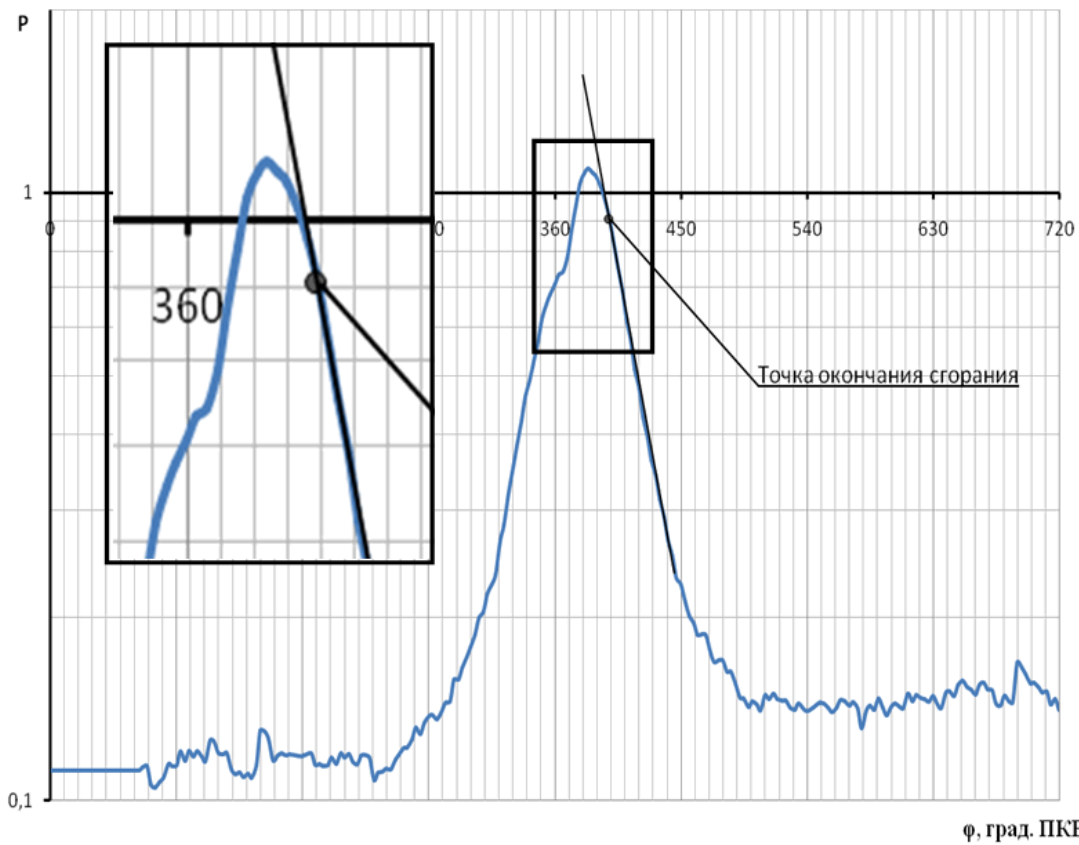


Рисунок 27 – Индикаторная диаграмма в логарифмической шкале

По полученным таким образом, данным, для каждого расхода водорода была построена зависимость изменения продолжительности сгорания  $\varphi_z$  от состава от коэффициента избытка воздуха (рисунок 28).

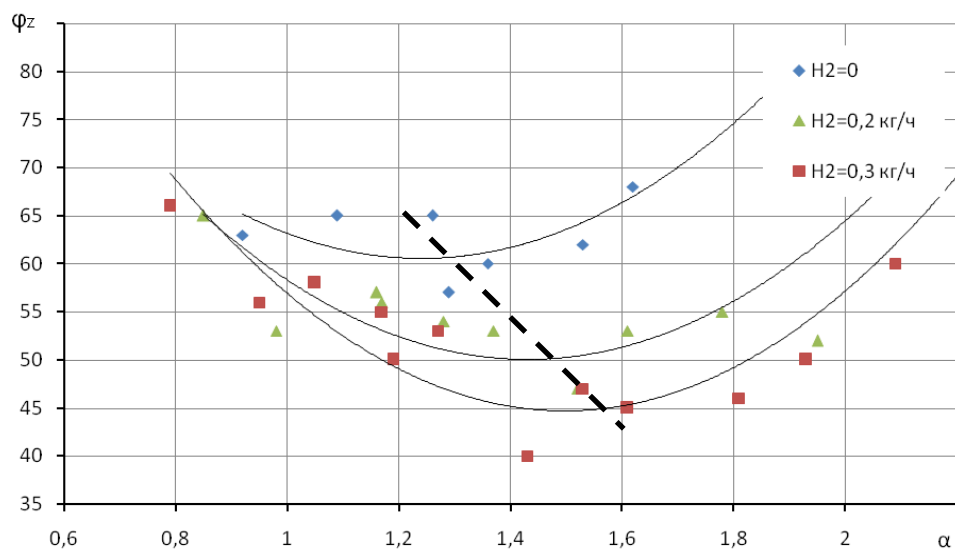


Рисунок 28 – Зависимость продолжительности сгорания от  $\alpha$

Из рисунка видно, что на режиме богатых смесей продолжительность сгорания ТВС не зависит от состава смеси. Отличия появляются только после  $\alpha = 0.95$ . Таким образом, можно сделать вывод, что добавка водорода влияет на продолжительность сгорания только на режимах бедных смесей. Это заключение так же подтверждается экспериментально полученными зависимостями изменения количества подведенной теплоты от коэффициента избытка воздуха  $\alpha$ , представленными на рисунке 17.

Из теории рабочих процессов известно, что при уменьшении продолжительности сгорания, происходит снижение расхода топлива, а следовательно и рост индикаторного КПД. При расходе водорода 0,3 кг/ч продолжительность сгорания сократилась в среднем на 15%. Так же, применение добавки водорода приводит к смещению точек, соответствующих минимальному расходу топлива в область более бедных смесей с  $\alpha=1,25$  при работе на чистом газе до  $\alpha=1,5$  при 10% добавке по массе.

Из рисунка 28 также можно определить зависимость изменения экстремумов функции продолжительности процесса сгорания от состава смеси. Функция имеет линейный вид в рассматриваемом диапазоне изменения значений добавки водорода и состава смеси.

## **Результаты и выводы по главе 2**

На основании проведенных экспериментальных работ и обработки полученных данных можно сделать следующие выводы:

1 Относительная погрешность измерения давления в цилиндре двигателя составила 5%, что говорит о высокой точности полученных результатов.

2 Количество теплоты подведенной к рабочему телу на участке богатых смесей не зависит от размера добавки водорода и является величиной постоянной.

4 Добавка водорода на участке богатых смесей ( $\alpha=0,8-1$ ) не влияет на продолжительность сгорания  $\varphi_z$ .

5 При добавке 10% водорода  $\varphi_z$  сократилась в среднем на 15%.

6 Применение добавки водорода приводит к смещению точек, соответствующих минимальному расходу топлива в область более бедных смесей с  $\alpha=1,25$  при работе на чистом газе до  $\alpha=1,5$  при 10% добавке.

7 На основании эмпирических данных построена поверхность изменения количества подведенной теплоты в зависимости от коэффициента избытка воздуха  $\alpha$  и количества водорода.

### **Глава 3 Перспективы совершенствования рабочего процесса газопоршневых установок**

Применение чистого водорода в качестве добавки к основному топливу с точки зрения технической реализации имеет ряд недостатков. В частности, к ним можно отнести:

- сложность хранения или получения водорода на боту автомобиля;
- отсутствие инфраструктуры и др.

