

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

Институт машиностроения

(наименование института полностью)

Кафедра «Энергетические машины и системы управления»

(наименование кафедры)

13.04.03 Энергетическое машиностроение

(код и наименование направления подготовки)

Энергетические комплексы и системы управления

(направленность (профиль))

## МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ

на тему Применение альтернативных топлив в энергетических  
установках на базе поршневых двигателей внутреннего сгорания

Студент

В.Д. Гудзенко

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Научный  
руководитель

В.А. Шишков

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Руководитель программы

к.т.н., доцент Д.А. Павлов

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

(личная подпись)

« » 20\_\_ г.

Допустить к защите  
Заведующий кафедрой

к.т.н., доцент Д.А. Павлов

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

(личная подпись)

« » 20\_\_ г.

Тольятти 2019

## ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	4
ГЛАВА 1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА	5
1.1 Анализ эффективности использования альтернативных топлив в двигателях внутреннего сгорания	5
1.2 Анализ топливно–ресурсной проблемы	5
1.3 Анализ экологических проблем автотранспорта	8
ГЛАВА 2. АЛЬТЕРНАТИВНЫЕ ВИДЫ ТОПЛИВ	13
ГЛАВА 3. РАСЧЕТНО–ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ	19
3.1 Расчетная часть	19
3.1.1 Исходные параметры для теплового расчета	19
3.1.2 Параметры процессов выпуска, впуска и сжатия	19
3.1.3 Определение параметров процессов сгорания и расширения	22
3.1.4 Определение индикаторных показателей	24
3.1.5 Определение эффективных показателей	25
3.1.6 Определение основных размеров двигателя	25
3.1.7 Построение индикаторной диаграммы	26
3.1.8 Тепловой баланс	28
3.2 Прочностной расчет конструкции	29
3.2.1 Расчет болта на разрыв	29
3.2.2 Расчет болтового соединения на срез	30
3.2.3 Расчет сварного шва	31
3.2.4 Разработка технологической карты	32
3.3 Многозонная термодинамическая модель двигателя	33
3.3.1 Моделирование закрытой части	34
3.3.2 Предположение моделирования	36
3.3.3 Суб–модель	37
3.3.4 Суб–модель скорости массового сжигания	38
3.3.5 Воспламенение	39

3.3.6 Начальная фаза горения	40
3.4 Характеристика моделей горения двигателя	45
3.5 Модели структуры пламени	49
3.5.1 Инициирование ядра	51
3.5.2 Модели пламени захвата и сгорания	51
3.5.3 Модели слоев пламени	53
3.5.4 Краткое описание модели пламени	56
3.6 Модели скорости пламени	56
3.7 Модели турбулентного пламени	58
3.8 Примеры использования модели сгорания двигателя	61
3.8.1 Развитие ядра пламени	61
3.8.2 Напряжение турбулентного пламени	61
3.8.3 Изменения сгорания по циклам	62
3.8.4 Поток пламени	63
ГЛАВА 4. ЭКОЛОГИЧЕСКО–ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ	64
4.1 Расчет выбросов загрязняющих веществ	64
4.2 Экономическая часть	70
Заключение	74
Список используемых источников	75

## ВВЕДЕНИЕ

Цель этой магистерской диссертации – анализ и применение альтернативных видов топлива в энергетических установках на базе поршневых двигателей внутреннего сгорания, рассмотрением многих видов альтернативного топлива для поршневого ДВС, предложение лучшего варианта альтернативного топлива для ДВС;

Теоретическое значение работы:

- экономия дизельного топлива за счет замещения его газом до 70%;
- обеспечение возможности быстрого перехода с одного вида топлива на другое;
- увеличение моторесурс двигателя в среднем на 25%;
- уменьшение выбросов в отработавших газов.

Практическое значение работы:

Модернизация системы питания двигателя ВАЗ–341 за счет применения природного газа в качестве основного топлива.

## ГЛАВА 1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА.

1.1 Анализ эффективности использования альтернативных топлив в двигателях внутреннего сгорания.

Потребности человека в электроэнергии растут и с каждым годом становятся все внушительнее, что определяет увеличение потребления природных ресурсов. Двигателями внутреннего сгорания расходуется большая доля нефтепродуктов и является активным фактором вредного воздействия на окружающую среду.

Большой ущерб окружающей среде наносит загрязнение атмосферы токсичными веществами, содержащихся в выхлопных газах которых выделяются двигатели внутреннего сгорания. Автомобильный транспорт является основным потребителем нефтяного топлива и на сегодняшний день насчитывается около 1 миллиарда автомобилей с ДВС, и производство автомобилей также растет с каждым годом. Все мировые производители планируют заменить традиционные виды топлив альтернативными. К таким видам топлива относятся следующие:

- природный газ;
- синтетические моторные топлива (СМТ);
- биотоплива, водород, который может использоваться как основное топливо, так и в качестве добавки;
- водотопливные эмульсии.

1.2 Анализ топливно–ресурсной проблемы.

Нефтяные ресурсы не безграничны. Предполагается, что запасы природного газа сохранятся в течение 50 лет. Природный газ имеет низкую стоимость, почти в 2 раза ниже, чем стоимость бензина, с точки зрения запасов и стоимости, сегодня этот вид топлива можно рассматривать как один из наиболее перспективных в ближайшие годы для автомобилей. Потребительская стоимость энергетического угля (ДД) равна 390 руб. / ГДж, что в четыре раза ниже стоимости нефтяного топлива. Но стоит отметить, что удельная стоимость производства синтетического бензина в качестве топлива

по традиционным технологиям значительно выше стоимости природного газа.

Таблица 1 – запасы топливных ресурсов по всему миру.

Показатели	Виды ресурсов		
	Нефть, млн.т.	Природный газ, млрд.м <sup>3</sup>	Уголь, млн.т. н.э.
Ресурсы	20000	71055	130000
Добыча за год	925	1279	506
Годовое потребление	916	1352	497
Запас, годы	30	45	290

«Совершенствование методов газификации угля, в том числе за счет использования плазменных технологий с последующим производством метилового спирта и производства СМТ на его основе, позволит им начать практическое использование в качестве дополнительного, а затем и топлива для автомобилей в ближайшие десятилетия»[2].

Таблица 2 – эксплуатационные показатели моторных топлив.

Виды топлива	Параметры					
	$H_H^P, \frac{\text{МДж}}{\text{кг}}$	ОЧИ	$\alpha_{\text{гран}}$	Доля $H_T, \%$	$G_{CO_2(i)}/G_{CO_2(B)}, \%$	Цена, долл./ГДж
Дизельное	43	-	0,9-5	12-13	110	$\geq 25$
Метан (сжатый)	50	120	0,8-1,7	25	80	$\geq 16$
Метанол	20	106	0,7-1,4	25	80	$\geq 25$
Бензин (Б) А80 (АУ $\approx 35 \%$ )	44	80	0,7-1,1	14	100	$\geq 23$
Бензин А98 (АУ $\approx 55 \%$ )	44	98	0,7-1,1	13	110	$\geq 25$
Бензин А80 + 10% мас. $H_2$	54	98	0,7-2	24	60	$\geq 25$
Водород (сжатый)	120	130	0,2-5	100	0	25 – 90

«Анализ качества моторного альтернативного топлива и эффективности его использования. Важные показатели эффективности ряда моторных топлив показаны в таблице 2. Следует отметить, что альтернативные топлива с высоким рН и эффективными антидетонационными свойствами могут очень эффективно использоваться в двигателях внутреннего сгорания с принудительным зажиганием в обедненных горных смесях. "Отто-Дизель"»[2].

«Моторные качества метана, такие как высокие теплотехнические и детонационные показатели, широкий диапазон изменений концентрационных пределов истощения, позволяют двигателю увеличивать степень сжатия, реализовывать энергоэффективное и экологически эффективное сгорание бедного газо-воздушной смеси в двигателях внутреннего сгорания с принудительным воспламенением топливной смеси. Использование природного газа в городских транспортных средствах позволяет добиться значительного экономического эффекта в результате более низких затрат на топливо и ущерба окружающей среде, снизить загрязнение атмосферного воздуха городов особенно вредными выхлопными газами автомобилей, в первую очередь канцерогенными компонентами»[2].

«Водород, как автомобильное топливо, позволяет обеспечить широкие пределы эффективного и максимального обеднения топливовоздушной смеси и высокую скорость сгорания, и антидетонационную стойкость, малую энергию воспламенения, большие значения коэффициентов диффузии, которые делают водород идеальной добавкой к традиционным углеводородным топливам. Важным, как показали обширные исследования, является то, что массовые добавки водорода ( $g_{H_2}$ ) при сжигании обедненных бензоводородовоздушных смесей существенным образом повышают полноту выгорания топлива ( $\eta_f$ ), снижают уровни образования NOx, ингибируют процессы образования твердых частиц и канцерогенных углеводородов (КУ)»[2].

«При городской эксплуатации легкового автомобиля при

использовании обедненных бензо-водородовоздушных смесей в ДВС»[2]:

– уменьшение расхода бензина до 35 % (за счет замещения бензина водородом и повышения экономии топлива);

– снижение выбросов с ОГ: NO<sub>x</sub> – в пять раз, КУ – на порядок и более, а CO<sub>2</sub> – примерно на 40 %.

«Анализ влияния частичного замещения бензина водородом на изменение удельных эксплуатационных затрат по топливной составляющей, выполненный по разработанной методике оценки топливно-экономической эффективности использования водорода в качестве дополнительного энергоносителя, показал, что экономически оправданным является использование бензоводородных топлив (при 5-10%) даже при  $H_2 g = - Ц' = 2,2 - 3,0$ , т.е. при 6 – 8 кратном отношении массовой стоимости водорода к стоимости бензина. Вследствие существенного повышения экологической безопасности ДВС дополнительно расширяется экономически целесообразный диапазон использования водорода в качестве дополнительного энергоносителя»[2].

### 1.3 Анализ экологических проблем автотранспорта.

«ДВС автотранспорта являются основным загрязнителем ОС, особенно атмосферы крупных городов. Их интегральные экологохимические показатели в значительной степени определяются эксплуатационной топливной экономичностью, параметрической надежностью и качеством используемых топлив, в том числе уровнями содержания водорода, ароматических углеводородов (АУ), серы»[3].

«Анализ загрязненности атмосферы городов с интенсивным автомобильным движением показал, что наиболее опасными в ОГ двигателей являются: NO<sub>x</sub> и твердые частицы, включающие КУ (БП) и особенно их производные – нитроканцерогенные вещества, обладающие, как следствие явлений синергизма, мутагенными свойствами. Именно БП, имеющий среднесуточную предельно допустимую концентрацию в атмосфере  $[ПДКБП]С = 10^{-6}$  мг/м<sup>3</sup>, обладает наибольшим индексом



канцерогенной агрессивности (ИКА). Одними из основных носителей канцерогенов и нитроканцерогенов, причем существенно усиливающими их агрессивность (промотирующее воздействие), являются мелкодисперсные ТЧ»[3].

«Представленные данные указывают на то, что бензины и дизельные топлива, изготавливаемые из нефти по современным технологиям, характеризуются повышенным содержанием АУ, что приводит при их использовании к росу уровней выбросов ТЧ, БП и NOx с ОГ двигателей»[3].

«В таблице 3 приведены экспериментальные данные по результатам исследований ряда легковых автомобилей с ДВС типа ЗМЗ по Европейскому городскому ездовому циклу при использовании различных топлив. Из представленных результатов следует, что использование альтернативных топлив с повышенным содержанием водорода (природный газ, бензо-водородные смеси и др.) приводит к снижению уровней выбросов NOx, БП и ТЧ с ОГ автомобилей»[3].

«На основе экспериментальных данных предложен удельный интегральный показатель экологохимической опасности двигателя легкового автомобиля и критерий соответствия его интегральных экологохимических показателей международным нормам»[3].

« $K = (\text{ЭХО}) / [\text{ЭХО}]$  с учетом: санитарно-гигиенических нормативов для токсичных и канцерогенных ингредиентов, а также – суммарной канцерогенности ОГ. Для оценки эффекта усиления совмещенного токсичного и канцерогенного действия ряда ВВ на человека в условиях городской среды, установлены экспертные коэффициенты»[3]:

« $K_{NO_x} = 3$ ;  $K_{БП} = 4$ ;  $K_{КУ} = 4 \cdot 1,3 = 5,2$ . При этом интегральный показатель (ЭХО) для ДВС с принудительным воспламенением (без учета СО и СН – таблица 4) может быть представлен следующим образом»[3]:

$$(\text{ЭХО})_Б = 3 \frac{0,9m_{NO_x}}{NO_{cc}} + \frac{0,1m_{NO_x}}{NO_{2cc}} + 5,2 \frac{m_{БП}}{[БП]_{cc}}, \quad (1.1)$$

Примечание. Доля  $NO_2/NO_x \approx 0,1$

«Расчетные данные по граничным значениям и, а также по критериям экологохимической опасности исследуемых легковых автомобилей приведены в таблице 5»[3].

Таблица 3 – экспериментальные данные моторных топлив.

№ п/п	Виды топлив	$m_{CO}$	$m_{CH}$	$m_{NO_x}$	$m_{БП} \cdot 10^6$
		г/км			
1	Бензин АИ–93	6,7	2,3	2,4	8,9
2	Бензин А–76	4,9	2,4	2,2	6,3
3	Пропан–бутан	1,7	2,1	1,0	1,2
4	Бензин А–76+30 % метанола	5,0	1,8	0,9	0,8
5	Природный газ	1,3	1,0	1,0	0,6
6	Бензин АИ–93+10 % водорода	1,2	0,4	0,5	0,8
7	Метанол	0,8	1,1	0,8	0,6
8	Водород	–	–	0,2	–

Таблица 4 – экологохимические показатели моторных топлив.

Моторные топлива	$(ЭХО)_Б \cdot 10^{-3}, \text{нм}^3/\text{км}$	$(ЭХО)_i/(ЭХО)_Б, \%$		
		$CO + CH$	$NO_x$	БП
1	176	2	72	26
2	151	2	76	22
3	62	5	85	10
4	53	4	88	8
5	17	6	76	18
6	15	4	68	28
7	15	6	67	27
8	3	–	100	–

Таблица 5 – граничные и относительные экологохимические показатели моторных топлив.

Моторные топлива	Евро–II	Евро–III	Евро–IV
	$[\text{ЭХО}]_Б \cdot 10^{-3}, \text{нм}^3/\text{км} / m_{\text{БП}} \cdot 10^6, \text{г}/\text{км}$		
	27 / 2,5	17 / 1,5	9 / 0,8
	$K_B = (\text{ЭХО})_Б / [\text{ЭХО}]_Б$		
1	6,5	10,4	19,6
2	5,6	8,9	16,8
3	2,3	3,6	6,9
4	2,0	3,1	5,9
5	0,6	1,0	1,9
6	0,6	0,9	1,7
7	0,6	0,9	1,7
8	0,1	0,2	0,3

На основании результатов проведенных исследований легковых автомобилей, не оборудованных системами нейтрализации ОГ, можно сделать следующие выводы.

1«При использовании в ДВС легковых автомобилей различных углеводородных топлив наиболее вредными ингредиентами, выбрасываемыми с ОГ двигателей, являются NOX и КУ, которые в условиях городской езды синтезируют предельно опасные для человека нитроканцерогенные вещества, обладающие мутагенными свойствами. При этом мелкодисперсные ТЧ существенно усиливают их агрессивность. Повышенное содержание АУ, характерное для современных нефтяных топлив, резко усиливает эту закономерность»[6].

2«Выполнение международных норм "Евро–II" и "Евро–III" указанными легковыми автомобилями возможно при использовании: природного газа, спиртовых моторных топлив, а также водорода в качестве

как основного, так и дополнительного энергоносителя. Нормы "Евро–IV" (как и "Евро–V") фактически могут выполняться только при использовании водорода в качестве основного энергоносителя»[6].

3«Для повышения экологической безопасности легковых автомобилей с ДВС необходимо»[6]:

– «максимальное повышение эксплуатационной топливной экономичности двигателей, что будет способствовать минимизации уровней выбросов особо опасных углеродсодержащих веществ (КУ, ТЧ), возможно даже при некотором росте уровней выбросов NOX, для снижения выбросов NOX рациональным является использование»[6];

– «использование обедненных топливновоздушных смесей с повышенным водородным показателем и пониженным содержанием АУ, а также – серы»[6];

– «осуществление электронно-управляемой многофазной подачи топлива непосредственно в цилиндры двигателей, существенное повышение качества смесеобразования, применение современных адаптивных систем регулирования качества рабочих процессов, включая и их экологохимические показатели»[6].

## ГЛАВА 2. АЛЬТЕРНАТИВНЫЕ ВИДЫ ТОПЛИВ

«Газообразное топливо является единственным альтернативным топливом, для которого экологические и технические проблемы при использовании были решены именно в России. Основная трудность перехода на этот вид топлива заключается в том, что для транспортировки топлива имеется необходимость создания определенной инфраструктуры: складские помещения, заправочные станции и т.д.»[7].

«Сжатый природный газ, который по составу больше метана, может использоваться в качестве моторного топлива после небольшого изменения и использования конфигураций в высокооктановом количестве, природный газ является хорошим топливом для двигателей»[7].

«Эксплуатация природного газа на дизельном двигателе, может предотвратить его высокую температуру самовоспламенения и низкое цетановое число. Чтобы убрать эту преграду, применяют двух топливную систему, введенную в камеру сгорания в качестве заряда, а затем поступает плотный природный газ»[7].

«Из-за низкого содержания углерода в нефтяном топливе (75% метана против 80-90% бензина) сжигание природного газа производит меньше CO<sub>2</sub>, чем бензин»[7].

«Топливо-воздушная смесь, произведенная из природного газа, не компенсирует жидкую фазу и ровно распределяется по цилиндрам. Свечи зажигания повышают свою работу на 30-40%, а срок службы масла увеличивается примерно в 2-3 раза»[7].