Возможным решением этой проблемы может служить применение водородосодержащих газов, например гремучий газ, синтез газ и др.

#### **3.1 Газ Брауна (гремучий газ)**

Газ Брауна, часто обозначаемый как ННО или гремучий газ (англ. Browns Gas, ННО gas, fire damp, detonating gas, oxyhydrogen gas) – это газ, состоящий из 2 частей газообразного водорода и одной части кислорода.

Важно сразу отметить результаты, полученные при использовании газа Брауна в ДВС. Молекулярный водород является сверхкатализатором для различных видов топлива на основе углеводородов. Зарегистрированы повышение мощности, пробега и более чистое горение (уменьшение вредных выбросов) при введении газ Брауна во впускной коллектор [40, 41].

Во многих источниках встречается утверждение, что в газе Брауна водород и кислород находятся в одноатомном состоянии (один атом на молекулу) [41]. Однако такие утверждения сомнительны, поскольку в этом состоянии газ может существовать крайне непродолжительное время, по прошествии которого молекулы прореагируют между собой, образуя воду или молекулярные водород и кислород.

Подробные исследования по теме проводил Юл Браун, который построил демонстрационный автомобиль и получил на свою разработку патент США с подтверждением эксперимента. Это устройство состоит из электролизера, циркулярного резервуара, оптимизатора, системы управления. Способ выделения газа основывается на явлении электролиза воды. Установленный циркулярный резервуар предназначается для отделения газа от воды, он нужен также для снабжения газогенератора электролитом.

Нельзя не упомянуть исследования, проводившиеся НАСА в 1977 году. Целью исследований являлось выяснения влияния на экономичность и экологичность двигателя добавок газа Брауна (водорода), воды и спирта к бензину путем впрыска их во впускной коллектор. Объектом исследования служил двигатель автомобиля кадиллак. Испытания проводились при разных соотношениях топлива к добавкам при одинаковой частоте вращения коленчатого вала (2140 об/мин) и производимой двигателем мощности (36л.с.). Угол опережения зажигания в каждом случае корректировался так, что бы при впрыске определенной комбинации смеси получить максимальную экономичность двигателя. По результатам исследований были сделаны выводы: добавляя газ Брауна к бензину можно достичь экономичности за счет изменения в процессах горения. Скорость горения смеси бензина и газа Брауна на много выше скорости горения чистого бензина. Повышение скорости горения в стандартном двигателе может вызвать его поломку, по этой причине исследователи рекомендуют применять газ Брауна на бензиновых автомобилях совместно с впрыском воды, который замедлит горение [42].

Подобные эксперименты проводились и в России. Так, профессор Г.В.Дудко испытывал двигатель внутреннего сгорания, который выглядел как гибрид карбюраторного двигателя и дизеля. Для запуска использовался бензин, после чего отключалось зажигание, в камеры сгорания подавалась вода со специальными добавками, которая предварительно нагревалась и сильно сжималась.

В генераторе газа Брауна химическая реакция электролиза протекает непосредственно в электролизере, после чего выделяется газ Брауна – водород и кислород. Задействован специальный электролит, который состоит из катализатора и дистиллированной воды. Образовавшийся газ выходит из верхнего штуцера электролизёра по трубке, направляется он в отдельную емкость – водяной затвор. Он заходит снизу, очищается от пены, поднимается в виде газа над уровнем воды, следует через фильтр улавливания влаги, затем через обратный клапан в воздушный коллектор и оттуда в камеру сгорания.

Известно, что в двигателях внутреннего сгорания переработка топлива происходит неэффективно. Так, в среднем, в цилиндре сгорает только около 40%. Оставшиеся 60% успешно догорают в системе выпуска.

В результате сгорания газа появляется сухой пар, который очищает клапаны и поршни от нагара, улучшает теплообмен, а это, в свою очередь, увеличивает ресурсы двигателя. На выхлопе получается водяной пар и кислород, каждый литр воды при этом расширяется до 1800 литров горючего газа, который и толкает устройство вперед. Кислород при этом берется из воды, которая используется для получения газа.

Тема газа Брауна уже известна в довольно широком кругу, но в то же время предстоит еще много изучить- например, целесообразно ли применение его в двигателях внутреннего сгорания как добавки к топливу. Так, в журнале Popular Mechanics была опубликована статья об исследованиях влияния добавок гремучего газа в топливо дизельного двигателя, выявивших возможность снижения расхода топлива при добавке

гремучего газа после проведения соответствующей реконструкции двигателя [23]. Поэтому эта сфера, очевидно, подлежит дальнейшему изучению.

### 3.2 Синтез-газ в качестве частично замещающего топлива для ДВС с принудительным воспламенением

Практически приемлемым вариантом улучшения эффективности и экологических показателей используемых сегодня ДВС может быть получение водородсодержащего синтез-газа из штатного углеводородного топлива (как правило, конвертируется от 5 до 20% топлива) непосредственно на борту автомобиля и использование этого синтез-газа в качестве добавки, частично замещающей основное топливо. В этом случае реализуются все преимущества применения водорода при сжигании обедненных топливных смесей. Использование синтез-газа позволяет осуществлять работу двигателя на переобедненных топливных смесях вплоть до  $\alpha=2,5-3$ , что и дает возможность улучшить экономические и токсические показатели работы ДВС. Одновременно снижаются риски, связанные со взрывоопасностью водорода, и исчезает необходимость использования инфраструктуры снабжения транспорта водородом.

Современные литературные данные по применению синтез-газа в качестве основного или частично замещающего топлива для ДВС очень ограничены, хотя исследования этой проблемы ведутся с 70-х годов прошлого века [44].

В работе [45] проведено сравнение характеристик работы искрового ДВС при использовании в качестве топлива бензина, природного газа и синтетического газа, состоящего преимущественно из CO (52%) и H<sub>2</sub> (44%). Было показано, что при работе на синтетическом газе происходит снижение мощности ДВС примерно на 20 и 30% в сравнении с использованием природного газа и бензина соответственно. Хотя эмиссия CO и CH при работе на синтетическом газе были незначительны (на порядок меньше, чем

на природном газе и бензине), концентрация  $\text{NO}_x$  в отработанных газах выросла в несколько раз. Причину столь высокой эмиссии оксидов азота можно объяснить тем, что все эксперименты проводились в режиме с  $\alpha \leq 1,5$ . Согласно нашему опыту, обеднение смеси до  $\alpha \approx 2-2,5$  должно было бы привести к значительному снижению эмиссии  $\text{NO}_x$  в сравнении с использованием традиционных видов топлива. Вероятнее всего, исследователи не пошли по этому пути из-за неминуемого дальнейшего снижения мощности ДВС, что в определенной степени дискредитирует идею использования в качестве топлива исключительно синтетического газа. В этом свете использование для питания ДВС водородсодержащего газа в смеси с углеводородным топливом выглядит более перспективно, т.к. обеспечивает более эффективную и устойчивую работу двигателя вплоть до  $\alpha=3$ .