«В отличие от жидкого топлива, идеальное выгорание метана, которое обусловлено большим количеством воздуха, что способствует сокращению выбросов оксидов азота»[7].

«Отметим недостатки, которые появляются при эксплуатации автомобиля на сжатом естественном газе»[7]:

- «устанавливаемые на автомобиль большие газовые баллоны

увеличивают его массу и понижают грузоподъемность» [7].

—«запас хода на одной заправке составляет примерно 200—300 км»[7].

—«повышается трудоемкость сервиса и ремонта автотранспорта»[7].

—«понижение мощности ДВС до 20%, в результате которого понижается максимальная скорость, усиливается продолжительность разгона, автомобиль плохо преодолевает крутые подъемы и затрудняется пуск двигателя»[7].

«Сжиженный нефтяной газ на 90-95% есть как смесь пропана и бутана с небольшой примесью более тяжелых углеводородов»[7].

«По энергетическим и экологическим характеристикам двигателей сжиженный нефтяной газ близок к сжатому природному газу. Из баллонов, установленных на автомобиле со сжиженным нефтяным газом (при давлении около 1,6 МПа), газ через испаритель дозируется в двигатель. Основные недостатки данного вида топлива: процесс испарения несколько ухудшает его пусковые свойства, для работы двигателя при низких температурах воздуха требуется установка специальных подогревателей или запуск и нагрев двигателя производится с использованием стандартного бензина»[7].

«Спирты имеют давнюю традицию использования в двигателях внутреннего сгорания. В настоящее время они в основном используются в качестве топлива для гоночных автомобилей, так как они увеличивают мощность двигателя при снижении температуры в камере сгорания. Благодаря более низкой температуре выхлопных газов, интенсивному отводу тепла от цилиндров и более полному сгоранию, эффективность работы двигателя на спиртах выше, чем при работе на мазуте. При использовании спиртов уменьшается выброс продуктов неполного сгорания топлива, уменьшается образование сажи и тем самым повышается чистота деталей двигателя и топливной аппаратуры. Однако при этом выбросы альдегидов увеличиваются, выбросы оксидов азота могут увеличиваться»[7].

«Из спиртов преобладают в качестве топлива метанол и этанол. Метанол и этанол имеют почти в два раза более низкую теплотворную

способность по сравнению с нефтяными топливами, что означает двойное потребление для одной и той же работы двигателя. Кроме того, спирты гигроскопичны, обладают плохими смазывающими свойствами, коррозионны (вследствие окисления до соответствующих кислот), плохо сочетаются со структурными материалами»[7].

«Их непосредственное использование требует некоторых изменений в конструкции двигателя. Как правило, более низкие спирты используются в качестве добавок к основному топливу для его частичной замены. Однако допустимое количество алкоголя невелико. Так, ГОСТ р. 51866 и Всемирная топливная Хартия вводят следующие количественные ограничения на добавление спиртов в автомобильные бензины: метанол-3%, этанола-5, других спиртов – 7-10%. Введение спиртов в бензин может увеличить их октановое число. Цетановое количество спиртов очень низкое, и это связано с серьезными трудностями в использовании спиртов в дизельных двигателях»[7].

«Метанол очень эффективное топливо для ДВС с принудительным зажиганием из-за его высокого октанового числа. Метанол может использоваться как отдельное топливо, так и в качестве добавки к бензину. Во всех случаях его применение позволяет снизить токсичность выхлопных газов двигателя»[7].

«Использование на 100% метанола невозможно из-за его высокой токсичности и агрессивному поведению к конструкционным материалам» [7].

«Существует две группы методов, предусматривающих частичную и полную замену мазута. При частичной замене метанол смешивается с топливом в количестве 10-40%»[7].

«Особенности эксплуатационных свойств метанола проявляются и при его использовании в смеси с бензином. КПД двигателя и его мощность увеличиваются, но топливная экономичность ухудшается»[7].

«Добавки метанола к бензину в целом способствуют улучшению

токсических характеристик автомобиля»[7].

«Метанол является перспективным источником энергии для топливных элементов, обеспечивая "нулевые выбросы" при использовании в автомобиле. При массовом производстве топливных элементов стоимость вырабатываемой ими электроэнергии будет приемлема для массового потребителя»[7].

«Этанол как добавка к топливу более эффективен, чем метанол, так как лучше растворяется в углеводородах и менее гигроскопичен. Применение газохола (смеси бензина с 10-20% этанола) широко известно в США, а также в Бразилии, которая обладает большими ресурсами спирта, производимого из сахарного тростника. В целом этанол представляет особый интерес в качестве топливной добавки в богатых ресурсами странах. Увеличение концентрации этанола в бензине до 10% приводит к истощению топливовоздушной смеси, ухудшает работу машины практически во всех режимах работы»[7].

«Эстеры как топливо имеют преимущество над спиртами В что они более лучший soluble в топливе, более-менее водоемкий и более-менее вьедливый. В последние годы наблюдается интерес к диметоксиметану, диметил и диэтиловым эфирам как компонентам дизельного топлива. Во многом это объясняется их хорошей Воспламеняемостью в двигателе и, следовательно, высоким цетановым числом»[7].

«Диметиловый эфир может впрыскиваться в камеру сгорания двигателя или использоваться в качестве добавки к сжиженному газу, метанолу или стандартному дизельному топливу. Для работы впрыска диметилового эфира, являющегося газом в нормальных условиях, необходима специальная система подачи топлива, так как этот эфир обладает плохими смазывающими свойствами, имеет очень низкую вязкость и легко сжимается. При использовании диметилового эфира в качестве добавки к основному топливу упрощается задача впрыска и одновременно решаются другие задачи. Увеличивает цетановое число диметилового эфира из



метанола. При работе двигателей на диметиловом эфире практически отсутствует образование сажи»[7].

«Диэтиловый эфир еще более удобен в использовании и эффективен, так как он жидкий и его цетановое число превышает 125. Добавление 10% диэтилового эфира в дизельное топливо увеличивает цетановое число в среднем на 4 единицы»[7].

«Биодизель-биомасса обозначается всеми органическими веществами как растительного, так и животного происхождения, источником которых является современная биосфера нашей планеты. Биомасса уже давно используется в качестве сырья для производства различных видов топлива, таких как горючий газ и этанол (этиловый спирт). Таким сырьем являются мусор, пищевые и бытовые отходы, опилки и другие отходы лесной промышленности, отходы сельскохозяйственных животных, солома, излишки зерна и др. Для получения метилового эфира к девяти массовым единицам растительного масла добавляют одну массовую единицу метанола (т. е. отношение 9:1), а также небольшое количество щелочного катализатора. Все это смешивается в специальных колонках при температуре 500-800°С и нормальном давлении. В результате химической реакции в первую очередь образуется необходимый метиловый эфир, а также побочный продукт — глицерин, широко используемый в фармацевтической и лакокрасочной промышленности. Полученный эфир обладает хорошей воспламеняемостью, обеспечиваемой высоким цетановым числом»[7].

«Принцип действия аналогичен запуску ракеты: порошковый металл используется при запуске космических аппаратов и военных торпед»[7].

«Сжиженный газ. Использование газовых конденсатов в качестве моторного топлива сведено к минимуму за счет следующих недостатков»[7]:

- «вредное воздействие на центральную нервную систему»[7];
- «недопустимые искры при работе топлива»[7];
- «снижение мощности двигателя (на 20%), увеличение удельного расхода топлива»[7].

«Синтетический бензин. Сырьем для его производства могут быть уголь, природный газ и другие вещества. Наиболее перспективным является синтез бензина из природного газа. Из 1 м<sup>3</sup> синтез-газа, получают 120-180 г синтетического бензина. За рубежом производство синтетического моторного топлива из природного газа развивалось в промышленных масштабах. В Новой Зеландии на передвижном заводе ежегодно синтезируется 570 тыс. тонн моторного топлива из ранее полученного метанола»[7].

«Электричество. Использование электроэнергии в качестве источника энергии для электромобилей. Проблема токсичности выхлопных газов отсутствует. К недостаткам электроэнергии можно отнести: малое количество электромобилей, повышенные эксплуатационные расходы, высокая стоимость электромобиля»[7].

«Топливный элемент. Топливные элементы – это устройства, генерирующие электричество. В ходе реакции водорода и кислорода образуются вода и электрический ток. В качестве топлива содержащего водород, как правило, используется либо сжатый водород, либо метанол»[7].

«Биогаз. Он представляет собой смесь метана и углекислого газа и является продуктом метанового брожения органических веществ растительного и животного происхождения. Биогаз относится к видам топлива, получаемым из местного сырья. Хотя существует много потенциальных источников для его производства, на практике круг их сужается вследствие географических, климатических, экономических и других факторов. Биогаз как альтернативный энергоноситель может служить высококалорийным топливом. Он предназначен для улучшения технических, эксплуатационных и экологических характеристик двигателя внутреннего сгорания. Использование биогаза в качестве топлива для двигателей внутреннего сгорания может снизить выбросы и повысить топливную эффективность»[7].

## ГЛАВА 3. РАСЧЕТНО–ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

### 3.1 Тепловой расчет газодизеля.

«Тепловой расчет двигателя внутреннего сгорания предусматривает определение параметров состояния рабочего тела в цилиндре ДВС, на основе которых рассчитываются основные внешние (эффективные) параметры, в том числе и размеры цилиндра двигателя»[1].

#### 3.1.1 «Исходные параметры для теплового расчета»[1]:

3.1.1.1 «Температуру и давление окружающей среды принимаем соответственно  $T_0 = 288 \text{ К}$  и  $p_0 = 0.1013 \text{ МПа}$ »[1].

«Газовая постоянная воздуха  $R_{\text{воз}} = 287 \text{ Дж/кг К}$ »[1]

3.1.1.2 «Число тактов цикла двигателя  $\tau = 4$ »[1].

«Для данного двигателя степень сжатия  $\varepsilon = 23$ »[1].

3.1.1.3 «Повышение температуры заряда в процессе впуска  $\Delta T$  выбираем на основе экспериментальных данных. По многочисленным данными для дизельного двигателя, при отсутствии подогрева  $\Delta T = 25 \text{ К}$ »[1].

3.1.1.4 «Для дизельного двигателя отношение хода поршня к диаметру цилиндра при номинальной частоте вращения двигателя  $4000 \text{ об/мин}$   $S/D = 84/76 = 1,11$ »[1].

3.1.1.5 «Выбирая средний в процессе сжатия показатель политропы  $n_1$ , определяем факторы, влияющие на его величину и характер их изменения при сжатии. Для дизельного двигателя данного типа  $n_1 = 1,32 \dots 1,38$ »[1].

3.1.2 «Параметры процессов впуска, выпуска и сжатия»[1].

3.1.2.1 «Параметры продуктов сгорания в цилиндре двигателя в конце выпуска»[1].

«Давление в конце выпуска»[1]:

$$p_r = (1,05-1,25) \cdot p_0 = 1,1 \cdot 0,1 = 0,11 \text{ МПа} \quad [1]. \quad (3.1)$$

где  $p_0 = 0,1 \text{ МПа}$  – давление окружающей среды.

«Температура газов в конце выпуска  $T_r = 750 \text{ К}$ »[1].

### 3.1.2.2 «Давление в конце впуска, МПа»[1]:

$$p_a = p_k - \Delta p_a \text{ или } p_a = p_0 - \Delta p_a \quad (3.2)$$

«Потери давления  $\Delta p_a$  находим из уравнения Бернулли»[1].

$$A_n = \frac{\omega_n}{n_N} = \frac{95}{4000} = 0,02375 \quad (3.3)$$

$$\Delta p_a = \beta^2 + \zeta_{вп} \cdot A_n^2 \cdot \frac{n^2}{2} \cdot \rho_k \cdot 10^{-6} \quad (3.4)$$

«где  $\beta^2 + \zeta_{вп}$  – суммарный коэффициент, учитывающий гашения скорости ( $\beta^2$ ) и сопротивление впускной системы, отнесенный к площади проходного сечения клапана ( $\zeta_{вп}$ ). Для данного двигателя ( $\beta^2 + \zeta_{вп}$ ) = 3,0»[1].

«Таблица 6 – результаты расчетов  $\Delta p_a$ »[1].

$n, \text{мин}^{-1}$	800	3200	4000	5600
$\Delta p_a, \text{МПа}$	0,0003	0,0055	0,01	0,0171

При  $n = 800 \text{ мин}^{-1}$

$$\Delta p_a = 3,0 \cdot 0,0181^2 \cdot 800^2 \cdot 1,189 \cdot \frac{10^{-6}}{2} = 0,0003739 \text{ МПа};$$

При  $n = 3200 \text{ мин}^{-1}$

$$\Delta p_a = 3,0 \cdot 0,0181^2 \cdot 3200^2 \cdot 1,189 \cdot \frac{10^{-6}}{2} = 0,005983 \text{ МПа};$$

При  $n = 4000 \text{ мин}^{-1}$

$$\Delta p_a = 3,0 \cdot 0,0181^2 \cdot 4000^2 \cdot 1,189 \cdot \frac{10^{-6}}{2} = 0,009348 \text{ МПа};$$

При  $n = 5600 \text{ мин}^{-1}$

$$\Delta p_a = 3,0 \cdot 0,0181^2 \cdot 5600^2 \cdot 1,189 \cdot \frac{10^{-6}}{2} = 0,018323 \text{ МПа};$$

«Давление в конце впуска, МПа»[1]:

$$p_a = p_0 - \Delta p_a, \quad (3.5)$$

«Таблица 7 – результаты расчетов  $p_a$ »[1].

$n, \text{мин}^{-1}$	800	3200	4000	5600
$p_a, \text{МПа}$	0,099626	0,094017	0,090652	0,081677

### 3.1.2.3 «Коэффициент остаточных газов»[1]:

$$\gamma = \frac{T_0 + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon \cdot p_a - p_r} \quad (3.6)$$

«Таблица 8 – результаты расчетов  $\gamma$ »[1].

$n, \text{мин}^{-1}$	800	3200	4000	5600
$\gamma_r$	0,0391	0,033	0,0329	0,0324

3.1.2.4 «Температура в конце впуска, К»[1]:

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \gamma \cdot T_r}{1 + \gamma} = \frac{293 + 25 + 0,028 \cdot 750}{1 + 0,028} = 329 \text{ К} \quad (3.7)$$

«Таблица 9 – результаты расчетов  $T_a$ »[1].

$n, \text{мин}^{-1}$	800	3200	4000	5600
$T_a, \text{К}$	338	331	329	327

3.1.2.5 «Коэффициент наполнения»:

$$\eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{p_0} \cdot \frac{T_0}{T_a} \quad (3.8)$$

«Таблица 10 – результаты расчетов  $\eta_v$ »[1].

$n, \text{мин}^{-1}$	800	3200	4000	5600
$\eta_v$	0,7124	0,7911	0,8021	0,9085

3.1.2.6 «Параметры рабочего тела в конце процесса сжатия»[1]:

«Давление, МПа»[1]:

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon^{n_1} \quad (3.9)$$

«Температура, К»[1]:

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1 - 1} \quad (3.10)$$

«Таблица 11 – общие результаты расчетов»[1].

$n, \text{мин}^{-1}$	800	3200	4000	5600
$k_1$	1,373	1,375	1,376	1,376
$T_a, \text{К}$	338	331	329	327
$n_1$	1,32	1,34	1,35	1,36

$p_c, \text{МПа}$	6,822	6,478	6,202	5,582
$T_c, \text{К}$	1012	991	985	979

3.1.3 «Определение параметров процессов сгорания и расширения»[1].

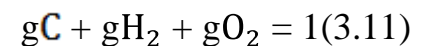
3.1.3.1 «Физические параметры топлива, определенного в задании. На автомобиле используется дизельное топливо, для него характерны следующие показатели»[1]:

«Таблица 12–Массовые доли элементарного состава топлива, кг/кг»[1].

Углерод	Водород	Кислород
0.87	0.126	0.04

«Молярная масса,  $\mu_{\text{пал}}=190$  кг/кмоль»[1].

«Низшая теплота сгорания,  $h_H= 48,92$  МДж/кг»[1].



$$0.87 + 0.126 + 0.004 = 1$$

3.1.3.2 «Количество воздуха, теоретически необходимого для сгорания 1 кг топлива»[1]:

а) кмоль/кг:

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \cdot \left( \frac{gC}{12} + \frac{gH_2}{4} - \frac{gO_2}{32} \right) = 0,496 \text{ кмоль/кг} \quad (3.12)$$

б) кг/кг:

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \cdot \left( \frac{8}{3} gC + 8 gH_2 - gO_2 \right) = 14,487 \text{ кг/кг} \quad (3.13)$$

«Проверка»[1]:

$$L_0 = \frac{l_0}{\mu_{\text{пов}}} = \frac{14,487}{28,97} = 0,5 \text{ кмоль/кг} \quad (3.14)$$

где  $\mu_{\text{воз}}$  – молярная масса воздуха,  $\mu_{\text{воз}} = 28,97$  кг/кмоль.

3.1.3.3 «Количество свежего заряда (воздуха и топлива), кмоль/кг»[1]:

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 = 1.75 \cdot 0.5 = 0,875 \text{ кмоль/кг}. \quad (3.15)$$

3.1.3.4 «Поскольку  $\alpha$  больше 1, то - количество продуктов сгорания топлива при сгорании, кмоль/кг»[1]:

$$M_2 = \frac{g_{H_2}}{4} + \frac{g_{O_2}}{32} + \alpha \cdot L_0 = \frac{0,126}{4} + \frac{0,004}{32} + 1,75 \cdot 0,5 = 0,906 \text{ кмоль/кг} \quad (3.16)$$

3.1.3.5 «Коэффициент молекулярной изменения, характеризующий относительное изменение объема рабочего тела в результате сгорания – химический»[1]:

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{0,906}{0,875} = 1,036 \quad (3.17)$$

«и с учетом наличия в заряде остаточных газов – настоящий»[1]:

$$\mu = \frac{M_2 + \gamma \cdot M_1}{M_1 + \gamma \cdot M_1} = \frac{0,906 + 0,028 \cdot 0,875}{0,875 + 0,028 \cdot 0,875} = 1,034 \quad (3.18)$$

3.1.3.6 «Температура рабочего тела в конце процесса сгорания  $T_z$  определяется как функция внутренней энергии или энтальпии, значения которых находим по уравнению сгорания, МДж/кмоль»[1]:

$$I_z = \frac{\xi \cdot h_a}{\mu \cdot 1 + \gamma \cdot M_1} + \frac{U_c}{\mu} = \frac{0,77 \cdot 64,832}{1,046 \cdot 1 + 0,028 \cdot 0,875} + \frac{14,5}{1,046} = 66,922 \quad (3.19)$$

«где  $\xi$  - коэффициент использования теплоты на участке сгорания»[1];

« $h_a$  - активная теплота сгорания топлива, в которой учитываются потери в результате неполного сгорания из-за недостатка кислорода, МДж/кг»[1]:

$$\langle h_a = h_H - 120 \cdot 1 - \alpha \cdot L_0 = 48,92 - 120 \cdot 1 - 1,75 \cdot 0,5 = 93,92 \text{ МДж/кг} \rangle [1] \quad (3.20)$$

« $U_c = 14,5$  МДж/кмоль – внутренняя энергия рабочей смеси в конце сжатия»[1].

«Коэффициент использования теплоты  $\xi$  в период сгорания зависит от типа двигателя. Для данного дизельного двигателя  $\xi = 0,77$ »[1].

$$T_z = 2000 \quad (3.21)$$

3.1.3.7 «Давление в конце процесса сгорания, МПа»[1]:

$$p_z = p_c \cdot \lambda = 5,11 \cdot 1,5 = 7,665 \text{ МПа} \quad (3.22)$$

где  $\lambda = 1,5$

3.1.3.8 «Показатели, характеризующие процесс сгорания»[1]:

«Степень предварительного расширения»[1]:

$$\rho = (\mu / \lambda) * (T_z / T_c) = \frac{1,046}{1,5} \cdot \frac{2000}{938,763} = 1,485 \quad (3.23)$$

«Степень дальнейшего расширения»[1]:

$$\delta = \varepsilon / \rho = \frac{20}{1,485} = 13,462 \quad (3.24)$$

3.1.3.9 «Параметры конца расширения»[1]:

а) «Давление, МПа»[1]:

$$p_b = P_z \cdot \frac{1}{\delta^{n_2}} = 7,665 \cdot \frac{1}{20^{1,2}} = 0,210 \text{ МПа} \quad (3.25)$$

б) «Температура, К»[1]:

$$T_b = T_z \cdot \frac{1}{\delta^{n_2-1}} = 2400 \frac{1}{20^{1,2-1}} = 1318,272 \text{ К} \quad (3.26)$$

где  $n_2$  – показатель политропы расширения.

«Показатель политропы расширения  $n_2$  выбираем, исходя из экспериментальных данных современных двигателей. Для данного двигателя  $n_2 = 1,2 \dots 1,27$ »[1].

3.1.4 «Определение индикаторных показателей»[1]:

3.1.4.1 «Среднее индикаторное давление цикла, МПа»[1]:

«Расчетное»[1]:

$$p'_i = \frac{p_c}{\varepsilon-1} \left\{ \lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2-1} \left[ 1 - \frac{\rho}{\varepsilon} \right] - \frac{1}{n_1-1} \left[ 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right] \right\} \quad (3.27)$$

$$p'_i = \frac{5,11}{23-1} \cdot \left( 1,5 \cdot (1,485-1) + \frac{1,5 \cdot 1,485}{1,2-1} \left[ 1 - \frac{1,485}{23} \right] - \frac{1}{1,38-1} \left[ 1 - \frac{1}{20^{1,38-1}} \right] \right) = 0,844 \text{ МПа} \quad (3.28)$$

«Действительное»[1]:

$$p_i = \varphi \cdot p'_i = 0,92 \cdot 0,844 = 0,7765 \text{ МПа} \quad (3.29)$$

«где  $\varphi$  – коэффициент полноты индикаторной диаграммы, для данного двигателя  $\varphi = 0,92$ »[1].

3.1.4.2 «Индикаторный коэффициент полезного действия»[1]:

$$\eta_i = \frac{p_i \cdot \alpha \cdot l_0}{\eta_v \cdot \rho_0 \cdot h_H} = \frac{0,7765 \cdot 1,2 \cdot 14,48}{0,80 \cdot 1,22 \cdot 48,92} = 0,282 \quad (3.30)$$

3.1.4.3 «Удельный индикаторный расход топлива, г/кВт · ч»[1]:



$$g_i = \frac{3,6}{h_H \cdot \eta_i} = \frac{3,6 \cdot 10^3}{48,92 \cdot 0,28} = 262,9 \text{ г/кВт} \cdot \text{ч} \quad (3.31)$$

3.1.5 «Определение эффективных показателей, характеризующих рабочий цикл»[1].

3.1.5.1 «Среднее эффективное давление цикла, МПа»[1]:

$$p_e = p_i - p_m = 0,7765 - 0,2706 = 0,5059 \text{ МПа} \quad (3.32)$$

«где  $p_m$  – среднее давление механических потерь, который приближенно определяется по формуле»[1]:

$$p_m = a + b \cdot C_{\Pi} = 0,105 + 0,0138 \cdot 12 = 0,2706 \text{ МПа} \quad (3.33)$$

3.1.5.2 «Коэффициент полезного действия»[1]:

–«механический»[1]:

$$\eta_M = \frac{p_e}{p_i} = \frac{0,5059}{0,7765} = 0,652 \quad (3.34)$$

–«эффективный»[1]:

$$\eta_e = \eta_M \cdot \eta_i = 0,652 \cdot 0,28 = 0,1825 \quad (3.35)$$

3.1.5.3 «Удельный расход топлива на единицу эффективной мощности в единицу времени, г/кВт · ч»[1]:

$$g_e = \frac{3,6}{h_H \cdot \eta_e} = \frac{3,6 \cdot 10^3}{48,92 \cdot 0,183} = 402,23 \text{ г/(кВт} \cdot \text{ч)} \quad (3.36)$$

«Проверка правильности расчетов подтверждается»[1].

3.1.5.4 «Мощность двигателя, отнесенная к 1 л рабочего объема, кВт/л»[1]:

$$N_l = \frac{p_e \cdot n}{30 \cdot \tau} = \frac{0,5059 \cdot 4000}{30 \cdot 4} = 16,86 \text{ кВт/л} \quad (3.37)$$

«где  $n$  – частота вращения коленчатого вала двигателя,  $\text{хв}^{-1}$ »[1];

« $\tau$  – тактность двигателя, для данного двигателя  $\tau = 4$ »[1].

3.1.6 «Определение основных размеров двигателя»[1].

3.1.6.1 «Рабочий объем»[1]:

–«двигателя, л»[1]:

$$V_{л} = \frac{N_e}{N_{л}} = \frac{42}{27,8} = 1.51 \text{ л} \quad (3.38)$$

–«одного цилиндра, см<sup>3</sup>»[1]:

$$V_h = \frac{V_{л}}{i} \cdot 10^3 = \frac{1.51}{4} \cdot 10^3 = 378 \text{ см}^3 \quad (3.39)$$

«где  $i$  – число цилиндров»[1].

3.1.6.2 «Диаметр цилиндра, мм»[1]:

$$D = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{V_h}{S \cdot D}} = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{4}{3,14} \cdot \frac{378}{1,1}} = 76 \text{ мм} \quad (3.40)$$

«где  $V_h$  - рабочий объем одного цилиндра двигателя, см<sup>3</sup>»[1].

3.1.6.3 «Ход поршня, мм»[1]:

$$S = D \cdot (S \cdot D) = 76 \cdot 1.1 = 84 \text{ мм} \quad (3.41)$$

«Выбираем отношение радиуса кривошипа к длине шатуна»[1]:

$$\lambda_{ш} = 0.25 \quad (3.42)$$

«Выбираем радиус кривошипа»[1]:

$$R = S/2 = 82/2 = 41 \text{ мм} \quad (3.43)$$

«Выбираем длину шатуна»[1]:

$$l_{ш} = R/\lambda_{ш} = 41/0.25 = 167 \quad (3.44)$$

3.1.7 «Построение индикаторной диаграммы»[1].

«Строим индикаторную диаграмму для номинального режима работы двигателя, т.е. при  $N_e = 42$  и  $n = 4000 \text{ мин}^{-1}$ »[1].

«Масштабы диаграммы: масштаб хода поршня  $M_s = 1$  мм масштаб давлений  $M_p = 0,05$  МПа в мм»[1].

«Приведенные величины, соответствующие рабочему объему цилиндра и объема камеры сгорания»[1].

$$AB = S/M_s = 75,6/1,0 = 75,6 \text{ мм}; \quad (3.45)$$

$$OA = AB/(\varepsilon - 1) = 75,6/(10,8-1) = 7,7 \text{ мм}. \quad (3.46)$$

«Максимальная высота диаграммы»[1]:

$$P_z/M_p = 10,0415/0,05 = 200,83 \text{ мм}. \quad (3.47)$$

«Ординаты характерных точек»[1]:

$$P_a/M_p = 0,0983/0,05 = 1,92 \text{ мм}; \quad (3.48)$$

$$P_c / M_p = 2,5718 / 0,05 = 51,436 \text{ мм}; \quad (3.49)$$

$$P_b / M_p = 0,5115 / 0,05 = 10,23 \text{ мм}; \quad (3.50)$$

$$P_r / M_p = 0,1180 / 0,05 = 2,36 \text{ мм}; \quad (3.51)$$

$$P_o / M_p = 0,1 / 0,05 = 2 \text{ мм}. \quad (3.52)$$

«Построение политроп сжатия и расширения аналитическим методом»[1].

а) «Политропа сжатия»[1]:

$$p_x = p_a (V_a / V_x)^{n_1}, \quad (3.53)$$

«где  $OB = OA + AB = 75,6 + 7,7 = 83,3 \text{ мм}$ »[1]; (3.54)

б) «Политропа расширения»[1]:

$$p_x = p_b (V_b / V_x)^{n_1}, \quad (3.55)$$

«В соответствии с принятыми фазами газораспределения и углом опережения зажигания определяют положение точек  $r'$ ,  $a'$ ,  $a''$ ,  $c'$ ,  $fi$  и  $b'$  по формуле для перемещения поршня»[1]:

$$AX = \frac{AB}{2} \cdot (1 - \cos\varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \quad (3.56)$$

«где  $\lambda$  – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна»[1].

«Таблица 13– Результаты расчета точек политроп»[1].

№ точек	OX, мм	OB/OX	Политропа сжатия			Политропа расширения		
			$\left(\frac{OB}{OX}\right)^{1,371}$	$\frac{P_x}{M_p}, \text{ мм}$	$p_x, \text{ МПа}$	$\left(\frac{OB}{OX}\right)^{1,245}$	$\frac{P_x}{M_p}, \text{ мм}$	$p_x, \text{ МПа}$
1	83,3	1,000171	1,000235	1,970263	0,098513	1,000214	10,21000	0,510609
2	75	1,110857	1,155041	2,2752	0,11376	1,139842	11,63778	0,581889
3	65	1,281758	1,405407	2,768371	0,138419	1,36213	13,90735	0,695367
4	55	1,514805	1,767133	3,480898	0,174045	1,677043	17,12261	0,85613
5	45	1,851429	2,326762	4,583257	0,229163	2,153011	21,98224	1,099112
6	35	2,380408	3,283894	6,468614	0,323431	2,943954	30,05777	1,502889
7	30	2,777143	4,056703	7,990893	0,399545	3,566808	36,41711	1,820856
8	25	3,332571	5,208716	10,26013	0,513006	4,475695	45,69684	2,284842
9	20	4,165714	7,072847	13,93209	0,696605	5,908992	60,33081	3,01654
10	15	5,554286	10,49265	20,66843	1,033421	8,453998	86,31532	4,315766

11	10	8,331429	18,2939	36,03533	1,801767	14,00541	142,9952	7,14976
12	7,7	10,82004	26,17747	51,56437	2,578219	19,39165	200,8000	10,0419

$$p_i = 1,4332 \text{ Мпа}$$

### 3.1.8 «Тепловой баланс»[4].

«Количество теплоты, введенной в двигатель с топливом и теплота эквивалентная эффективной работе за 1 с.»[4]:

$$Q_o = H_m \cdot G_t / 3,6 \quad (3.57)$$

$$\frac{43930G_t}{3,6} = 12200G_t \quad (3.58)$$

«Теплота, равнозначная эффективной работе за 1 с.»[4]:

$$Q_B = 1000N_B \quad (3.59)$$

«Теплота, отдаваемая охлаждающей среде»[4]:

$$Q_B = c \cdot i \cdot D^{1+2 \cdot m} \cdot n^m \cdot H_m - \Delta H_m / (\alpha \cdot H_m) \quad (3.60)$$

«Теплота, утраченная из-за химической неполноты сгорания топлива»[4]:

«Таблица 14 – составляющие теплового баланса»[4].

«Составляющие теплового баланса»[4]	Частота вращения коленчатого вала двигателя, мин <sup>-1</sup>							
	800		3200		4000		5600	
	кДж/с		кДж/с	q, %	кДж/с	q, %	кДж/с	q, %
«Теплота, равноценная эффективной работе»[4]	12,22	31,61	49,70	37,56	71,11	31,51	75,83	30,18
«Теплота, отдаваемая охлаждающей среде»[4]	8,82	25,53	37,80	28,91	52,65	23,55	54,38	22,49
«Теплота, ушедшая с отработавшими газами»[4]	7,76	20,22	35,68	27,33	62,37	29,22	74,85	29,37
«Теплота, утраченная из-за химической неполноты сгорания топлива» [4]	7,48	19,25	83,66	5,64	12,88	5,31	13,92	5,61
«Неучтенные потери теплоты» [4]	2,52	4,52	34,49	2,62	24,55	10,72	29,38	10,92
«Общее количество теплоты, введенной в двигатель с топливом» [4]	36,49	100	133,69	100	224,56	100	256,99	100

$$Q_{\text{в.с.}} = \Delta H_{\text{м}} \cdot G_t / 3,6 \quad (3.61)$$

«Неучтенные потери теплоты»[4]:

$$Q_{\text{ост.}} = Q_o - (Q_c + Q_{\text{в}} + Q_r + Q_{\text{н.с.}}) \quad (3.62)$$

3.2 Прочностной расчет конструкции.

3.2.1 Расчет болта на разрыв

3.2.1.1 Исходные данные для расчета: масса баллона 35 кг.

Для крепления баллона используется 2 хомута со шпильками, имеющими резьбу М14, материал Сталь 3пс  $[\sigma] = 160$  МПа. Нагрузка на одну шпильку будет действовать 9,45 кг  $F = 94,5$  Н.

3.2.1.2 Напряжение на разрыв определяется:

$$\sigma = \frac{F}{A} \leq [\sigma] \quad (3.63)$$

где  $F$  – нагрузка на болт, Н;

$A$  – площадь сечения болта,  $\text{м}^2$ ;

$[\sigma]$  - допустимое напряжение на разрыв, МПа.

3.2.1.3 Площадь сечения болта:

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4}, \quad (3.64)$$

3.2.1.4 где  $d$  – диаметр болта, м.

$$A = \frac{3,14 \cdot 0,014^2}{4} = 153,86 \text{ м}^2, \quad (3.65)$$

$$\sigma = \frac{94,5}{153,86 \cdot 10^{-6}} = 0,61 \cdot 10^6 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2} = 0,61 \text{ МПа} \quad (3.66)$$

3.2.1.5 Напряжение при пятикратных нагрузках:

$$\sigma = 0,61 \cdot 5 = 3,05 \text{ МПа.} \quad (3.67)$$

Для конструкции к кузову автомобиля используют 8 болтов М14, материал Сталь –3пс,  $\sigma_{\text{T}} = 22$  МПа.

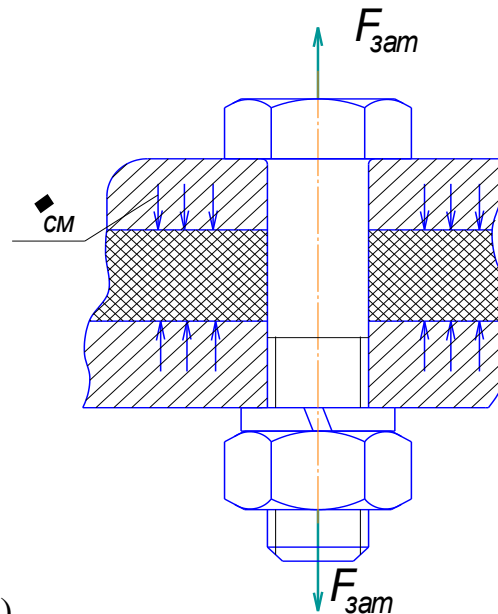
3.2.1.6 Исходные данные для расчета:

Вес конструкции с баллонами 210 Н.