В качестве примера, когда синтез-газ успешно используется как частично замещающее топливо в ДВС с принудительным воспламенением, можно привести НИР и ОКР, выполненные в этом направлении за последние 5 лет кооперацией ряда организаций России (Институт катализа СО РАН, г.Новосибирск; РФЯЦ ВНИИЭФ, г.Саров; ОАО «АВТОВАЗ» и ТГУ, г.Тольятти). Участниками кооперации был разработан ряд образцов генераторов синтез-газа и проведены их испытания. Наиболее целесообразно оказалось получать синтез-газ на борту автомобиля путем осуществления каталитического процесса парциального окисления природного газа или процесса автотермической конверсии в случае бензина. В 2001 году в г. Тольятти были проведены краткосрочные стендовые испытания двигателя ВАЗ-2111, работающего на бензине с добавками синтез-газа, полученного в экспериментальном каталитическом реакторе методом парциального окисления природного газа. Испытания подтвердили возможность устойчивой работы двигателя на обедненной бензино-воздушной топливной смеси с добавками синтез-газа. При этом при работе двигателя с добавками синтез-газа в рабочую смесь было достигнуто снижение расхода топлива



(соответственно, снижение эмиссии парникового газа) на 42% на холостом ходу и на 24% - при работе в рабочем режиме:  $P_e=0,2$  МПа и  $n=2185$  об/мин. Одновременно на холостом ходу при добавках синтез-газа было отмечено значительное снижение (примерно в 10-15 раз) уровня выбросов  $CH$  и  $NO_x$ . При этом содержание  $CO$  в выбросах не превышало 0,2 об.%. Аналогичные результаты были получены при проведении в 2003 краткосрочных испытаний в НАМИ (г.Москва) двигателя М406 (автомобиль "Волга") на режиме, соответствующем движению автомобиля со скоростью 50 км/час. Двигатель работал на обедненной смеси природного газа и синтез-газа. Экспериментально было показано, что при добавках синтез-газа происходит снижение токсичности выбросов примерно в 20-30 раз по оксидам азота и углерода и соответствует уровню 300-400 ppm по оксидам углерода и 20-30 ppm по оксидам азота. Одновременно со снижением уровня токсичности наблюдалось примерно на 20% уменьшение расхода топлива. Проведенные в 2004 году испытания опытного образца генератора синтез-газа в составе ДВС ВАЗ-2114 на моторном стенде ТГУ подтвердили ранее полученные результаты. Таким образом, проведенные эксперименты надежно доказали, что применение синтез-газа в качестве добавки к жидкому или газовому топливу, используемому в ДВС с принудительным воспламенением, обеспечивает значительное снижение концентраций оксидов углерода и азота в выхлопных газах двигателя и открывает возможность достижения норм Евро-4 без применения каталитических нейтрализаторов. Наряду с этим, использование синтез-газа обеспечивает общее снижение на 20-25% расхода углеводородного топлива в условиях городского цикла за счет обеспечения устойчивой работы двигателя при использовании обедненных топливных смесей. В настоящее время ОАО «АВТОВАЗ» ведет работы по проектированию и изготовлению экспериментальных автомобилей, работающих на смесях переменного состава природного газа с водородсодержащим синтез-газом, получаемым с помощью бортовых генераторов из основного топлива.

Отмеченные выше преимущества использования синтез-газа в качестве частично замещающего топлива в искровых ДВС подтверждаются литературными данными как для двигателей на природном газе [46, 47], так и на бензине [48]. Найти данные об использовании синтез-газа в ДВС на этаноле не удалось, хотя пример использования обедненных смесей этанола с водородом [49] позволяет говорить о проявлении тех же тенденций, что отмечены для ДВС, использующих в качестве топлива синтез-газ в смеси с бензином или природным газом: расширяется диапазон обеднения топливной смеси, достигается резкое сокращение эмиссии токсичных компонентов, уменьшается расход топлива и эмиссия парникового газа.

В 2003 году в рамках программы по исследованию возможности использования водорода для повышения экологических и экономических характеристик двигателя компания Delphi провела работу под названием «Влияние обогащения водородом на характеристики двигателя и выброс отработавших газов вблизи предела растворения с использованием встроенных преобразований». В этой работе бензин был подвергнут преобразованию («реформингу»), которое представляло собой превращение его в продукт реформинга, богатый водородом  $H_2$  и углекислым газом  $CO$ . Продукт реформинга имел очень широкий предел воспламеняемости, который позволял двигателю с искровым зажиганием работать на обеднённых смесях (при сверхбедных концентрациях или интенсивной рециркуляции отработавших газов). Работа состояла из нескольких этапов:

- на первых этапах смесь «бензин-водород-монооксид углерода» подавалась в двигатель из баллона, заготовленная заранее.

- последующие исследования представляли собой попытку реализовать бортовую систему для реформинга бензина.

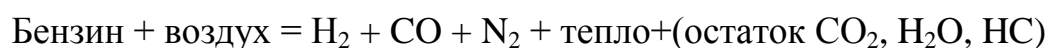
В общих чертах, исследовались следующие режимы:

- систему подачи 100%-ого продукта реформинга во время холодного пуска для обеспечения практически нулевых выбросов углеводородов и  $NO_x$ ;

- обеспечение реакции продуктов реформинга и воздуха в потоке выхлопных газов во время холодного пуска для эффективной работы каталитической системы;

- использование бензина с добавлением умеренной доли продукта реформинга при низких и средних нагрузках, что обеспечивает резкое ослабление рециркуляции отработавших газов (или расширение предела обеднения) для обеспечения сверхнизких выбросов NOx.

Реформинг бензина обеспечивал бортовой источник H<sub>2</sub>. Продукт реформинга, богатый водородом, согласно отчетам, является топливом с очень низким содержанием углеводородов (в идеале реформинг преобразует все углеводороды в бензине в CO и H<sub>2</sub>; при действительном реформинге примерно 10% - 15% бензина может поступить через преобразователь в виде углеводородов при запуске двигателя):



Следует отметить, что N<sub>2</sub> - побочный продукт реакции даже для идеального продукта реформинга.

В таблице 2 представлены свойства H<sub>2</sub> и CO в сравнении со свойствами бензина. Как видно из таблицы, свойства CO занимают промежуточное положение между свойствами водорода и бензина. Следовательно, продукт реформинга, который содержит примерно равные количества H<sub>2</sub> (21% по объему) и CO (24% по объему), обладает эффективными свойствами по сравнению с бензином.

Что касается влияния на выброс отработавших газов - горение в сверхбедных или разбавленных условиях приводит к возникновению более низких пиковых температур и значительному снижению выбросов NOx. Двигатели, заправленные H<sub>2</sub> или продуктом реформинга, имеют низкие, химически не активные выбросы углеводородов (это относится к легким углеводородам, которые сохраняются после реформинга, и к смазочному маслу). Кроме того, количество дыма (твердых частиц) также должно снизиться. H<sub>2</sub> и продукт реформинга при смешивании с бензином могут

позволить снизить выброс углеводородов путем уменьшения расстояния охлаждения с целью обеспечения лучшего распространения пламени.

Таблица 2 - Сравнительные свойства бензина, водорода и окиси углерода

Свойство	Бензин	H <sub>2</sub>	CO
Предел обеднения	0.58	0.1	0.34
Объёмн. предел воспламеняемости, %	1.2-6	4-75	12-74
Скорость ламинарного пламени, м/с	0.37-0.43	1.9 – 2.7	~ 0.4
Температура самовоспламенения, С	280-400	574	609
Плотность энергии, МДж/м <sup>3</sup>	202	10.3	12.6
Расстояние охлаждения, мм	~ 2.0	0.64	-
Минимальная энергия воспламенения, мДж	0.24	0.02	-
Температура после Pt катализатора, С	~ 270	~ 30	~ 220

Испытания производились на одноцилиндровом двигателе, подключенном к динамометру. Объём двигателя - 2.4 л, 4 клапана на цилиндр, серийная головка блока была установлена на одноцилиндровую испытательную установку для исследования топлива. Одноцилиндровый двигатель был подключен к электродинамометру. Также были созданы специальный коленчатый вал и гильза цилиндра, которые установили для того, чтобы создать модель с ходом и диаметром серийного двигателя.