3.2.1.7 Нагрузка для одного болта:

$$P = \frac{M}{n}, (3.68)$$

где  $M$  – вес конструкции с баллонами, Н;  
 $n$  – количество болтов.



$$P = \frac{210}{8} = 26,25 \text{ кг.} (3.69)$$

Рисунок 1 – Схема нагрузки болтового соединения

### 3.2.2 Расчет болтового соединения на срез

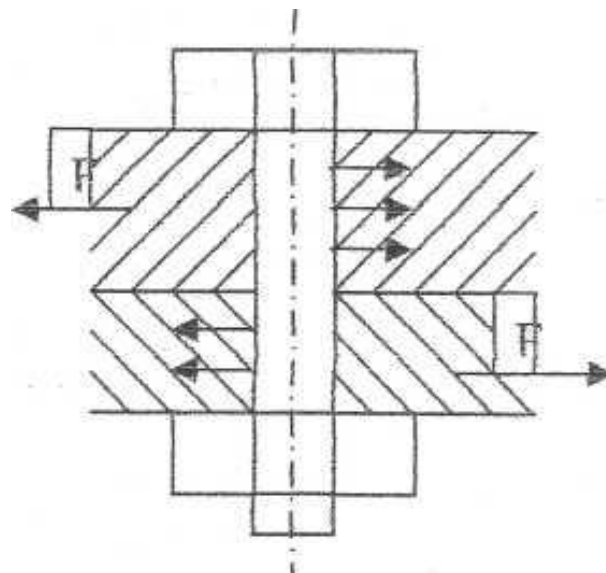


Рисунок 2– Схема болтового соединения

#### 3.2.2.1 Допустимая нагрузка на болт:

$$Q = \frac{\pi d_p^2}{4} \cdot [\zeta]_p \cdot \theta + \frac{\pi d_e^2}{4} \cdot [\tau]_{cp}, (3.70)$$

где  $d_p$  – расчетный диаметр болта, м;

$d_e$  – диаметр стержня в опасном сечении, м;

$[\zeta]_p$  – допустимое напряжение при растяжении, МПа;

$\theta$  – коэффициент трения,  $\theta = 0,15-0,2$ , принимаем  $\theta = 0,18$ ;

$[\tau]_{cp}$  – допустимое напряжение среза, МПа.

3.2.2.2 Расчетный диаметр болта:

$$d_p = d - 0,94S, (3.71)$$

где  $d$  – наружный начальный диаметр резьбы;  $d = 14$  мм;

$S$  – шаг резьбы, принимаем  $S = 1,25$  мм.

$$d_p = 14 - 0,94 \cdot 1,25 = 12,825 \text{ мм}, (3.72)$$

3.2.2.3 Допустимое напряжение  $[\zeta]_p$ , выбранное в зависимости от предела текучести  $\zeta_T$  материала:

$$[\zeta]_p = \frac{\zeta_T}{n}, (3.73)$$

где  $n$  – коэффициент безопасности,  $n = 1,5-3$ .

$$\zeta_p = \frac{22}{2,5} = 8,8 \text{ Мпа} (3.74)$$

3.2.2.4 Допустимое напряжение на срез:

$$[\tau]_{cp} = (0,2 - 0,3) \zeta_T, (3.75)$$

$$[\tau]_{cp} = 0,25 \cdot 22 = 5,5 \text{ Мпа} (3.76)$$

Условие прочности выполняется т.к.  $5,5 \text{ МПа} < 8,8 \text{ МПа}$ .

3.2.3 Расчет сварного шва

Крепежная лента состоит из двух частей, ленты и приваренного резьбового соединения, которые сварены между собой при помощи ручной электродуговой сварки электродами Э42.

3.2.3.1 Исходные данные для расчета:

Масса одного баллона,  $P = 35$  кг;

Количество баллонов – 1 шт.

Находим допускаемое усилие для соединения

$$P = 0,7 \cdot k \cdot L \cdot [\tau]_{\text{ср}}, \quad (3.77)$$

где  $k$  – катет шва,  $k = 4 \cdot 10^{-3}$  м;

$L$  – общая длина сварочного шва,  $L = 0,048$  м;

$[\tau]_{\text{ср}}$  – допускаемое напряжение на срез, МПа.

$$[\tau] = 0,6 \cdot [\sigma]_p, \quad (3.78)$$

где  $[\sigma]_p$  – допускаемое напряжение на растяжение для Сталь 3,

$[\sigma]_p = 140$  МПа.

$$\tau = 0,6 \cdot 140 = 84 \text{ МПа} \quad (3.79)$$

$$P_1 = 0,7 \cdot 84 \cdot 10^6 \cdot 0,004 \cdot 3,14 \cdot 0,048 = 35449,3 \text{ Н.} \quad (3.80)$$

Действующая нагрузка на шов, Н

$P_2 = 378 + 84 = 462$  Н – условие прочности выполняется.

3.2.4 Разработка технологической карты на изготовление вертикального кронштейна крепления

Необходимо изготовить вертикальный кронштейн крепления газовых баллонов. Для изготовления используем швеллер  $\frac{\text{№12ГОСТ8278-83}}{\text{Ст3псГОСТ535-2005}}$ .

3.2.4.1 Операция отрезная

Исходными данными для выбора резания и необходимого оборудования являются данные об обрабатываемой детали, такие как рабочий чертеж, технические условия.

Резка швеллера:

$$T_{\text{н}} = T_{\text{осн}} + T_{\text{всп}}, \quad (3.81)$$

где  $T_{\text{н}}$  – норма времени, мин;

$T_{\text{осн}}$  – основное время резки металла,  $T_{\text{осн}} = 35$  мин;

$T_{\text{всп}}$  – вспомогательное время, затрачиваемое на подготовку,  $T_{\text{всп}} = 3$  мин;

$$T_{\text{н}} = 35 + 3 = 38 \text{ мин.} \quad (3.82)$$

3.2.4.2 Операция сверления

Сверление восьми сквозных отверстий производим на вертикально сверлильном станке марки 2А–125, сверлом Р14 ГОСТ 4010–77.



Состав нормы времени ( $T_n$ ) в мин.:

$$T_n = T_{ум} + \frac{T_{нз}}{n}; \quad (3.83)$$

$$T_{ум} = T_{он} + T_{ос} + T_{орм}; \quad (3.84)$$

$$T_{он} = T_o + T_e \quad (3.85)$$

где  $T_o$  – основное (машинное) время, затрачиваемое на сверление восьми отверстий,  $T_o = 12$  мин;

$T_e$  – вспомогательное время на установку и снятие деталей со станка, пуск и остановку станка, подвод и отвод режущего инструмента, измерение размеров и т.п.  $T_e = 1,2$  мин.

$$T_{он} = 12 + 1,2 = 13,2 \text{ мин.} \quad (3.86)$$

#### 3.2.4.3 Слесарная операция

Снять острые кромки обрабатываемых поверхностей при помощи: тисов 7827-0251 ГОСТ 4045-75 и напильника ГОСТ 6476-80.

#### 3.2.4.4 Контрольная операция

Для контроля точности изготовления детали применяется штангенциркуль марки ЩЦ–1–125–01–1 ГОСТ 166–89, шаблон угла, рулетка длиной три метра ГОСТ 4801-80, транспортир ГОСТ 13494–80, картонный шаблон диаметром 254 мм.

### 3.3 Многозонная термодинамическая модель двигателя.

Это общий термин, принятый в данном случае для типа модели, также называемого квазимерным, двухзонным, трехзонным и т.д.; основанный на законах сохранения массы и энергии и использование суб-модели скорости сжигания массы (в отличие от заданной скорости горения массы) для прогнозирования давления и температуры в цилиндре во всем энергетическом цикле. Такие модели использовались в течение примерно трех десятилетий и представляют собой ценные инструменты для быстрой оценки влияния ключевых параметров двигателя. Изданы многочисленные публикации по разработке моделей различной сложности и их применения.

Текущая работа не предназначена для обширного рассмотрения всех этих работ, но представляет собой обзор многозонных термодинамических моделей для двигателей с искровым зажиганием, их плюсы и минусы, модельные уравнения и суб-модели, используемые для учета различных процессов, таких как турбулентное сжатие, развитие пламени, геометрия пламени, теплопередача и т. д. Предполагается, что некоторая прошлая терминология, принятая для различения моделей сгорания (например, «увлечение» против «небольшое пламя»), является натянутой и запутанной; также может быть сложно сравнить различные используемые модели. Естественно, что разные модели используют разные исходные предположения; однако влияние нескольких физических процессов часто включалось в один термин, не всегда хорошо документированный или четко описанный.

Предлагается единая структура, которая может использоваться для сравнения разных суб-моделей на одной и той же основе с особым упором на модели турбулентного сжигания.

### 3.3.1 Моделирование закрытой части.

Для моделирования «закрытой» части цикла двигателей с искровым зажиганием используются несколько модельных структур, их можно классифицировать как «ноль-», «многозонные» и «многомерные» модели. Первые два типа классифицируются как термодинамические модели, где уравнения, составляющие основную структуру модели, основаны на сохранении массы и энергии и зависят только от времени (что приводит к обыкновенным дифференциальным уравнениям). Многомерные модели также называются гидравлическими или флюидными динамическими моделями, где основные уравнения являются уравнениями Навье–Стокса в дополнение к сохранению массы и энергии (уравнения также зависят от пространственных координат и поэтому принимают форму уравнений с частными производными).

Многозонные модели отличаются от безмерных моделей включением определенных геометрических параметров в основной термодинамический подход. Обычно это связано с радиусом тонкой границы раздела (пламени), сжигаемой из несгоревших газов, что приводит к «двухзонной» формулировке. Безмерные модели; также называемые однозональными моделями; использовать предопределенную скорость массового горения, из которых наиболее известным примером является закон Вибе (в английской литературе, обычно называемый законом Wiebe). Эта скорость массового горения должна быть эмпирически определена для каждой рабочей точки двигателя на основе предшествующих экспериментов или опыта двигателя и не выражена в терминах физических величин (например, свойств топлива, геометрии двигателя и т.д.), что делает экстраполяцию для других условий эксплуатации проблематичным. Однако, когда такие данные доступны или требуют небольшой экстраполяции, это может быть наилучшим подходом, поскольку он позволяет избежать моделирования процессов в цилиндре и, поскольку он, по сути, работает с известным результатом и, следовательно, должен обеспечивать непревзойденную точность в прогнозах.

Если такие данные недоступны, например, для изучения широкого диапазона новых концепций двигателя (подзарядка под давлением, промежуточное охлаждение, изменение фаз газораспределения – например, для запуска циклов типа Миллер/Аткинсон, СРОГ (система рециркуляции отработанных газов, нескольких свечей зажигания и т.д.), которые являются слишком сложными для инженера по проектированию и разработке, чтобы иметь интуитивное понимание того, как они будут влиять на скорость горения, необходимо моделировать массовую скорость горения. Это делается как в многозонных, так и в многомерных моделях. Выбор многозонной или многомерной модели во многом определяется применением. Если целью является оценка большого диапазона условий, выполнение параметрических исследований и/или прогнозирование оптимальных параметров двигателя, желательно быстрое вычисление и разумная точность и быстрое вычисление

с помощью ЭВМ. Эти условия удовлетворяются многозональными моделями. Недавними примерами являются исследования причин изменения цикла в двигателях и причины повышенной изменчивости горения, приводящие к суровым ограничениям. Многомерные модели не подходят для таких исследований, поскольку они являются слишком сложными для вычисления. Их наилучшим образом использовать для более подробных исследований для ограниченных условий или особых характеристик (например, пропускания через клапаны, впрыска топлива, объемного потока в цилиндре и развития турбулентности) или для поддержки теории и разработки моделей.

Как говорилось ранее, модель скорости массового горения должна учитывать толщину хвоста турбулентного пламени, представляющую собой расстояние между ведущими «выступами» и задней кромкой «прогибами» турбулентного пламени. Модели, которые обеспечивают это, также иногда называются трехзональными моделями, а «захваченная, но не сожженная» зона концептуально третья зона в дополнение к полностью сожженным и полностью несгоревшим зонам.

Цель этой статьи – представить критический обзор моделирования сжигания двигателя с искровым зажиганием с использованием многозонного термодинамического подхода. Такие модели были предметом более ранней замечательной обзорной работы Блумберга и др. опубликованной в 1979 году. Однако, учитывая новые идеи и лучшее понимание горения и горения в двигателе в целом, считается своевременным предлагать современный обзор. При этом основное внимание уделяется не столько обсуждению моделей турбулентного горения, сколько способам использования этих моделей в принципах двигателя и выдвигению основ, позволяющей их сравнивать или оценивать. Для удобства и наличия изображений, работа в Лидсе или Гент чаще цитируется, чем другие эквивалентные работы равной заслуги.

### 3.3.2 Предположение моделирования.

Прежде чем сохранить энергию для объема цилиндра, от времени закрытия впускного клапана до времени открытия выпускного клапана (т.е. рабочего цикла), некоторые предположения обычно принимаются для упрощения уравнений. Во время сжатия и расширения давление всегда считается равномерным по всему цилиндру с фиксированными несгоревшими и сгоревшими газовыми областями в химическом равновесии. Во время распространения пламени сожженные и несгоревшие зоны считаются разделенными бесконечно тонким фронтом пламени без теплообмена между двумя зонами. Все газы считаются идеальными газами; возможной недействительности закона идеального газа при высоких давлениях препятствуют связанные с этим высокие температуры в условиях горения двигателя.

### 3.3.3 Суб-модель

Решение для давления и температуры во время сжатия требует:

– условия задержки, то есть начальные условия в начале сжатия, при закрытии впускного клапана ВИС (вакуумная интегральная схема); например, давление при ВИС, свежая масса воздуха и топлива (СРОГ), остаточная фракция газа и коэффициент эквивалентности. Захваченные условия могут возникнуть в результате расчета такта впуска (газовой динамики), комбинации измеряемых переменных и оценки или из моделей (например, для остаточной массовой доли).

– объем цилиндра, зависит от угла поворота коленчатого вала и скорости изменения объема цилиндра. Это функции геометрии двигателя: диаметра отверстия, ход, длина шатуна и степень сжатия.

– свойства газа ( $c_v, R$ ): существует ряд источников для определения свойств газа в цилиндре в зависимости от температуры.

– модель прорыва газов для определения массы, выходящей или входящей в «контрольный объем» цилиндра. Некоторые исследовательские двигатели (в частности с оптическим доступом) могут иметь существенные скорости прорыва газов и, следовательно, требуют точной модели продувки.

Даже для двигателей с низкими скоростями продувки, масса, захваченная в верхней щели фаски, может быть значительной в определенные моменты времени в цикле. Эта масса может гореть или нет, и, если она горит, ее сгорание может произойти в конце цикла, а не во время основного распространения пламени.

– модель переноса тепла, используется множество различных моделей, наиболее известными из которых являются Вошни и Аннанд. Они используют диаметр отверстия цилиндра как «характерную длину» и среднюю скорость поршня как «характеристическую скорость» для определения числа Рейнольдса. Если вы хотите использовать более релевантные величины турбулентности в цилиндре, такие как шкала интегральной длины и среднеквадратическая турбулентная скорость, требуется суб-модель турбулентности в цилиндре.

Решения для давления, температуры несгоревшего топлива и температуры горючего топлива во время горения требуют модели для скорости горения массы  $dm_x/d\theta$ , в дополнение к данным и суб-моделям, описанным выше. Во время горения состав сжигаемого топлива обычно рассчитывается исходя из предположения о химическом равновесии при данной температуре и давлении; как правило до 12 видов продуктов сгорания ( $H_2O$ ,  $H_2$ ,  $OH$ ,  $H$ ,  $N_2$ ,  $NO$ ,  $N$ ,  $CO_2$ ,  $CO$ ,  $O_2$ ,  $O$  и  $Ar$ ). Если интересно рассчитать выбросы, необходимо также учитывать химические кинетически контролируемые реакции, такие как реакции  $NO$ .

Таким образом, для моделирования многозонных двигателей требуются подмодели для:

- прорыва картерных газов;
- теплопередачи;
- состава сгоревшего топлива;
- скорости массового горения.
- турбулентности в цилиндре, по мере необходимости суб-моделями, передачи тепла и массового горения - либо на основе экспериментально

полученных данных, либо из расчетов вычислительной гидродинамики холодного потока.

#### 3.3.4 Суб–модель скорости массового сжигания.

Чтобы завершить уравнения для давления в цилиндре и температуру сгоревшей и несгоревшей зоны, нужна модель массового горения. Особенности такой модели и процессов, которые они пытаются представить, развиваются в следующем.

#### 3.3.5 Воспламенение.

Если вы, прежде всего интересуетесь указанной работой и эффективностью, то есть моделирование всего цикла двигателя, воспламенение заряда от цилиндра обычно не моделируется детально. На самом деле, воспламенение не моделируется совсем; но начало сжигания инициализируется путем принятия мгновенного образования ядра воспламенения в момент или сразу после времени воспламенения. Ядро воспламенения часто приписывается определенной массе или объему. Вот некоторые примеры:

–  $m_b = 0.01m_{tot}$ , исходное ядро пламени, имеющее массу, равную одному проценту от общей массы цилиндра  $m_{tot}$ ;

–  $m_b = 0.02m_{tot}$ , как было принято у Ву и др. (после моделируемого «времени задержки воспламенения»);

–  $2r_f = 1 \text{ mm}$ , с радиусом ядра пламени, как предполагают Брехоб и Ньюман, Вергельст и Сиренс;

–  $2r_f$  = межэлектродный зазор;

–  $V_b = v_{cyl}/1000$ , при этом  $V_b$  объем исходного ядра пламени, а  $v_{cyl}$  максимальный объем цилиндра (перемещение + зазор), согласно Бенсону и др.;

Если двигатель является оптически доступным, можно инициировать ядро возгорания на основе некоторого наблюдаемого естественного света, полученного с помощью шлирен изображения, либо среднего значения радиуса пламени, заданном угле кривошипа.

Поскольку процесс сгорания зависит от локальных параметров вокруг свечи зажигания и термодинамического моделирования, по своей природе использует в основном (или исключительно) глобальные (объемные) параметры, такая инициализация логична, хотя и является довольно произвольной. Когда зажигание не критично (стехиометрическая смесь при средних оборотах двигателя), это, вероятно, оправдано. В условиях, чувствительных к воспламенению (бедные смеси, высокая скорость вращения двигателя), такие упрощения могут быть менее оправданными.

### 3.3.6 Начальная фаза горения.

Изображение начальной фазы горения показывают первоначально квазисферическое, относительно гладкое ядро пламени. Таким образом, можно предположить, что начальное сгорание должно происходить квазиламинарным способом с большим темпом горения  $m_b$ , определяемым следующим образом:

$$m_b = \rho_u A U_{nr} \quad (3.87)$$

Здесь  $\rho_u$  плотность несгоревшего топлива,  $A$  площадь пламени, определенная на фронте холодного пламени, а  $U_{nr}$  растянутая скорость ламинарного горения, основанная на скорости производства отработанного газа.

Когда ядро пламени становится больше, чем самые маленькие турбулентные вихри, фронт пламени станет смятым. По мере того как ядро растет, его фронт пламени становится постепенно более смятым, поскольку он испытывает растущий спектр турбулентных масштабов длины. Эти изображения можно рассматривать как двумерные «срезы» через трехмерные структуры пламени.

Однако если учесть практический выбор для инициализации сгорания в модели двигателя, возникает проблема. Используя предположение  $m_b = 0.01m_{tot}$  результирующий радиус ядра пламени составляет порядка 10 мм. Используя предположение  $V_b = V_{cyl}/1000$ , радиус ядра пламени составляет порядка 2 мм. Это следует сравнить с масштабом длины наименьших



турбулентных вихрей, шкалой длины Колмогорова  $l_k$ , которая зависит от условий работы двигателя и может быть приблизительно оценена в пределах от  $3 \mu m$  до 0,6 мм, согласно Абрахаму и др. Ясно, что это означает, что для расчетов никогда не будет действительно ламинарной фазы: после вычислительной инициализации горения полученное пламенное ядро будет концептуально мгновенно подвергнуто части турбулентного спектра. В некоторых случаях, например, с предположениями о сожженной массе, ядро уйдет в большую сторону шкалы интегральной длины (по оценкам Абрахама и др.) от 1,5 до 3 мм. Такие предположения явно пропускают значительную часть начальной фазы горения.

Можно задать вопрос о необходимости фазы развития пламени (когда пламя становится все более смятым из-за растущего спектра шкал длины морщин) при моделировании двигателя, если часть или вся эта фаза фактически пропущена из-за выбора инициализации сгорания. Тем не менее, в многочисленных работах сообщается о необходимости включения такого термина, так как использование «полностью развитой» скорости турбулентного горения, приводит к недооценке, например, продолжительности фазы сжигаемой фракции 0-10%. Диаметр пламени при инициализации горения, по меньшей мере на порядок меньше, чем самые большие длины, поэтому существует еще значительная фаза развития пламени.

По аналогии с ламинарным корпусом, скорость турбулентного горения может быть определена как:

$$U_{t(e/r)} = \frac{m_{(e/r)}}{\rho_u A}, \quad (3.88)$$

где было проведено различие между турбулентной «поглощающей» скоростью  $U_{te}$  и турбулентной «реакционной» скоростью горения  $U_{tr}$ , основанной на скорости производительности сжигания топлива. Фаза пламени теперь является смятым, и, следовательно, выбор соответствующей зоны пламени  $A$  намного менее прост, чем в ламинарном корпусе. Даже в

хорошо контролируемых экспериментах, например, в бомбах с постоянным объемом горения требуется помощь при сборке зоны пламени. Само собой разумеется, что выбор одного двигателя для сжигания, намного сложнее.

Наиболее часто используемый подход для моделей сжигания двигателей состоит в том, чтобы моделировать зону пламени сферическим фронтом пламени, усеченными стенками цилиндра, и поршнем, центрированным на свече зажигания (в некоторых моделях центр может перемещаться движениями объемного потока). Эксперименты показали, что сферическая геометрия является хорошим приближением, конечно, для «спокойных» условий). В термодинамическом моделировании это также самый логичный априорный выбор. Для деформации пламени потоком в цилиндре потребуется подробная информация о движении потока, что противоречит подходу термодинамического моделирования.

Таким образом, задача моделирования переключается к построению подходящей модели эквивалентной скорости турбулентного горения. Очень важно, чтобы определение для  $A$  и модели для  $U_t$  было совместимым. Например, если  $A$  рассматривать как поверхность, полностью охватывающую реальный турбулентный фронт пламени,  $U_t$  скорость «поглощения»  $U_{te}$ . При таком выборе сжигание не будет завершено даже тогда, когда  $A$  будет таким, чтобы весь объем цилиндра был сложен в пределах его границы. Затем необходимо вызвать модель для выгорания оставшегося несгоревшего заряда.

Как указывалось, ранее, во время фазы развития пламени фронт пламени еще не сморщен полным турбулентным спектром. Поскольку большинство моделей для скорости турбулентного горения были получены для полностью развитых пламени, необходима суб-модель, чтобы учесть этот эффект на  $U_t$ . Опять же, нужно быть осторожным при выборе такой подмодели из литературы. Это объясняется ниже.

Во-первых, рассмотрим некоторые формулировки суб-моделей развития пламени:

– Адлеб-Гэйд и др. измеряли турбулентные скорости и интегральные длины, и временные масштабы в болоне с размещиванием с веером (без горения) с использованием лазерной доплеровской велосиметрии (ЛВД) для получения спектральной плотности турбулентности. Они определяли эффективную среднеквадратическую турбулентную скорость  $U'_k$  (действующую как при эффективном повышении скоростей горения) и связывали ее с среднеквадратичной турбулентной скоростью  $U'$  через  $(U'_k)^2 = U'^2 f(PSD)$ , где  $f(PSD)$  функция спектральной плотности мощности (PSD), интегрированная от нулевого времени (время зажигания) до времени, прошедшего с момента начала пламени. Лучше всего соответствовать  $U_{tk}/U_t$  по сравнению с безразмерным временем, где  $U_{tk}$  - развивающаяся турбулентная скорость горения, а  $U_t$  - развитая скорость турбулентного горения, что дает:

$$\frac{U_{tk}}{U_t} = [1 - e^{-0.2(\frac{t_k}{\tau_a})^{0.75}}]^{0.5}, \quad (3.89)$$

где  $t_k$  - время, прошедшее от воспламенения, а  $\tau_a$  - постоянная времени, заданная  $l_f/U'$  шкалой интегральной длины.

– Кек и др. сообщали о измерениях шпирена и давления в оптическом двигателе и приводили в соответствие модель увлечения. Они добавили к форме увлечения коэффициент  $1 - \exp(-t/\tau)$ , чтобы улучшить соответствие между измерением и симуляцией для начального роста пламени, объяснив, что значительное смятие фронта пламени происходит только после того, как пламя сожжено из свечи зажигания к краю турбулентного вихря, в котором произошла искра. Брѐб и Ньюман заменили  $t/\tau$  на  $r_f/r_c$ - радиус пламени, а  $r_c$ - «критический» радиус порядка шкалы интегральной длины. Замена была приведена, чтобы получить лучшее представление масштабов длины, которые продуктивно морщит пламя. Позднее в формулировке модели увлечения “GESIM” появился еще одно выражение Дай и др., в виде  $(r_f/r_c)^{\frac{1}{3}}$ , снова для лучшего соответствия между измерением и симуляцией в начале

сгорания Дай и др. цитирует Брехова и Ньюмана для этой формулировки, хотя в этом документе такого выражения не сообщается.

Эти выражения четко отражают развитие пламени с помощью множителя:

$$1 - e^{-\frac{r_f}{r_c}} (r_f/r_c)^{\frac{1}{3}}, \quad (3.90)$$

В адаптации более ранней формулировки Мэтьюза и Чин фрактальной модели горения Ву и др. заменили среднеквадратичную турбулентную скорость  $U_0$ , используемую в их модели, с  $U_{max}$ , чтобы выразить сглаживание пламени, увеличением диапазона турбулентных масштабов длины во время роста пламени. Скорость  $U_{max}$  это скорость вихря, связанная с наибольшими вихрями, которые могут сминать пламя, их размер считается радиусом пламени  $r_f$ , причем  $U_{max}$  определяется по энергетическим каскадным аргументам:

$$\varepsilon = \frac{U'^3}{l_I} = \frac{U_{max}^3}{r_f}, \quad (3.91)$$

где  $\varepsilon$  – скорость рассеивания турбулентной кинетической энергии, таким образом:

$$U_{max} = U' \left(\frac{r_f}{l_I}\right)^{1/3}, \quad (3.92)$$

– Липатников и Хомяк предложили приближение турбулентной скорости горения по идеям Зимонта, начиная с развивающейся толщины пламени, контролируемой переходной турбулентной диффузией. Полученная связь между развивающейся и развитой скоростью турбулентного горения выглядит следующим образом:

$$\frac{U_{t,t}}{U_t} = \left\{ 1 + \frac{\tau'}{t'} \exp\left[-\frac{t'}{\tau'} - 1\right] \right\}^{1/2}, \quad (3.93)$$

где  $U_{t,t}$  – переходная (развивающаяся) турбулентная скорость горения,

$t'$  – время от воспламенения;

$\tau'$  – постоянная времени  $= D_t/U^2$ ;

$D_t$  – развитая турбулентная диффузия.

Используя прогноз и константы модели турбулентности  $k-\varepsilon$ ,  $\tau'$  задается значением  $0.55l_f/U'$ .

Морэл и др. использовал множитель для  $U'$  вида:

$$1 - \frac{1}{1 + C \left(\frac{r_f}{l_f}\right)^2}, \quad (3.94)$$

$C$  – константа калибровки.

### 3.4 Характеристика моделей горения двигателя

С точки зрения системы сгорания двигателя – геометрии камеры и положения штекера, а также впускного отверстия и геометрии клапана, определяющего поток в цилиндре во время сгорания, основными представляющими интерес являются:

- скорость массового горения несгоревшей смеси, так как это, благодаря экономии энергии, напрямую связано с давлением в цилиндре и, следовательно, с двигателем.

- изменение цикла за цикл по скорости горения массы, так как это, благодаря колебанию крутящего момента, определяет стабильность работы двигателя.

- зоны теплообмена сжигаемого топлива, которые имеют значительный, хотя и вторичный, эффект на вышеупомянутый энергетический баланс.

На более фундаментальном уровне факторами, влияющими на скорость горения массы, являются:

- средняя пламенная лобная (или огибающая) площадь, содержащаяся в границах камеры сгорания.

- соответствующие параметры потока и турбулентности при горении - местный средний поток, локальная интенсивность турбулентности и масштабы длины складок.

- состав и состояние несгоревшей смеси, которые определяют локальную скорость ламинарного горения.

Это сочетание физических отношений, которые определяют эти факторы, для прогнозирования скорости горения массы и геометрии пламени, что является целью модели сгорания двигателя. Турбулентное пламя двигателя, которое должно описывать модель сгорания – это смятое ламинарное пламя, описанное в предыдущем разделе. Турбулентный контур пламени нарисован как тонкий реакционный слой, сморщенный или свернутый в различных масштабах длины. Указывается средний контур пламени, а также средний «фронт» и «спина» пламени.

Скорость турбулентного пламени, СТП – это скорость, с которой среднее (слабый контур распространяется в несгоревшую смесь перед пламенем). Локально каждая точка тонкого реакционного слоя распространяется вперед в несгоревшую смесь перед ним на локальной ламинарной скорости пламени, ЛСП зависит от состава несгоревшей смеси (состав топлива, относительное соотношение воздух/топливо и остаточная или сжигаемая топливная фракция), температура и давление смеси, а также при определенных рабочих условиях на растяжении пламени как из-за кривизны, так и турбулентности.

Различные масштабы длины турбулентности могут быть связаны с этим описанием пламени двигателя искрового зажигания. Для описания смятого пламени шкала турбулентности Колмогорова, величина вихря, при которой молекулярная вязкость становится важной, должна быть больше толщины ламинарного пламени, так что структура ламинарного пламени по существу не возмущена. Оценки, основанные на измерениях турбулентности, показывают, что это обычно имеет место. До тех пор, пока радиус пламени не будет иметь порядок интегральной шкалы, размер основной энергии, содержащей вихри в турбулентном потоке, влияние турбулентности на слой пламени ограничен. Когда пламя значительно больше этого размера, наибольшие и малые масштабы, между которыми турбулентность сминает пламя, являются интегральной шкалой, а также шкалой Колмогорова или шкалой Гибсона (масштаб, выведенный из размерных аргументов в

минимальный размер вихря, который может сильно сгладить слой пламени). Эти две шкалы в двигателях обычно составляют несколько миллиметров и около 0,1 мм или менее, соответственно. Эти масштабы длины уменьшаются с увеличением частоты вращения двигателя. Максимальное смятие происходит между этими шкалами.

Как уже отмечалось, дополнительным важным воздействием турбулентности является локальное растяжение или деформация реакционного слоя, которое создает это пламя. Деформация пламени обычно количественно определяется произведением числа Льюиса,  $Le$  и коэффициента растяжения Карловица,  $K$ . Число Льюиса - это отношение температуропроводности  $\alpha$  к молекулярной диффузии  $D$ ; т.е.  $Le = \alpha/D$ . Карловицкий растяжитель является продуктом турбулентной скорости деформации и времени прохождения  $\tau_L$  для потока через ламинарное пламя:

$$K = \frac{1}{A_L} \frac{dA_L}{dt} \quad \tau_L = \frac{u'}{l_T} \frac{\delta_L}{S_L} , \quad (3.95)$$

где  $A_L$  – площадь ламинарного пламени;

$u'$  – интенсивность турбулентности;

$l_T$  – микромасштабирование Тейлора турбулентности;

$\delta_L$  – толщина ламинарного пламени;

$S_L$  – скорость ламинарного пламени.

Чем выше значение продукта ( $LeK$ ), тем важнее влияние растяжения пламени на скорость ламинарного горения. При достаточно высоких значениях этого продукта пламя можно гасить. В нормальных условиях работы двигателя этот эффект мал ( $Le$  составляет около 1 для стехиометрических смесей, а  $K$  – порядка 0,1). Сухие смеси увеличивают  $Le$  выше единицы, а высокие скорости двигателя увеличивают количество растяжек; при скудном рабочем пределе эти комбинированные эффекты являются вероятной причиной пропусков зажигания, т. е. тушения пламени.

В таблице 15 приведены значения параметров, скоростей и шкалы

длины, которые характеризуют это пламя двигателя при типичных рабочих условиях. Обратите внимание, что  $u'$  и  $S_T$  увеличиваются с увеличением частоты вращения двигателя, что, конечно же, является причиной того, что длительность основной части процесса сгорания двигателя, выраженная в градусах угла поворота коленчатого вала, лишь незначительно увеличивается с частотой вращения двигателя. Шкалы длины турбулентности уменьшаются с увеличением скорости, как и ожидалось от основных отношений турбулентности.

Предсказывать характеристики двигателя следует классифицировать как нульмерные, квазимерные или многомерные, в зависимости от того, как критические процессы, такие как Сгорание, связаны с полем потока цилиндров. Нулевые измерения основаны на уравнениях термодинамики, не связаны с деталями потока. и в первую очередь ценны при анализе аспектов преобразования энергии двигателей внутреннего сгорания.

Таблица 15 – основные значения величин, характеризующие пламя двигателя.

Скорость = 1500 об/мин; стехиометрический состав	
Интенсивность турбулентности, $u'$	2 м/с
Турбулентность Рейнольдсчисл., $Re_T$	300
Число Дамклера, $Da$	20
Фактор растяжения Карловица, $K$	0.2
Интегральная величина, $I_I$	2 мм
МикромасштабТайлора, $I_T$	0.7 мм
Величина Колмогорова, $I_K$	0.03 мм
Величина Гибсона, $I_G$	0.2 мм
Толщина ламинарного пламени, $\delta L$	0.02 мм
Скорость ламинарного пламени, $S_L$	0.5 м/с
Отношение $u'/S_L$	4
Отношение $S_T I S_L$	4



Многомерные модели основаны на решении уравнения Навье–Стокса и непосредственно связаны внутрицилиндровыми процессами с деталями потока в цилиндре. На сегодняшний день эти модели используются больше для развития нашего понимания критических процессов двигателя, чем для прогнозирования рабочих характеристик двигателя. Основной причиной этого исследования является использование многомерных моделей в широком масштабе. Квазиразмерные модели были разработаны для преодоления разрыва между нулевыми и многомерными моделями. Они вводят пространственную зависимость в процессы, такие как Сгорание и теплообмен, явным феноменологическим образом, а не выводя эту пространственную зависимость от решения полного набора уравнений сохранения. Квазиразмерные модели полезны, поскольку они соотносят результаты модели с геометрией камеры сгорания и совокупными параметрами поля потока, а время работы компьютера скромно.

Какие модели сгорания требуют этого моделирования двигателя? Простые эмпирические модели сгорания – это все, что необходимо для моделирования с нулевой размерностью. Квази и многомерное моделирование требует моделей для инициирования, развития и распространения пламени. Все модели сгорания двигателей имеют две различные части: модель структуры пламени и модель скорости пламени.

Модель структуры пламени затем требует значений скорости пламени: ламинарного, турбулентного и переход между ними. Модель скорости пламени обеспечивает эти значения.

### 3.5 Модели структуры пламени.

#### Средние огненные фронтальные модели.

Простейшая модель структуры пламени представляет собой турбулентное пламя. Точнее, этот средний контур является поверхностью, полученной усреднением турбулентных флуктуаций скалярной переменной

$G$ , где  $G_0$  представляет собой реальную поверхность пламени, а  $G < G_0$  определяет несгоревшую смесь, а  $G > G_0$  определяет сгоревшую смесь. Скорость горения массы определяется выражением:

$$\frac{dm_b}{dt} = A_f \rho_u S_f, \quad (3.96)$$

где  $m_b$  – масса сгораемого заряда;

$A_f$  – средняя площадь пламени;

$\rho_u$  – плотность несгоревшей смеси;

$S_f$  – скорость пламени (ламинарная или турбулентная).

В квазимерном моделировании цикла двигателя этот подход к структуре пламени также требует модели геометрии пламени. Предполагается, что предполагается расширение расширяющейся сферической поверхности среднего пламени, центрированной в центре зоны охвата вспышки и разреза, соответственно, стенками камеры сгорания. Часто считается, что центр пламени является местом расположения электродов зазора свечи зажигания. Это игнорирует тот факт, что конвекция ядра пламени локальным потоком объема может быть значительным, а пламя мало. Когда этот тип модели используется для наблюдения за развитием ядра пламени, сначала предполагается предположить сферическое расширение, либо переход к границе эллипсоидального внешнего ядра, либо непрерывная генерация новых ядер пламени для учета конвекции центра ядра и эффекта пламени от электродов свечи зажигания.