Испытания цилиндра в стабильном состоянии при подогреве проводились с баллонным продуктом реформинга и с экспериментальным преобразователем. В двигатель подавались смеси бензина с продуктом реформинга массовой долей в 0%, 15%, 30%, 50% и 100% от общей энергии топлива. Двигатель работал рядом с пределом максимального разбавления с

любым выхлопным газом (стехиометрическая заправка при рециркуляции отработавших газов) или в бедных условиях.

При работе с баллонным продуктом реформинга были получены следующие результаты (за исключением отмеченных):

1. Увеличение доли энергии топлива при работе с продуктом реформинга в 0% - 100% привело к практически линейному снижению 44% коэффициента предела обеднения и 115% увеличению допустимой рециркуляции отработавших газов в двигателе.

2. В пределах допустимого разбавления при рециркуляции отработавших газов или при экономной работе выбросы NO<sub>x</sub> снизились экспоненциально свыше одного порядка величины (в 10 раз) при увеличении доли энергии продукта реформинга от 0% до 100%.

3. Выбросы углеводорода в пределах допустимого разбавления были нейтральными при использовании бедных смесей и немного ниже при рециркуляции отработавших газов, когда долю энергии продукта реформинга увеличили от 0% до 100%. Как и ожидалось, при количестве продукта реформинга, составляющем 100%, во всех рабочих режимах выбросы углеводорода были практически нулевыми.

4. Уровень выбросов CO в целом был выше при более высоких долях продукта реформинга из-за более высокой концентрации CO в топливе. При имеющемся количестве продукта реформинга в пределах обеднения или при максимальной рециркуляции отработавших газов производилось примерно такое же количество выбросов CO.

5. Доля продукта реформинга в топливе рядом с пределами рециркуляции отработавших газов не повлияла на общий КПД. Однако, рядом с пределами обеднения общий КПД немного увеличивался при увеличении доли продукта реформинга и достиг максимального значения при 100% продукта реформинга. Общий КПД в пределах обеднения был на 5 - 10 процентов выше, чем в пределах рециркуляции отработавших газов. Эти значения приняты для идеальных условий без учета потерь при реформинге.

6. Значения длительности горения 0-10% и 10%-90% сгоревшего вещества были в целом ниже в пределе обеднения по сравнению с пределом рециркуляции отработавших газов. Это может привести к улучшению фазировки горения и общего КПД при экономной работе.

7. Результаты испытаний с экспериментальным преобразователем, используемым для обеспечения продуктом реформинга по сравнению с работой с баллонным продуктом реформинга показали более высокие выбросы HC и более низкие выбросы CO. При этом показатели выбросов NOx практически не изменились. Также обнаружилось небольшие потери КПД вследствие потерь при реформинге.

8. При большей нагрузке в 540 кПа по сравнению с 216 кПа в двигателе наблюдалось увеличение значения допустимого разбавления как при избытке воздуха, так и при рециркуляции отработавших газов. Общий КПД был выше, и двигателю был необходим турбонаддув при заправке 100% продукта реформинга для достижения большей нагрузки.

Анализ результатов показал:

1. Большое количество дополнительного тепла доступно в качестве побочного продукта процесса реформинга. Это можно использовать для ускорения прогрева двигателя и (в холодную погоду) салона автомобиля.

2. Использование небольшой системы твердооксидного топливного элемента в качестве источника продукта реформинга может существенно увеличить производительность системы.

По результатам испытаний были сделаны выводы:

- существенное снижение выбросов NOx (возможное при увеличении доли продукта реформинга рядом с пределом разбавления) сопровождалось нейтральным или несущественно положительным влиянием на выбросы углеводорода;

- рециркуляция отработавших газов – лучший метод для снижения выбросов по сравнению с экономной работой со смесями продуктов реформинга;

- экономная работа обеспечивает увеличение общего КПД (экономии топлива) по сравнению с работой при рециркуляции отработавших газов с использованием смесей продуктов реформинга;

- продукт реформинга существенно улучшает воспламенение и скорости сгорания на одинаковых уровнях разбавления. Это увеличивает прочность(устойчивость) рабочего режима, настроенного на низкий выброс NOx;

- при использовании экспериментального встроенного преобразователя общий КПД системы (преобразователь + двигатель) снижается при высоких долях продукта реформинга.

- использование твердооксидного топливного элемента в качестве источника продукта реформинга должно существенно увеличить производительность системы, сохраняя при этом преимущества в отношении выбросов.

## Заключение

В результате выполненных работ сделаны следующие выводы.

1 Установлены зависимости влияния добавки водорода на количество подведенной теплоты на режимах холостого хода, в частности:

- на участке богатых смесей добавка водорода не оказывает влияние количество подведенной теплоты;

- минимальное значение количества подведенной теплоты достигается в диапазоне  $\alpha=1,8 - 2,0$  при добавке водорода в 10% по массе;

- при обеднении смеси (выше  $\alpha=1$ ) количество подведенной теплоты по асимптоте приближается к предельному значению.

2 Снижение расхода топлива при 10% добавке водорода в диапазоне  $\alpha =1,2-1,4$  составляет в среднем 7%, при  $\alpha =1,4-1,8 - 10\%$ .

3 На основании экспериментальных данных установлена зависимости изменения параметров рабочего процесса, в частности  $\varphi_z$  от коэффициента избытка воздуха и количества водорода.

4 Разработаны рекомендации и предложены дальнейшие направления исследований совершенствования рабочего процесса газопоршневых установок.



## Список использованных источников

1. Sousanis J. World Vehicle Population Tops 1 Billion Units / J. Sousanis // WardsAuto, 2011.
2. Грицевич, И. Г. Комплексный план действий по реализации Киотского протокола в России – намерения и реалии / И. Г. Грицевич // На пути к устойчивому развитию России. 2005, - № 32, с. 11-14.
3. IEA Statistics: CO<sub>2</sub> Emissions from Fuel Combustion – Highlights 2009, Paris : IEA, 2009.
4. Антошкин И. А., Борисов В. М. Экономия топлива, снижение токсичности и дымности отработавших газов при эксплуатации автомобиля – Л. : ЛДНТП, 1981.– 126с.
- 5 Двигатели внутреннего сгорания: учебник для вузов по спец. «двигатели внутреннего сгорания» / под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. - изд. 4-е – перераб. и доп. - М. : Машиностроение. - 1984.
- 6 Зельдович, Я. Б. Теория горения и детонации газов / Я. Б. Зельдович; М. : АН СССР, 1994. – 70 с.
- 7 Исследование процессов сгорания в двигателе, работающем на водороде: экспресс-информация ВНИИТИ, Поршневые и газотурбинные двигатели №8, Москва. – 1988.
- 8 Исследование рабочего процесса двигателя ВАЗ 2111 с добавкой водорода: отчет о НИР/ ТолПИ, ОАО АВТОВАЗ. – 2000. -№01.20.0004377.
- 9 Лютко, В. Применение альтернативных топлив в двигателях внутреннего сгорания / В. Лютко, В. Н. Луканин, А. С. Хачиян. – М. : МАДИ, 2000 – 311с.
- 10 Мищенко, А. И. Применение водорода для автомобильных двигателей / А. И. Мищенко; Киев. : Наука думка, 1984.
- 11 Новицкий, П. В. Оценка погрешностей результатов измерений / П. В. Новицкий, И. А. Зограф; Л. : Энергоавтомиздат, Ленинград. Отделение, 1985. – 248 с.

12 Основы горения углеводородных топлив; перевод с англ. под ред. Л. И. Хитрина и А. И. Попова. – Изд. иностр. Литературы, 1960. – 442 с.