Квазимерные модели горения такого типа затем используют массовые и энергетические балансы для открытой термодинамической системы, граница которой совпадает с расширяющимся средним контуром пламени. Передачи энергии для этой системы для ранних этапов развития пламени, когда уравнения сохранения энергии и массы:

$$dU = h_u dm_b + dE_{\delta p} - dQ_{ht} - p dV_b, \quad (3.97)$$

где  $U$  – внутренняя энергия газа в ядре;

$h_u$  – энтальпия газа, входящего в открытую систему;

$dm_b$  – возрастающая сгоревшая масса, которая входит в ядро из-за сгорания;

$dE_{\delta p}$  – коэффициент усиления энергии из-за искрового разряда;

$\delta Q_{ht}$  – теплопередача к стенкам;

$pdV_b$  – перенос работы за счет расширения пламени.

Это, с уравнением баланса массы, приводит к уравнению для скорости изменения средней температуры горения газа  $T_b$ ,

$$\frac{dT_b}{dt} = \frac{(h_u - h)}{c_p \rho_b} \frac{A_f}{V_b} S_f + \frac{(E_{\delta p} - Q_{ht})}{c_p \rho_b V_b} + \frac{1}{c_p \rho_b} \frac{dp}{dt}, \quad (3.98)$$

и выражение для объема сгоревшего газа:

$$\frac{dV_b}{dt} = \frac{\rho_u}{\rho_b} A_f S_f + V_b \left( \frac{1}{T_b} \frac{dT_b}{dt} - \frac{1}{p} \frac{dp}{dt} \right), \quad (3.99)$$

Первоначально скорость пламени  $S_f$  представляет собой скорость ламинарного пламени, соответственно включающую эффекты отложения электрической энергии и потери тепла на температуру ядра пламени, а также кривизну пламени, вызванную деформацией. По мере роста ядра он переходит в турбулентное пламя.

### 3.5.1 Инициирование ядра.

Инициализация этого процесса разработки ядра пламени является особенно сложной проблемой моделирования. Фаза пробоя искрового разряда (в 10–100 наносек) создает узкий канал высокоионизованной плазмы с начальными температурами порядка 60000 К. Затем искрообразующая плазма охлаждается на микросекундную величину времени через теплопроводность к окружающим газам. Тогда химическая энергия смеси, которая была выпущена в ядре, становится значительной. Мали, Шер и др. разработали модели этого полного процесса, которые по существу включают каждый отдельный процесс, по одному в последовательности в

соответствующем временном масштабе, для прогнозирования исходного размера ядра искрообразованного пламени и температуры ядра газа, в основном в зависимости от электрической энергии, отложенной во время фазы воспламенения пробоя. Оказывается, эти параметры инициализации не особенно чувствительны к упрощающим предположениям, поскольку размер искрового ядра для заданной энергии пробоя после того, как он был установлен, изменяется только со временем в течение 1–100 микросекунд.

### 3.5.2 Модели пламени захвата и сгорания.

В этом типе модели структуры пламени процесс сгорания смеси описывается как происходящий в два этапа.

Несгоревшая смесь захватывается турбулентным пламенным хвостом, сгорание внутри хвоста пламени происходит со скоростью, определяемой количеством несгоревшей массы в пламени, разделенной на характерное время горения. Это время горения  $\tau_b$ , основанное на структуре пламени, приравнивается к характерному размеру захваченных вихрей, разделенных  $S_L$ , локальной скоростью ламинарного пламени. Поскольку эта концепция была впервые применена к пламени двигателя Близардом и Кеком, эти так называемые модели увлечения широко использовались в квазимерном моделировании работы двигателя. Эти модели также были расширены и включают в себя больше соответствующей физики.

Процесс горения описывается следующими дифференциальными уравнениями, которые относятся к среднему внешнему контуру пламени:

$$m_e = \rho_u A_f S_f, \quad (3.100)$$

$$m_b = \frac{m_e - m_b}{\tau_b} + \rho_u A_f S_f, \quad (3.101)$$

где

$$\tau_b = \frac{c l_e}{S_L}, \quad (3.102)$$

$m_e$  – полная масса, захватываемая поверхностью оболочки внешнего

пламени;

$m_b$  – общая сгораемая масса;

$\rho_u, \rho_b$  – плотности несгоревших и сгоревших газов соответственно;

$A_f$  – площадь (сферического) фронта пламени, необходимая для захвата

$m_e$ ;

$l_e$  – масштаб длины захваченных вихрей;

$S_f$  – полная скорость пламени;

$S_L$  – скорость ламинарного пламени;

$\tau_b$  – характерное время вихревого выгорания;

$c$  – эмпирическая константа ( $\approx 2,5$ ).

### 3.5.3 Модели слоев пламени.

Альтернативный подход к моделированию пламени, показанный на рис.6, заключается в оценке площади поверхности сморщенного тонкого пламени реакционного слоя  $A_L$ . Затем скорость горения массы определяется:

$$\frac{dm_b}{dt} = \rho_u A_L S_L, \quad (3.103)$$

Таким образом, отношение  $S_f/S_L$  определяется следующим образом:

$$\frac{S_f}{S_l} = \frac{A_L}{A_f}, \quad (3.104)$$

Рассмотрим два подхода, используемых для оценки площади ламинарного пламени или зоны реакции: использование фрактальной геометрической модели для описания поверхности сморщенного пламени и модель когерентного пламени, которая рассчитывает площадь слоя пламени на единицу объема.

Фрактальная модель предполагает самоподобность между шкалами разного размера, что приводит к степенному масштабированию между измеренным размером и шкалой измерений. При применении к турбулентным пламенем физически налагаются самые маленькие и самые большие масштабы. Как величины Колмогорова, так и Гибсона были

предложены как наименьший масштаб или внутреннее отрезание, как обсуждалось в предыдущем разделе. Наружный срез обычно принимается как интегральный масштаб турбулентности.

$$\frac{S_f}{S_L} = \frac{A_L}{A_f} = \left(\frac{l_k}{l_l}\right)^{2-D} \text{ or } = \left(\frac{l_G}{l_l}\right)^{2-D}, \quad (3.105)$$

Для использования этой модели требуется уравнение для фрактальной размерности,  $D$  и выражений для внутреннего и внешнего среза. Также должна быть описана скорость ламинарного пламени, включая влияние растяжения пламени, если это важно. Сантавика и др. предлагают соотношение:

$$D = \frac{2.0S_L}{u'+S_L} + \frac{2.35u'}{u'+S_L}, \quad (3.106)$$

для фрактальной размерности, основанной на данных, которые показали, что  $D$  увеличивается от 2- для ламинарного пламени до 2,35 для сильно турбулентных пламени.

Были опробованы различные предположения о наименьших и самых больших величинах длины для использования этих двигателей с фрактальной моделью. Наилучшее согласие с экспериментальными данными было получено с помощью  $l_{\max} / l_{\min}$  представлено в виде  $l_l / l_k$ . Стандартно-турбулентные отношения оценивают эти величины длины. Одобряя результаты с точки зрения предсказания давления в цилиндре, в диапазоне скоростей двигателя, результаты были получены. Инициализация пламени по-прежнему нуждается в дополнительном физическом основании. Было обнаружено что турбулентность затухания в пограничном слое должна быть включена для моделирования скорости снижения скорости горения, когда пламя приближается к стенке.

Подход пламенного слоя, используемый в многомерных или вычислительных флюидно-динамических кодах двигателя, когерентная модель слоя пламени, основана на вычислении поверхности реакции. Затем модель пламенного слоя описывает, как плотность поверхности пламени –

площадь слоя на единицу объема,  $L$ , эволюционирует со временем в турбулентной пламенной щетке. Эта плотность поверхности пламени инициируется искровым зажиганием, поддерживаемым турбулентным напряжением, конвектированным движением объемного газа и либо потребляемым ламинарным распространением пламени, либо гасясь чрезмерным напряжением. Следующее описание этой модели когерентного пламенного слоя представлено Чэном и Дирингером.

Поскольку пламя является «активной» поверхностью, его эволюция моделируется, предполагая, что скорость генерации пламени пропорциональна локальной средней величине скорости деформации  $e$  (с постоянной пропорциональностью  $\alpha$  порядка 1-10):

$$\frac{D\Sigma}{Dt} = \alpha e \Sigma, \quad (3.107)$$

Средняя скорость деформации  $e$  может быть рассчитана по модели турбулентности.

Когда скорость деформации превышает критическое значение  $e_s$ , поверхность пламени может быть локально гашена чрезмерным напряжением. Скорость разрушения поверхности пламени будет пропорциональна величине избыточного напряжения, т. е.

$$\frac{D\Sigma}{Dt} = \begin{cases} -\gamma e - e_s \Sigma & \text{for } e > e_s \\ 0 & \text{for } e < e_s \end{cases}, \quad (3.108)$$

где  $\gamma$  – постоянная пропорциональности.

Процесс сгорания протекает при ламинарном расходе смеси пламенем. Если  $Y_1$  – местная несгоревшая массовая доля смеси и  $\rho$  – плотность заряда, скорость горения определяется выражением:

$$\frac{D\rho Y_1}{Dt} = -\rho_u S_L \Sigma, \quad (3.109)$$

Разрушение плотности слоя пламени путем сгорания:

$$\frac{D\Sigma}{Dt} = -\frac{\beta\Sigma}{\tau_b} = -\frac{\beta\rho_u S_L \Sigma^2}{\rho Y_1}, \quad (3.110)$$

Пламенный слой транспортируется конвекцией, которая может быть разложена на два компонента, объемную конвекцию и турбулентную диффузию. Последний может быть смоделирован с турбулентной диффузией  $D_\Sigma$ :

$$D_\Sigma = \frac{c_\Sigma k^2}{\rho \varepsilon}, \quad (3.111)$$

где  $k$  – турбулентная кинетическая энергия;

$\varepsilon$  – её скорость диссипации.

Эволюция плотности пламени  $\Sigma$  затем задается следующими уравнениями:

$$\frac{\delta\Sigma}{\delta t} + \nabla \cdot u\Sigma = \frac{1}{\rho} \nabla \cdot \rho D_\Sigma \nabla \Sigma + s\Sigma - \frac{\beta\rho_u S_L \Sigma^2}{\rho Y_1}, \quad (3.112)$$

где:

$$s = \begin{cases} +\alpha e & \text{for } e < e_s \\ -\gamma e - e_s & \text{for } e > e_s \end{cases}, \quad (3.113)$$

### 3.5.4 Краткое описание модели пламени.

В этом разделе обобщены основные типы моделей структуры пламени, используемых для анализа сгорания двигателя с искровым зажиганием. Конечно, существуют варианты из рассмотренных выше моделей. Например, для многомерных кодов были разработаны модели турбулентного горения, которые используют функции вероятности плотности (ФВП) для описания распределения сгоревшего и несгоревшего газа в пламени. Физическая основа этого подхода заключается в том, что турбулентный хвост для пламени состоит из областей или очагов полностью сгоревшего газа, или очагов полностью несгоревшего газа, разделенных тонким реакционным слоем.

Таким образом, подход ФВП имеет сходство с областью слоя пламени



на единицу объема, уже описанной. Несколько удивительно, что большинство рассмотренных выше моделей структуры пламени использовались как в квазимерном, так и в многомерном/вычислительном моделировании динамических двигателей.

### 3.6 Модели скорости пламени.

#### Модели скорости ламинарного пламени.

Начальный рост ядра пламени является ламинарным. Наиболее часто используемыми соотношениями для скорости адиабатического ламинарного пламени являются те, которые получены из измерений для сферического горения болона Метгальчи, Кек и Рходес. Они имеют форму:

$$S_L = S_{L,0} (T_u/T_0)^{\alpha} (P/P_0)^{\beta}, \quad (3.114)$$

где  $S_{L,0}$ ,  $\alpha$  и  $\beta$ , являются константами для данного коэффициента эквивалентности топлива и топлива/воздуха. Эти корреляции основаны на данных, полученных с использованием практического топлива – пропана, индолена и метанола; данные были получены при температурах несгоревшей смеси и давлениях, связанных с двигателями с искровым зажиганием.

Важным фактором корреляции скорости ламинарного пламени является фракция сжигаемого газа в несгоревшей смеси – остаточный газ плюс любой рециркулированный выхлоп.

$$S_L x_b = S_{L,0} x_b = 0 \quad 1 - 2.06x_b^{0.77}, \quad (3.115)$$

где  $x_b$  – мольная доля сжигаемого газового разбавителя.

Однако развивающееся ядро пламени не является адиабатическим; также, когда он мал ( $\leq 2$  мм), эффекты кривизны пламени могут быть значительными. Для неадиабатического пламени температура сжигаемого газа больше не является функцией функции несгоревшего состава и состояния. Скорость ламинарного пламени зависит от градиента температуры по пламени. Таким образом, модели неадиабатической

ламинарной скорости пламени должны либо непосредственно включать фактическую температуру сжигаемого газа, либо передачу энергии (искровую энергию и потерю тепла), которые делают пламя неадиабатическим. Писчингер и Хейвуд обнаружили, что при заданном состоянии несгоревшей смеси до сгорания скорость ламинарного пламени линейно изменяется с температурой ожогового газа, как:

$$S_L = \frac{S_{L,ad} T_f - T_q}{T_{ad} - T_q}, \quad (3.116)$$

где  $T_f$  – температура ядра пламени;

$T_{ad}$  – температура адиабатического пламени;

$T_q$  – «температура тушения» (т. е. температура, при которой скорость горения становится равной нулю).

Было найдено, что  $T_q$  составляет около 1600 К для нормальных температур сжатия двигателя. Альтернативная формулировка Боулоухос и др. связывает разницу между неадиабатической и адиабатической скоростью ламинарного пламени до чистого энергетического осаждения (электрическая энергия в ядро минус потери тепла), деленная на теплоту реакции. Кривизна пламени для малого сферического пламени может замедлить скорость горения. Маркштейн предложил линейную зависимость скорости ламинарного пламени от растяжения пламени:

$$S_{L,s} = S_{L,ad} - Ma \delta_L k_s, \quad (3.117)$$

### 3.7 Модели турбулентного пламени.

Существует большое количество турбулентных моделей скорости пламени. Здесь мы фокусируемся на моделях, которые использовались при моделировании сгорания двигателей с искровым зажиганием. Модели скорости турбулентного горения вида:

$$\frac{S_T}{S_L} = 1 + c \frac{u'}{S_L}, \quad (3.118)$$

где  $c$  – константа или включает ограниченное число параметров масштабирования, оказались на удивление полезными. Модели увлечения и сгорания часто используют этот тип отношений для скорости фронта пламени; например,  $r_{ef}$ :

$$\frac{S_f}{S_L} = 1 + C \left( \frac{\rho_u}{\rho_b} \right)^{\frac{1}{2}} \frac{u'}{S_L} \left( 1 - e^{-\frac{r_f}{r_c}} \right) \quad (3.119)$$

где  $r_f$  – радиус пламени,  $r_c$  имеет порядок интегрального масштаба турбулентности  $l_i$ ;

$C$  – коэффициент порядка 1.

Модели скорости пламени часто коррелируют с экспериментальными данными скорости пламени с физически основанными безразмерными соотношениями масштабирования. Хорошим примером такого подхода являются работы Брэдли, Шеппарда и коллег из Университета Лидса. Скорость турбулентного горения, скорость, с которой средний контур пламени распространяется в несгоревший газ, выражается как отношение скорости пламени  $S_T/S_L$ . коррелирует с нормированной интенсивностью турбулентности  $u'/S_L$  и произведением коэффициента растяжения Карловица  $K$  и числа Льюиса  $Le$ . Чтобы включить переход от ламинарного к турбулентному пламени, эта группа разработала концепцию «эффективной» интенсивности турбулентности  $u'_k$ .

Нормированная спектральная плотность мощности турбулентности интегрируется по частоте вплоть до обратной величины времени, прошедшего с того времени зажигания, чтобы получить эту эффективную интенсивность турбулентности. Полученное таким образом отношение  $u'_k/u'$  затем определяет, как турбулентное развивающееся пламя находится на графике скорости пламени. Это аналогично понятию, что только масштабы турбулентности значительно меньше размеров пламени могут сминать пламя.

Хервег и Мали разработали модель скорости пламени, которая

пытается включить основную физику в развивающееся турбулентное пламя двигателя. Модель включает в себя следующие этапы эволюции пламени:

- искровое зажигание и инициирование ядра пламени;
- прохождение через минимум скорости пламени (начальный ускоряющий эффект энергии электрического разряда уменьшается до полного ощущения ускоряющего эффекта турбулентности);
- увеличение морщин фронта пламени, когда пламя становится турбулентным;
- полностью развитое турбулентное распространение пламени.

Это, как было предложено, комбинированная структура пламени и модель скорости пламени, модель пламенной структуры представляет собой среднюю модель контура пламени. Благодаря обширному анализу важных физических процессов следующее выражение для отношения скорости пламени  $S_f/S_L$  получается:

Сглаженные измерения  $S_T/S_L$  нанесены на график относительно  $u'_k/S_L$  при разных скоростях растяжения. Сплошные линии - это линии постоянного коэффициента растяжения Карловица, умноженного на число Льюиса,  $KLe$ .

$$\frac{S_f}{S_L} = I_0 + I_0^{1/2} \frac{[\overline{U^2 + u'^2}]^{\frac{1}{2}}}{[\overline{U^2 + u'^2}]^{\frac{1}{2}} + S_L}, \quad (3.120)$$

I: деформация;

II: эффективный коэффициент турбулентности:

$$\left(1 - \exp - \frac{r_f}{l_1}\right)^{\frac{1}{2}}, \quad (3.121)$$

III: масштаб интегральной длины по размеру:

$$\left[1 - \exp - \frac{t}{\tau_0}\right]^{\frac{1}{2}} (u'/S_L)^{5/6} \quad (3.122)$$

IV: интегральная шкала времени;

V: полностью разработанное;

где  $I_0$  – эффект деформации на скорость ламинарного горения;

$\bar{U}$  – средняя скорость потока;

$r_f$  – радиус пламени;

$l_1$  – интегральный масштаб турбулентности;

$t$  – время после начала искры;

$\tau_0$  – характерный временной интервал по которым большие масштабы потока влияют на горения, заданные  $l_1/[(\bar{U}^2 + u'^2)^{\frac{1}{2}} + S_L]$ .

Соответствующие физические процессы включаются следующим образом: неадиабатические эффекты входят через  $S_L$ ;

– эффекты пламенной деформации представлены терминами I (кривизна пламени) и II (турбулентное смятие реакционного слоя);

– рост пламени за счет перехода ламинарного и турбулентного пламени на термины III и IV;

– полностью разработанный эффект турбулентности по сроку V.

Эта модель была применена к развивающемуся ядру пламени в специальных прозрачных двигателях с большим успехом: пример результатов будет показан в следующем разделе.

### 3.8 Примеры использования модели сгорания двигателя.

Теперь будут приведены четыре различных примера использования модели, чтобы проиллюстрировать как потенциал этих различных типов моделей сгорания, так и зоны сгорания двигателей, где они могут предоставить ценные новые идеи. Выбраны следующие темы: разработка ядра пламени, возможность закалки пламени из-за турбулентного деформирования, причины изменчивости горения по циклу и взаимодействия потоков и пламени.

#### 3.8.1 Развитие ядра пламени.

Гервег и Мали применили свою комбинированную структуру пламени (средний контур пламени или фронт) и модель скорости пламени (ламинарный, переходный и турбулентный) к разработке данных о пламени ядра, полученных из хорошо охарактеризованных экспериментов в

специальном прозрачном двигателе. Размер пламени определяли по шпирен фотографии. Свойства поля потока были определены с помощью измерений лазерной доплеровской velocиметрии и детального трехмерного моделирования.

### 3.8.2 Напряжение турбулентного пламени.

Недавнее применение модели скорости пламени Университета Лида к процессу сгорания двигателя с искровым зажиганием дает полезное представление о том, как деформация ламинарного пламени из-за морщин турбулентностью влияет на распространение пламени. В этом исследовании подчеркивается, где в процессе развития пламени и распространения пламя наиболее восприимчиво к оглушению этим напряжением. Используемая модель сгорания двигателя состояла из модели увлечения и выгорания пламени в сочетании с моделью скорости пламени.

### 3.8.3 Изменения сгорания по циклам.

Недавнее интересное применение относительно полной модели увлечения и сгорания в рамках квазимерного моделирования цикла двигателя объясняет причины изменений цикла сгорания. Предыдущие экспериментальные исследования выявили несколько физических переменных, которые влияют на процесс горения как существенные факторы, способствующие этой изменчивости. Однако их относительное значение неизвестно. Путем систематического введения случайных изменений в входы модели сгорания, которые управляют этими параметрами, можно определить набор распределений этих параметров, необходимых для соответствия наблюдаемой статистике горения.

Экспериментальные вариации критических параметров горения  $0 - 2\%$ ,  $0 - 10\%$ ,  $0 - 90\%$ , углы сгорания фракции, составляющие  $10 - 90\%$ , максимальное давление цилиндра  $p_{\max}$  и его кривошипный угол заполнения  $\theta_{p_{\max}}$  и СЭИД (среднее эффективное индикаторное давление) показаны на рис. 16, при рабочем состоянии двигателя с малой нагрузкой. При этой нагрузке (СЭИД = 1,7 бар) изменчивость горения существенная. Параметры,

которые варьировались в модели сгорания, были следующими:

– расстояние, которое центр ядра пламени перемещается от свечи зажигания, в то время как он достаточно мал, чтобы быть конвектированным потоком; это влияет на величину площади оболочки пламени, когда пламя растёт и взаимодействует со стенками камеры сгорания.

– относительная величина интенсивности турбулентности за счет вариаций коэффициента  $C$  в уравнении; это влияет на скорость турбулентного пламени.

– размер вихря, в который встроено искрообразующее ядро пламени, выполненное путем изменения  $r_c$  в уравнении; это влияет на временные рамки перехода от начального ламинарного к возможному турбулентному пламени.

#### 3.8.4 Поток пламени.

Понимание взаимодействия между полем потока в цилиндре и процессом сгорания двигателя особенно важно для разработки оптимальной системы сгорания. На сегодняшний день большая часть этой разработки системы выполняется эмпирически, поскольку соответствующие инструменты моделирования еще недоступны. Следующие результаты многомерного анализа процесса сгорания двигателя искрового зажигания иллюстрируют, как модели пламени могут использоваться для изучения этого взаимодействия потока/пламени.

Используемая модель структуры пламени представляет собой модель когерентного пламени, в которой эволюция площади слоя пламени на единицу объема описывается формулами; модель скорости ламинарного пламени, которая требует такого подхода, была рассчитана по методу Кека и др.

Геометрия анализируемого двигателя - носовая камера сгорания с поршнем и успех предсказания скорости горения модели. Разработка профиля измеренного давления в цилиндре и сгорание массовой фракции, определенный из него, хорошо согласуются с предсказаниями.

## ГЛАВА 4. ЭКОЛОГИЧЕСКО–ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

4.1 Расчет выбросов загрязняющих веществ от эксплуатации 1 автомобиля ВАЗ–2190.

Расчет выбросов 1 автомобиля ВАЗ–2190. Хранение автомобиля происходит на автостоянке круглый год.

Расчет:

1 Выбросы 1–го вещества автомобилем при выезде с автостоянки  $M_1$  и возврате  $M_2$ :

$$M_1 = m_{\text{пр}} \cdot t_{\text{пр}} \cdot m_L \cdot L_1 + m_{\text{хх}} \cdot t_{\text{хх1}} \quad (4.1)$$

$$M_2 = m_L \cdot L_2 + m_{\text{хх}} \cdot t_{\text{хх2}} \quad (4.2)$$

где  $m_{\text{пр}}$ – удельный выброс 1–го вещества при прогреве двигателя автомобиля, г/мин;

$m_L$ – выброс 1–го вещества при движении со  $v = 10 - 20$  км/ч;

$m_{\text{хх}}$  – удельный выброс  $i$ -го вещества при работе двигателя на хх., г/мин;

$t_{\text{пр}}$  –  $t$  прогрева двигателя, мин;

$L_1, L_2$  – пробег автомобиля по территории стоянки, км;

$t_{\text{хх1}}, t_{\text{хх2}}$  –  $t$  работы двигателя на хх. при выезде с автостоянки и при возвращении на нее, мин.

Период с положительными температурами:

– выбросы СО (оксида углерода):



Значения:  $m_{\text{прСО}} = 14,5$  г/мин;  $t_{\text{пр}} = 4$  мин;  $m_{\text{ЛСО}} = 29,7$  г/км;  $m_{\text{ххСО}} = 10,2$  г/мин;  $t_{\text{хх1}} = t_{\text{хх2}} = 1$  мин;  $L_1 = 24$  м;  $L_2 = 22$  м.

$$m_{\text{прСО}} = 15 \frac{\text{Г}}{\text{МИН}}; t_{\text{пр}} = 4 \text{ МИН}; m_{\text{ЛСО}} = 29,7 \frac{\text{Г}}{\text{КМ}}; m_{\text{ххСО}} = 10,2 \text{ Г/МИН}; t_{\text{хх1}} = t_{\text{хх2}} = 1 \text{ МИН}; L_1 = 24 \text{ М}; L_2 = 22 \text{ М}$$

Тогда:

$$\begin{aligned} M_{1\text{CO}} &= 15,0 \cdot 4 + 29,7 \cdot 0,024 + 10,2 \cdot 1 = 70,9128 \text{ з.} \\ M_{2\text{CO}} &= 29,7 \cdot 0,022 + 10,2 \cdot 1 = 10,8534 \text{ з.} \end{aligned} \quad (4.3)$$

– выбросы углеводородов (СН):

Значения:  $m_{\text{прСН}} = 1,5$  г/мин;  $t_{\text{пр}} = 4$  мин;  $m_{\text{ЛСН}} = 5,5$  г/км;  $m_{\text{ххСН}} = 1,7$  г/мин;  $t_{\text{хх1}} = t_{\text{хх2}} = 1$  мин;  $L_1 = 24$  м;  $L_2 = 22$  м.

Тогда:

$$\begin{aligned} M_{1\text{СН}} &= 1,5 \cdot 4 + 5,5 \cdot 0,024 + 1,7 \cdot 1 = 7,832 \text{ з.} \\ M_{2\text{СН}} &= 5,5 \cdot 0,022 + 1,7 \cdot 1 = 1,832 \text{ з.} \end{aligned} \quad (4.4)$$

– выбросы оксида азота (NO<sub>x</sub>):

Значения:  $m_{\text{прNO}_x} = 0,20 \frac{\text{Г}}{\text{МИН}}; t_{\text{пр}} = 4$  мин;  $m_{\text{ЛNO}_x} = 0,8 \frac{\text{Г}}{\text{КМ}}; m_{\text{ххNO}_x} = 0,20 \frac{\text{Г}}{\text{МИН}}; t_{\text{хх1}} = t_{\text{хх2}} = 1$  мин;  $L_1 = 24$  м;  $L_2 = 22$  м.

Тогда:

$$\begin{aligned} M_{1\text{NO}_x} &= 0,2 \cdot 4 + 0,8 \cdot 0,024 + 0,2 \cdot 1 = 1,0192 \text{ з.} \\ M_{2\text{NO}_x} &= 0,8 \cdot 0,022 + 0,2 \cdot 1 = 0,2176 \text{ з.} \end{aligned} \quad (4.5)$$

– выбросы диоксида серы (SO<sub>2</sub>):

Значения:  $m_{\text{прSO}_2} = 0,020$  г/мин;  $t_{\text{пр}} = 4$  мин;  $m_{\text{ЛSO}_2} = 0,15$  г/км;  $m_{\text{ххSO}_2} = 0,020$  г/мин;  $t_{\text{хх1}} = t_{\text{хх2}} = 1$  мин;  $L_1 = 24$  м;  $L_2 = 22$  м.

Тогда:

$$\begin{aligned} M_{1\text{SO}_2} &= 0,020 \cdot 4 + 0,15 \cdot 0,024 + 0,02 \cdot 1 = 0,1036 \text{ з.} \\ M_{2\text{SO}_2} &= 0,15 \cdot 0,022 + 0,02 \cdot 1 = 0,0233 \text{ з.} \end{aligned} \quad (4.6)$$

– выбросы сажи (С):

Значения:  $m_{\text{прС}} = 0,03$  г/мин;  $t_{\text{пр}} = 4$  мин;  $m_{\text{ЛС}} = 0,25$  г/км;  $m_{\text{ххС}} = 0,03$  г/мин;  $t_{\text{хх1}} = t_{\text{хх2}} = 1$  мин;  $L_1 = 24$  м;  $L_2 = 22$  м.

Тогда:

$$M_{1C} = 0,03 \cdot 4 + 0,25 \cdot 0,024 + 0,03 \cdot 1 = 0,156 \text{ г. (4.7)}$$

$$M_{2C} = 0,25 \cdot 0,022 + 0,03 \cdot 1 = 0,03558 \text{ г. (4.8)}$$

Период с отрицательными температурами:

– выбросы оксида углерода (CO):

Значения:  $m_{\text{прCO}} = 28,1 \text{ г/мин}$ ;  $t_{\text{пр}} = 12 \text{ мин}$ ;  $m_{\text{LCO}} = 37,3 \text{ г/км}$ ;  $m_{\text{ххCO}} = 10,2 \text{ г/мин}$ ;  $t_{\text{хх1}} = t_{\text{хх2}} = 1 \text{ мин}$ ;  $L_1 = 24 \text{ м}$ ;  $L_2 = 22 \text{ м}$ .

Тогда:

$$\begin{aligned} M_{1CO} &= 28,1 \cdot 12 + 37,3 \cdot 0,024 + 10,2 \cdot 1 = 348,32. \\ M_{2CO} &= 37,3 \cdot 0,022 + 10,2 \cdot 1 = 11,02062. \end{aligned} \quad (4.9)$$

– выбросы углеводородов (CH):

Значения:  $m_{\text{прCH}} = 3,8 \text{ г/мин}$ ;  $t_{\text{пр}} = 12 \text{ мин}$ ;  $m_{\text{LCH}} = 6,9 \text{ г/км}$ ;  $m_{\text{ххCH}} = 1,7 \text{ г/мин}$ ;  $t_{\text{хх1}} = t_{\text{хх2}} = 1 \text{ мин}$ ;  $L_1 = 24 \text{ м}$ ;  $L_2 = 22 \text{ м}$ .

Тогда:

$$\begin{aligned} M_{1CH} &= 3,8 \cdot 12 + 6,9 \cdot 0,024 + 1,7 \cdot 1 = 47,472. \\ M_{2CH} &= 6,9 \cdot 0,022 + 1,7 \cdot 1 = 1,85182. \end{aligned} \quad (4.10)$$

– выбросы оксида азота (NO<sub>x</sub>):

Значения:  $m_{\text{прNO}_x} = 0,30 \text{ г/мин}$ ;  $t_{\text{пр}} = 12 \text{ мин}$ ;  $m_{\text{LNO}_x} = 0,8 \text{ г/км}$ ;  $m_{\text{ххNO}_x} = 0,20 \text{ г/мин}$ ;  $t_{\text{хх1}} = t_{\text{хх2}} = 1 \text{ мин}$ ;  $L_1 = 24 \text{ м}$ ;  $L_2 = 22 \text{ м}$ .

Тогда:

$$\begin{aligned} M_{1NO_x} &= 0,30 \cdot 12 + 0,8 \cdot 0,024 + 0,2 \cdot 1 = 3,822. \\ M_{2NO_x} &= 0,8 \cdot 0,022 + 0,2 \cdot 1 = 0,21762. \end{aligned} \quad (4.11)$$

– выбросы диоксида серы (SO<sub>2</sub>):

Значения:  $m_{\text{прSO}_2} = 0,025 \text{ г/мин}$ ;  $t_{\text{пр}} = 12 \text{ мин}$ ;  $m_{\text{LSO}_2} = 0,19 \text{ г/км}$ ;  $m_{\text{ххSO}_2} = 0,020 \text{ г/мин}$ ;  $t_{\text{хх1}} = t_{\text{хх2}} = 1 \text{ мин}$ ;  $L_1 = 24 \text{ м}$ ;  $L_2 = 22 \text{ м}$ .

Тогда:

$$\begin{aligned} M_{1SO_2} &= 0,025 \cdot 12 + 0,19 \cdot 0,024 + 0,02 \cdot 1 = 0,3252. \\ M_{2SO_2} &= 0,19 \cdot 0,022 + 0,02 \cdot 1 = 0,02422. \end{aligned} \quad (4.12)$$

– выбросы сажи (C):

Значения:  $m_{\text{прC}} = 0,12 \text{ г/мин}$ ;  $t_{\text{пр}} = 12 \text{ мин}$ ;  $m_{\text{LC}} = 0,35 \text{ г/км}$ ;  $m_{\text{ххC}} = 0,35 \text{ г/мин}$ ;  $t_{\text{хх1}} = t_{\text{хх2}} = 1 \text{ мин}$ ;  $L_1 = 24 \text{ м}$ ;  $L_2 = 22 \text{ м}$ .

Тогда:

$$M_{1C} = 0,12 \cdot 12 + 0,35 \cdot 0,024 + 0,03 \cdot 1 = 1,4784 \text{ г.} \quad (4.13)$$

$$M_{2C} = 0,35 \cdot 0,022 + 0,03 \cdot 1 = 0,0377 \text{ г.} \quad (4.14)$$

Переходный период:

Значения выбросов CO, CH, C, SO<sub>2</sub>, NO<sub>x</sub> в переходный период умножаются на коэффициент 0,9 от значений периода с отрицательными температурами при расчете удельных выбросов загрязняющих веществ при прогреве ДВС и выбросов при пробеге загрязняющих веществ.

– выбросы оксида углерода (CO):

Значения:  $m_{\text{прCO}} = 25,29$  г/мин;  $t_{\text{пр}} = 6$  мин;  $m_{\text{LCO}} = 33,57$  г/км;  $m_{\text{ххCO}} = 9,18$  г/мин;  $t_{\text{хх1}} = t_{\text{хх2}} = 1$  мин;  $L_1 = 24$  м;  $L_2 = 22$  м.

Тогда:

$$M_{1CO} = 25,29 \cdot 6 + 33,57 \cdot 0,024 + 9,18 \cdot 1 = 161,7256 \text{ г.} \quad (4.15)$$

$$M_{2CO} = 33,57 \cdot 0,022 + 9,18 \cdot 1 = 9,9185 \text{ г.}$$

– выбросы углеводородов (CH):

Значения:  $m_{\text{прCH}} = 3,42$  г/мин;  $t_{\text{пр}} = 6$  мин;  $m_{\text{LCH}} = 6,21$  г/км;  $m_{\text{ххCH}} = 1,53$  г/мин;  $t_{\text{хх1}} = t_{\text{хх2}} = 1$  мин;  $L_1 = 24$  м;  $L_2 = 22$  м.

Тогда:

$$M_{1CH} = 3,42 \cdot 6 + 6,21 \cdot 0,024 + 1,53 \cdot 1 = 22,1990 \text{ г.} \quad (4.16)$$

$$M_{2CH} = 6,21 \cdot 0,022 + 1,53 \cdot 1 = 1,6667 \text{ г.}$$

– выбросы оксида азота (NO<sub>x</sub>):

Значения:  $m_{\text{прNO}_x} = 0,30$  г/мин;  $t_{\text{пр}} = 6$  мин;  $m_{\text{LNO}_x} = 0,8$  г/км;  $m_{\text{ххNO}_x} = 0,20$  г/мин;  $t_{\text{хх1}} = t_{\text{хх2}} = 1$  мин;  $L_1 = 24$  м;  $L_2 = 22$  м.