13 Райков, И. Я. Испытания двигателей внутреннего сгорания : учебник для вузов / И. Я. Райков. – М. : Высш. Школа, 1975. – 320 с.

14 Индикаторная диаграмма, динамика тепловыделения и рабочий цикл быстроходного поршневого двигателя / Б. С. Стечкин, К. И. Генкин, В. С. Золотаревский. – М. : АН СССР, 1960. – 200 с.

15 Генкин, К. И. Газовые двигатели / К. И. Генкин. – М. : Машиностроение, 1977. – 196 с.

16 Вибе, И. И. Новое о рабочем цикле двигателей / И. И. Вибе. – М. : МАШГИЗ, 1962. – 271 с.

17 Heywood, J. В. Internal Combustion Engine Fundamentals / J. В. Heywood. - McGraw-Hill Book Company, 1994. – 930 p.

18 Каштанов, Н. О. Применение водорода в карбюраторных и дизельных двигателях / Н. О. Каштанов // Сборник научных трудов Проблемы экономии топлива на автомобильном транспорте. – МАДИ, 1983.

19 Pavlov, D. А. Influence of Additives in Fuel-air Mixtures on Detonation in Spark-ignition engine / D. А. Pavlov, М. М. Rusakov // International conference «Memorial Zeldovich», Progress in Combustion and Detonation. – Moscow, 2004.

20 Павлов, Д. А. Снижение выбросов углеводородов на режимах пуска и прогрева бензинового двигателя добавкой водорода в топливовоздушную смесь : канд. техн. наук : 05.04.02 / Павлов Денис Александрович – Тольятти, 2005. – 193 с.

21 Смоленский, В. В. Особенности процесса сгорания в бензиновых двигателях при добавке водорода в топливно-воздушную смесь : канд. техн. наук : 05.04.02 / Смоленский Виктор Владимирович - Тольятти, 2007. – 185 с.

22 Каргин С. А. Теоретическое обоснование и экспериментальное исследование рабочего процесса судового ДВС с комбинированным смесеобразованием и принудительным воспламенением : канд. техн. наук : 05.08.05 / Каргин Сергей Александрович. – Астрахань, 2006. – 177 с.

23 Гамбург, Д. Ю. Водород. Свойство., получение, хранение, транспортирование, применение : Справ. изд. / Д. Ю. Гамбург, В. П. Семенов, Н. Ф. Дубовкин, Л. Н. Смирнова ; Под ред. Д. Ю. Гамбурга, Н. Ф. Дубовкина. – М. : Химия, 1989.

24 Смаль, Ф. В. Перспективные топлива для автомобилей / Ф. В. Смаль, Е. Е. Арсенов. – М. : Транспорт, 1979. – 150 с.

25 Ложкин, М. Н. Расчет и анализ параметров рабочих процессов двигателей внутреннего сгорания : Учебное пособие / М. Н. Ложкин, А. М. Дзюбан ; под редакцией А. П. Шайкина – Тольятти : ТГУ, 2007. – 84 с.

26 Stone, R. Introduction to Internal Combustion Engines / R. Stone. – 2 edition, Macmillan press LTD, 1992, 570 p.

27 Marsee, F. Compression Ratio Effects with Lean Mixtures / F. Marsee, R. Olree, W. Adams : SAE paper 770640, 1977 June.

28 Novak, J. Parametric Simulation of Significant Design and Operating Alternatives Affecting Fuel Economy and Emission of Spark Ignited Engines / J. Novak, P. Blumberg : SAE paper 780943, 1978.

29 Pozniak, P. The Exhaust Emission and Fuel Consumption Characteristics of an Engine During Warmup A Vehicle Study / P. Pozniak : SAE paper 800396.- 1980, February.

30 Зленко, М. А. Исследование способов отключения цилиндров карбюраторных двигателей / М. А. Зленко // Исследование, конструирование и расчет двигателей внутреннего сгорания : Сб. науч. тр. - М. : ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», 1981,- Вып. 183. - с. 100 -106.

31 Кутенев, В. Ф. Проблемы создания двигателей с переменными степенью сжатия и рабочим объемом / В. Ф. Кутенев, А. И. Яманин. - М. : ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», 1998. - 220 с.

32 Хуциев, А. И. Двигатели внутреннего сгорания с регулируемым процессом сжатия / А. И. Хуциев, - М. : Машиностроение, 1986. -104 с.

33 Говорущенко, Н. Я. Экономия топлива и снижение токсичности на автомобильном транспорте / Н. Я. Говорущенко, - М. : Транспорт, 1990. - 135 с.

34 Хиллиард, Д. Топливная экономичность автомобилей с бензиновыми двигателями / Д. Хиллиард, Дж. Спрингер, перевод с англ. под ред. А. В. Кострова, - М. : Машиностроение, 1988. – 510 с.

35 Гайворонский, А. И. Использование природного газа и других альтернативных топлив в дизельных двигателях / А. И. Гайворонский, В. А. Марков, Ю. В. Илатовский, М. : ООО «ИРЦ Газпром», 2007. - 480с.

36 Соколик, А. С. Самовоспламенение, пламя и детонации в газах / А. С. Соколик. М. : АН СССР, 1960. - 422 с.

37 Колчин, А. И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей : учеб. пособие для вузов / А. И. Колчин, В. П. Демидов. – 4-е изд., стер. – М. : Высш. шк., 2008. – 496с.

38 Автомобильные двигатели / В. М. Архангельский, М. М. Вихерт, А. Н. Войнов ; под. ред. М. С. Ховаха. - М. : Машиностроение, 1977 – 591с.

39 Kido, H. Improvement of Lear Hydrocarbon mixtures combustion performance by Hydrogen Addition and Its Mechanisms / H. Kido, S. Huanq, K. Tanoue, T. Nitta // International Symposium COMODIA, 1994.

40 Синтезгаз. Свойства Газа Брауна. [Электронный ресурс] / Синтезгаз. Альтернативная энергия.-2009.- Режим доступа:

[http://sintezgaz.org.ua/1\\_articles/122/svoistva-gaza-brauna](http://sintezgaz.org.ua/1_articles/122/svoistva-gaza-brauna)

41 Синтезгаз. Что такое газ Брауна. [Электронный ресурс] / Синтезгаз. Альтернативная энергия.-2009.- Режим доступа:

[http://sintezgaz.org.ua/1\\_articles/127/что-такое-gaz-brauna](http://sintezgaz.org.ua/1_articles/127/что-такое-gaz-brauna)

42 Johz F. Cassidy. Emissions and total energy consumption of a multicylinder piston engine running on gasoline and a hydrogen-gasoline mixture. Lewis Research Center, Cleveland, Ohio, 1977.

43 Mike Allen. Water-Powered Cars: Hydrogen Electrolyzer Mod Can't Up MPG. Popular Mechanics, August 7, 2008

44 Ф.В. Смаль, Е.Е. Арсенов, Перспективные топлива для автомобилей. М., «Транспорт», 1979

45 N.N. Mustafi, Y.C. Miraglia, R.R. Raine, P.K. Bansal, S.T. Elder, Spark-ignition engine performance with 'Powergas' fuel (mixture of CO/H<sub>2</sub>): A comparison with gasoline and natural gas. Fuel, V. 85, p. 1605-1612, 2006

46 D. Andreatta, R.W. Dibble, An experimental study of air-reformed natural gas in spark-ignited engines. SAE Technical Paper Series No. 960852, 1996

47 C. Sogaard, J. Schramm, T.K. Jensen, Reduction of UHC-emissions from natural gas fired SI-engine – production and application of steam reforming natural gas. SAE Technical Paper Series No. 2000-01-2823, 2000

48 J.E. Kirwan, A.A. Quader, M.J. Grieve, Advanced engine management using on-board gasoline partial oxidation reforming for meeting super-ULEV (SULEV) emissions standards. SAE Technical Paper Series No. 1999-01-2927, 1999

49 M.A.S. Al-Baghdadi, Hydrogen-ethanol blending as an alternative fuel of spark ignition engines. Renewable Energy, V. 28, p. 1471-1478, 2003

## Приложение А

### Канал №1

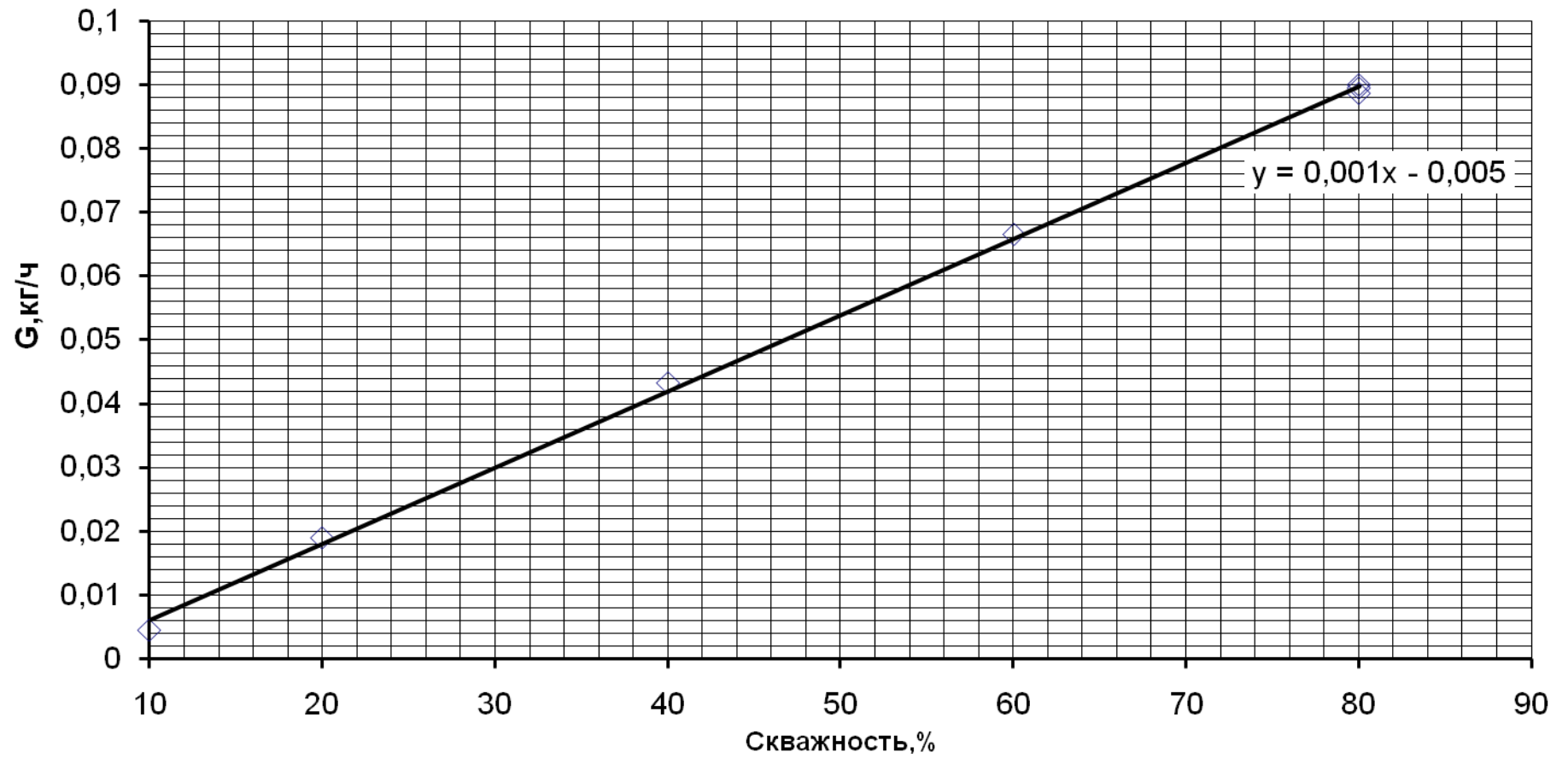


Рисунок А1 – Зависимость массового расхода газа от скважности форсунки

### Канал №2

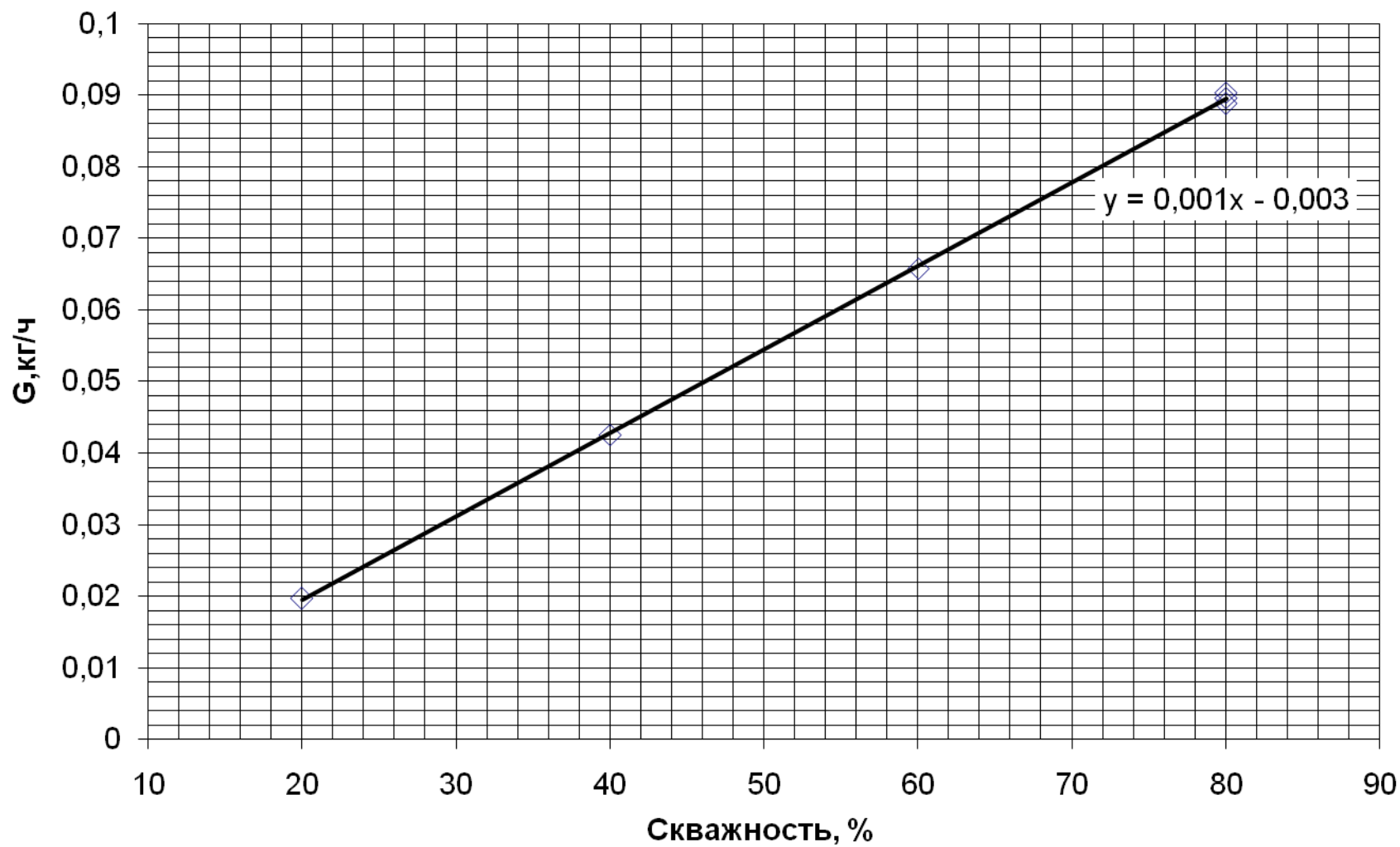


Рисунок А2 – Зависимость массового расхода газа от скважности форсунки

### Канал №3

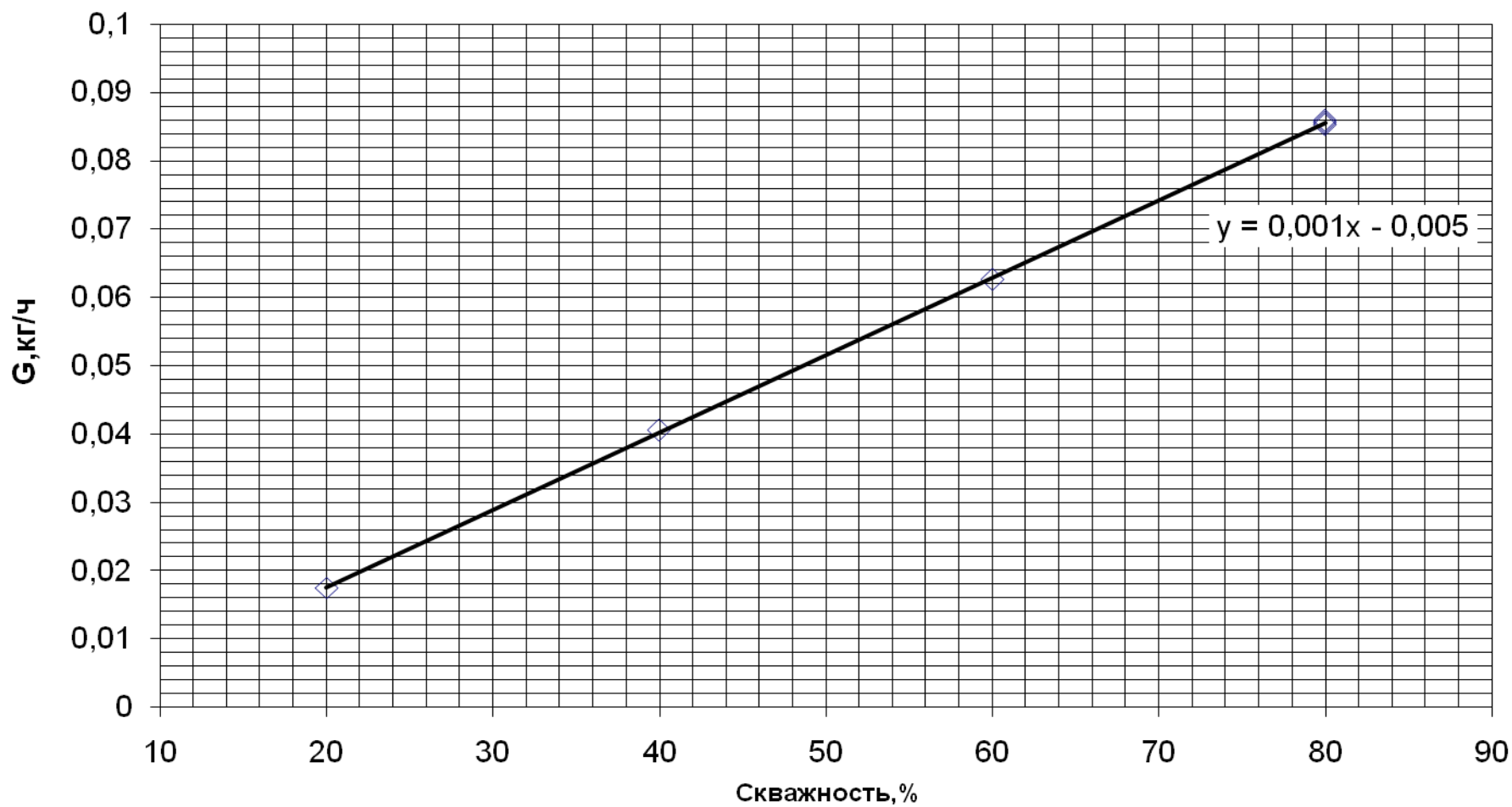


Рисунок А3 – Зависимость массового расхода газа от скважности форсунки



### Канал №4

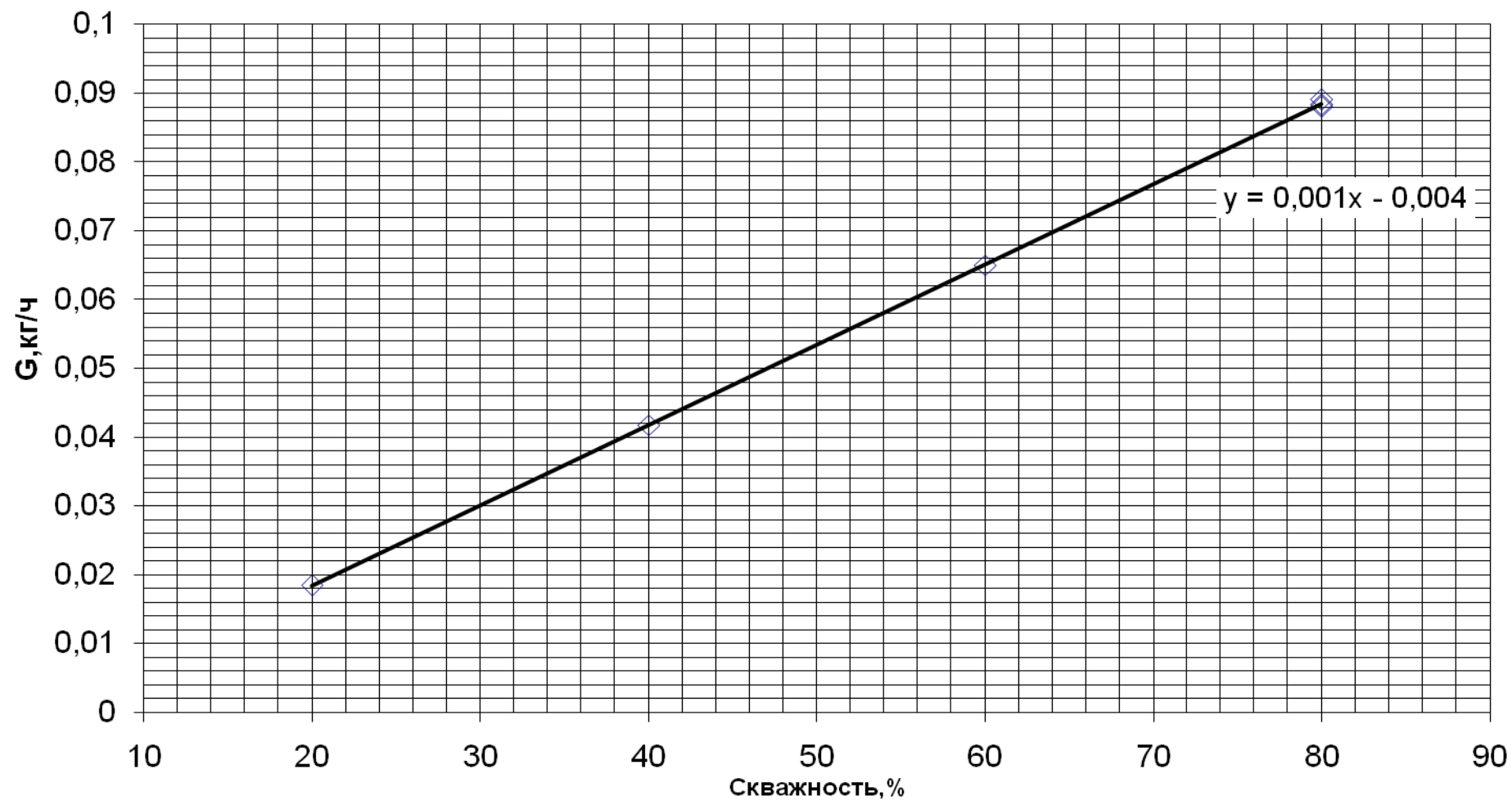
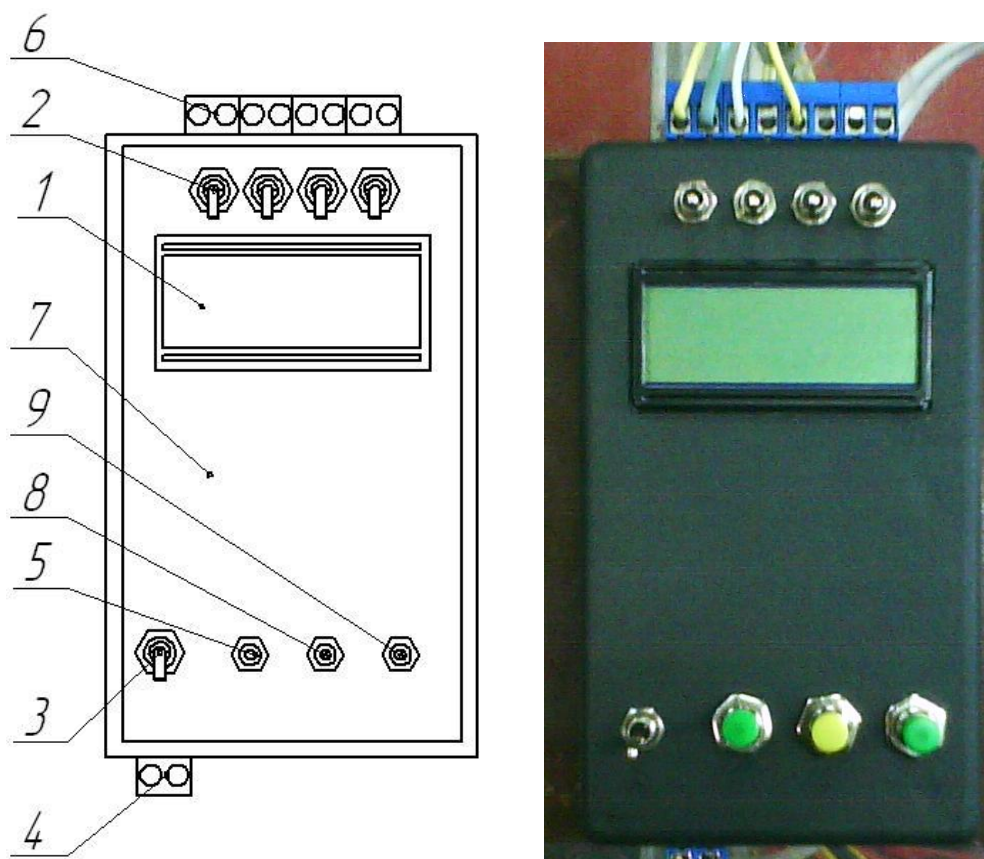


Рисунок А4 – Зависимость массового расхода газа от скважности форсунки

## Приложение Б

### Общий вид

Внешний вид БУ изображён на рисунке Б1. В качестве корпуса был использован серийный универсальный корпус Vox-G 080 (Км-102). БУ был спроектирован на базе микроконтроллер Atmel AT90S2313. Общая схема подключения микроконтроллера представлена на рисунке Б2 .



1 – цифровой индикатор; 2 – тумблеры механического включения/отключения цепи питания форсунок от системы генерации сигнала; 3 – тумблер включения питания прибора; 4 – клемма питания прибора; 5 – кнопка управления (функция уменьшения скважности форсунки); 6 – клеммы выходные на форсунки; 7 – корпус прибора; 8 – кнопка управления, исполняющая функцию выбора канала для управления (навигация по меню); 9 – кнопка управления, (увеличение скважности форсунки)

Рисунок Б1 - Внешний вид блока управления

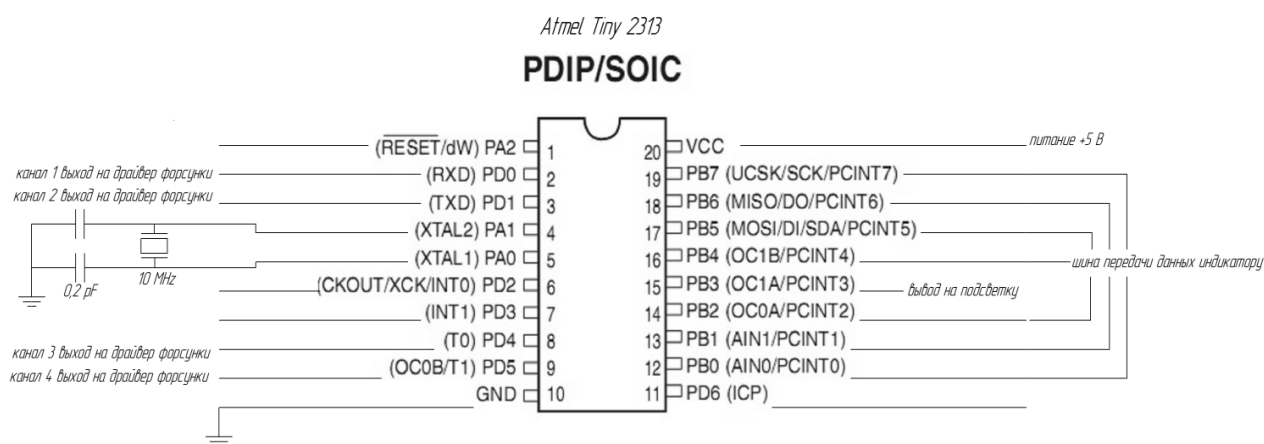


Рисунок Б2 – Общая схема подключения микроконтроллера

## Навигация по интегрированному меню и управление скважностью сигнала

После включения тумблера 3 (см. рисунок Б1), на цепи питания прибора при подключенном питании +12 В на клему 4 подаётся напряжение. На индикаторе 1 появляется надпись «Chanel 1» (Канал 1) и под ней текущее значение переменной скважности (по умолчанию 20 %).

При нажатии на управляющую кнопку 8 осуществляется навигация по интегрированному меню – выбираются каналы форсунки «Chanel 1», «Chanel 2», «Chanel 3», «Chanel 4». Все они могут принимать значение от 0 до 100 %, изменение данного значения осуществляется кнопками 5 и 9. Последний пункт интегрированного меню – выбор состояний подсветки индикатора «Lighting» (Подсветка). Он может принимать состояние «On» (Включено) и состояние «Off» (Выключено).