Тогда:

$$M_{1NO_x} = 0,3 \cdot 6 + 0,80 \cdot 0,024 + 0,20 \cdot 1 = 2,0192 \text{ г.} \quad (4.17)$$

$$M_{2NO_x} = 0,8 \cdot 0,022 + 0,2 \cdot 1 = 0,2176 \text{ г.}$$

– выбросы диоксида серы (SO<sub>2</sub>):

Значения:  $m_{\text{прSO}_2} = 0,0225$  г/мин;  $t_{\text{пр}} = 6$  мин;  $m_{\text{LSO}_2} = 0,171$  г/км;  $m_{\text{ххSO}_2} = 0,018$  г/мин;  $t_{\text{хх1}} = t_{\text{хх2}} = 1$  мин;  $L_1 = 24$  м;  $L_2 = 22$  м.

Тогда:

$$\begin{aligned}M_{1SO_2} &= 0,0225 \cdot 6 + 0,171 \cdot 0,024 + 0,018 \cdot 1 = 0,1571 \text{г.} \\M_{2SO_2} &= 0,171 \cdot 0,022 + 0,018 \cdot 1 = 0,0218 \text{г.}\end{aligned}\quad (4.18)$$

– выбросы сажи (С):

Значения:  $m_{\text{прС}} = 0,108$  г/мин;  $t_{\text{пр}} = 6$  мин;  $m_{\text{LC}} = 0,315$  г/км;  $m_{\text{ххС}} = 0,30$  г/мин;  $t_{\text{хх1}} = t_{\text{хх2}} = 1$  мин;  $L_1 = 24$  м;  $L_2 = 22$  м.

Тогда:

$$M_{1C} = 0,108 \cdot 6 + 0,315 \cdot 0,024 + 0,03 \cdot 1 = 0,68556 \text{г.} \quad (4.19)$$

$$M_{2C} = 0,315 \cdot 0,022 + 0,03 \cdot 1 = 0,03693 \text{ г.} \quad (4.20)$$

2 Валовый выброс 1-го вещества автомобилями рассчитывается отдельно для каждого периода года по формуле:

$$M_j^i = \sum_{k=1}^k \alpha_B \cdot (M_{1ik} + M_{2ik}) N_k \cdot D_p \cdot 10^{-6}, \quad (4.21)$$

где  $\alpha_B$  – коэффициент выпуска (выезда);

$N_k$  – количество автомобилей на территории стоянки за расчетный период;

$D_p$  – количество дней работы в расчетном периоде (холодном, теплом, переходном);

$j$  – период года;

для периода с отрицательными температурами расчет  $M$  выполняется для каждого месяца.

$$\alpha_B = \frac{N_{KB}}{N_K}; \quad (4.22)$$

где  $N_{KB}$  – среднее кол-во автомобилей.

Принимаем, что автомобиль выезжает 7 дней в неделю без длительных простоев. Тогда  $\alpha_B = 1$ .

– валовые выбросы оксида углерода (СО):

$$M_T^{CO} = 1 \cdot 70,913 + 10,853 \cdot 1 \cdot 100 \cdot 10^{-6} = 0,0082 \text{ т/год} \quad (4.23)$$

$$M_X^{CO} = 1 \cdot 348,3 + 11,021 \cdot 1 \cdot 75 \cdot 10^{-6} = 0,0269 \text{ т/год} \quad (4.24)$$

$$M_{II}^{CO} = 1 \cdot 161,725 + 9,918 \cdot 1 \cdot 80 \cdot 10^{-6} = 0,0137 \text{ т/год} \quad (4.25)$$

– валовые выбросы углеводородов (CH):

$$M_T^{CH} = 1 \cdot 7,832 + 1,832 \cdot 1 \cdot 100 \cdot 10^{-6} = 0,0009 \text{ т/год} \quad (4.26)$$

$$M_X^{CH} = 1 \cdot 47,471 + 1,852 \cdot 1 \cdot 75 \cdot 10^{-6} = 0,0037 \text{ т/год} \quad (4.27)$$

$$M_{II}^{CH} = 1 \cdot 22,199 + 1,666 \cdot 1 \cdot 80 \cdot 10^{-6} = 0,0019 \text{ т/год} \quad (4.28)$$

– валовые выбросы оксида азота (NO<sub>x</sub>):

$$M_T^{NO_x} = 1 \cdot 1,019 + 0,217 \cdot 1 \cdot 100 \cdot 10^{-6} = 0,00012 \text{ т/год} \quad (4.29)$$

$$M_X^{NO_x} = 1 \cdot 3,821 + 0,217 \cdot 1 \cdot 75 \cdot 10^{-6} = 0,0003 \text{ т/год} \quad (4.30)$$

$$M_{II}^{NO_x} = 1 \cdot 2,019 + 0,217 \cdot 1 \cdot 80 \cdot 10^{-6} = 0,00017 \text{ т/год} \quad (4.31)$$

– валовые выбросы диоксида серы (SO<sub>2</sub>):

$$M_T^{SO_2} = 1 \cdot 0,103 + 0,023 \cdot 1 \cdot 100 \cdot 10^{-6} = 0,00001 \text{ т/год} \quad (4.32)$$

$$M_X^{SO_2} = 1 \cdot 0,325 + 0,024 \cdot 1 \cdot 75 \cdot 10^{-6} = 0,00002 \text{ т/год} \quad (4.33)$$

$$M_{II}^{SO_2} = 1 \cdot 0,157 + 0,022 \cdot 1 \cdot 80 \cdot 10^{-6} = 0,00001 \text{ т/год} \quad (4.34)$$

M<sub>i</sub> валовые выбросы суммируются:

$$M_i = M_i^T + M_i^X + M_i^{II}, \quad (4.35)$$

– общий валовой выброс оксида углерода:

$$M_{CO} = 0,0082 + 0,0269 + 0,0137 = 0,0488 \text{ т/год} \quad (4.36)$$

– общий валовой выброс углеводородов:

$$M_{CO} = 0,0009 + 0,0037 + 0,0019 = 0,0065 \text{ т/год} \quad (4.37)$$

– общий валовой выброс оксида азота:

$$M_{NO_x} = 0,00012 + 0,0003 + 0,00017 = 0,00059 \text{ т/год} \quad (4.38)$$

– общий выбросы диоксида серы:

$$M_{SO_2} = 0,00001 + 0,00002 + 0,00001 = 0,00004 \text{ т/год} \quad (4.39)$$

3Выброс *i* – го вещества *G<sub>i</sub>* для каждого месяца рассчитывается:

$$G_i = \frac{\sum_{k=1}^k (m_{npik} t_{np} + m_{Lik} L_i + m_{xxik} t_{xx1}) N_k^i}{3600}, \quad (4.40)$$

где *N<sub>k</sub><sup>i</sup>* – кол-во автомобилей.

– разовый максимальный выброс оксида углерода:

$$G_{CO} = \frac{348,3 \cdot 1}{3600} = 0,096 \text{ г/с} (4.41)$$

– разовый максимальный выброс углеводородов:

$$G_{CO} = \frac{47,471 \cdot 1}{3600} = 0,013 \text{ г/с} (4.42)$$

– разовый максимальный выброс оксида азота:

$$G_{CO} = \frac{3,821 \cdot 1}{3600} = 0,001 \text{ г/с} (4.43)$$

– разовый максимальный выброс оксида серы:

$$G_{CO} = \frac{0,325 \cdot 1}{3600} = 0,0001 \text{ г/с} (4.44)$$

– разовый максимальный выброс сажи:

$$G_{CO} = \frac{1,478 \cdot 1}{3600} = 0,0004 \text{ г/с} (4.45)$$

## 4.2 Экономическая часть

Определяем расход дизельного топлива базовым автомобилем, л/год:

$$q_D = G_{CP} \cdot T \quad (4.46)$$

где  $G_{CP}$  – средний расход дизельного топлива, л/100 км;

Принимаем  $G_{CP} = 10,5$  л/100 км;

$T$  – нормативный пробег автомобиля, км; принимаем  $T = 15000$  км/год.

Тогда:

$$q_D = 10,5 \cdot 150 = 1575 \text{ л/год} \quad (4.47)$$

Определяем расход дизельного топлива проектируемого автомобиля при работе по газодизельному процессу, л/год. по формуле при  $G_{CP} = 7,2$  л/100 км (20% от  $G_{CP}$ )

$$q_D = 2,1 \cdot 150 = 315 \text{ л/год} \quad (4.48)$$

Экономия дизельного топлива, л/год:

$$q_{Э} = q_{ДВ} - q_{Дп} \quad (4.49)$$

$$q_{Э} = 1575 - 315 = 1260 \text{ л/год} \quad (4.50)$$

Годовой расход природного газа, м<sup>3</sup>:

$$q_{Дэ} = q_{Э} \cdot Q_D / Q_G \quad (4.51)$$

где  $Q_d$  – теплотворная способность дизельного топлива, кДж/кг;

принимая  $Q_d = 11000$  кДж/кг;

$Q_r$  – теплотворная способность газа ккал/кг; принимаем

$Q_r = 8500$  кДж/кг.

Тогда:

$$q_{D_3} = 1260 \cdot \frac{11000}{8500} = 1630 \text{ м}^3 \text{ (4.45)}$$

Стоимость топлива:

– для базовой модели:  $C_{T6} = 1575 \cdot 43,5 = 68512,5$  руб.;

– для новой модели:  $C_{Tn} = 315 \cdot 43,5 + 1617 \cdot 9,0 = 28255,5$  руб.

Стоимость сэкономленного топлива:

$$\Delta C_T = 68512,5 - 28255,5 = 40257,5 \text{ руб. (4.49)}$$

Затраты на амортизацию автомобиля, руб./км:

$$A = B \cdot a / T, \quad (4.52)$$

где  $B$  – стоимость автомобиля, руб.;

$a$  – амортизационные отчисления.

Принимаем:  $B_6 = 500000$  руб.;  $B_n = 550000$  руб.;  $a = 0,175$ .

Подставляя числовые значения в формулу, получим:

– для базовой модели:  $A_6 = 500000 \cdot 0,175 / 15000 = 5,83$  руб./км,

– для новой модели:  $A_n = 550000 \cdot 0,175 / 15000 = 6,41$  руб./км.

Затраты на техническое обслуживание, руб./км:

$$P = B \cdot Q_m / T, \quad (4.53)$$

где  $Q_m$  – коэффициент отчислений ТР; принимаем  $Q_m = 0,22$ .

Тогда:

– для базовой модели:  $P_6 = 500000 \cdot 0,22 / 15000 = 7,33$  руб./ч;

– для новой модели:  $P_n = 550000 \cdot 0,22 / 15000 = 8,06$  руб./ч.

Затраты на моторное масло:

$$Z_M = C_M \cdot V_M \cdot T / l_{T02} \quad (4.54)$$

где  $C_M$  – цена одного литра моторного масла; принимаем  $C_M = 250$  руб./л;

$V_M$  – объем масла, заливаемого в двигатель;  $V_M = 3,2$  л;

$I_{TO2}$  – периодичность замены масла,  $I_{TO2} = 15000$  км.

Тогда:

– для базовой модели:

$$Z_M = 250 \cdot 3,2 \cdot \frac{15000}{15000} = 800 \text{ руб./год.}$$

Затраты на моторное масло у газобаллонных автомобилей из-за увеличения срока его службы снижается на 15-30% по сравнению с базовыми моделями, тогда:

$$Z_M = 800 - 0,25 \cdot 800 = 600 \text{ руб./год.}$$

Общие эксплуатационные затраты, руб./год:

$$\mathcal{E} = (A + P) \cdot T + Z_M \quad (4.55)$$

Тогда:

– для базовой модели:

$$\mathcal{E}_6 = (5,83+7,33) \cdot 15000 + 800 = 192200 \text{ руб./год,}$$

– для новой модели:

$$\mathcal{E}_n = (6,41+8,06) \cdot 15000 + 600 = 217650 \text{ руб./год}$$

Увеличение эксплуатационных:

$$\Delta \mathcal{E} = \mathcal{E}_n - \mathcal{E}_6, \quad (4.56)$$

$$\Delta \mathcal{E} = 217650 - 192200 = 25450 \text{ руб.}$$

Себестоимость по базовой и новой моделям, руб./км:

$$C = A + P, \quad (4.57)$$

Тогда:

– для базовой модели:  $C = 5,83+7,33 = 13,16$  руб./км,

– для новой модели:  $C = 6,41+8,06 = 14,17$  руб./км,

Себестоимость по базовой и новой моделям в год:

$$C_T = C \cdot T, \quad (4.58)$$

Тогда:

– для базовой модели:  $C_T = 13,16 \cdot 15000 = 197400$  руб./км,

– для новой модели:  $C_T = 14,17 \cdot 15000 = 212550$  руб./км,

Количество капиталовложений по формуле:



$$K = B / T, \quad (4.59)$$

Тогда:

– для базовой модели:  $K_б = 500000 / 15000 = 33,33$  руб./км,

– для новой модели:  $K_п = 550000 / 15000 = 36,66$  руб./км.

Годовая экономия:

$$\mathcal{E}_г = (K_б - K_п) \cdot T, \quad (4.60)$$

Тогда:

$$\mathcal{E}_г = (33,33 - 36,66) \cdot 15000 = -45450 \text{ руб.}$$

Срок окупаемости, лет:

$$T = K / \mathcal{E}_{\text{общ}}, \quad (4.61)$$

где  $K$  – количество капиталовложений, руб.,  $K = 500000$  руб.;

$\mathcal{E}_{\text{общ}}$  – общая экономия, руб./год:

$$\mathcal{E}_{\text{общ}} = \Delta C_T - \Delta \mathcal{E} - \mathcal{E}_г, \quad (4.62)$$

Тогда:

$$\mathcal{E}_{\text{общ}} = 40257,5 - 25450 - (-45450) = 60257,5 \text{ руб.},$$

$$T = 500000 / 60257,5 = 0,83 \text{ года.}$$

После всех вычислений составляется таблица

Стоимость ДТ = 43,5 руб./л (по стандарту Евро-5 на 1.12.2019 г.),  
сжатый природный газ 15,0 руб./м<sup>3</sup> (на 1.12.2019г).

Таблица 16 – Техничко-экономические показатели проекта

№ п/п	Показатели	Вариант	
		базовый	проектный
1	Марка автомобиля	ВАЗ–2190	
2	Двигатель	ВАЗ–341	
3	Максимальная мощность двигателя, кВт	40	
4	Стоимость автомобиля, руб.	500000	550000
5	Годовой пробег, км	15000	15000
6	Расход топлива за год:	1575	315

	дизельного, л КПГ, м <sup>3</sup>	–	1630
7	Экономия дизельного топлива за год, л	–	1260
8	Общая годовая стоимость топлива, руб.	68510	38150
9	Годовая экономия от снижения стоимости топлива, руб.	–	30360
11	Общая годовая экономия, руб.	–	60257,5
12	Срок окупаемости, год	–	0,83

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Применение природного газа, как альтернативное топливо, является одним из основным методом снижения токсичности отработавших газов,загрязняющих атмосферу.

Эффективность использования сжатого природного газа в качестве моторного топлива для автотранспортных средств, помимо его относительной дешевизны, характеризуется следующими положительными факторами:

- ресурс двигателя при работе на газовом топливе увеличивается в среднем на 30%;
- снижение выбросов оксида углерода;
- отсутствие выбросов диоксида серы и соединений свинца;
- снижение дымности отработавших газов.

К негативным факторам, связанным с использованием газового топлива относятся:

- возрастает стоимость автомобиля на 10 %;
- на 10% возрастают затраты на ТО и ТР.

Из экономической части следует, что все эксплуатационные затраты и затраты на переоборудование дизельного двигателя на газодизель покрываются за счет экономии дизельного топлива, а также за счет снижения стоимости топлива, снижения токсичности отработавших газов.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ

1 Гудзенко, В.Д. Дизель на базе ВАЗ-341 с улучшенными экономическими показателями. – 2017 – 64 с.

2Канило, П.М. Анализ эффективности и перспектив применения водорода в автомобильном транспорте / П.М. Канило, М.В. Шадрин // Проблемы машиностроения. – 2006. – № 2. – С. 154 – 159.

3Канило, П.М. Перспективы становления водородной энергетики и транспорта / П.М. Канило, К.В. Костенко // Автомобильный транспорт. – Вып. 23 – С. 107-113.

4Парсаданов, И.В. Повышение качества и конкурентоспособности дизелей на основе комплексного топливно-экологического критерия / И.В. Парсаданов – Харьков: Издательский центр НТУ «ХПИ», 2003. – 244 с. – (Монография).

5 Марченко, А.П. Проблемы экологизации двигателей внутреннего сгорания / А.П. Марченко, И.В. Парсаданов // Двигатели внутреннего сгорания. – 2005. – №2.– С. 3–8.

6Канило, П.М. Природный газ – наиболее эффективный заменитель нефтяных топлив на автотранспорте / П.М. Канило, Ф.И. Абрамчук, А.П. Марченко, И.В. Парсаданов // Автомобильный транспорт. – 2008. – Вып. 22. – С. 86 – 92.

7 Альтернативные виды топлива [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://rae.ru>

8 Степанов, С.Г. Тенденции развития и новые инженерные решения в газификации угля / С.Г.Степанов // Уголь. – 2002. – № 11. – С. 87 – 92.

9Канило, П.М. Водороднокислородно-плазменные технологии сжигания низкорекционных энергоносителей / П.М. Канило, В.В. Соловей, В.Е. Костюк, К.В. Костенко // Авиационно-космическая техника и технология. – 2007. – № 1. – С. 57 – 64.

10Кузык, Б.Н. Россия: стратегия перехода к водородной энергетике /

Б.Н. Кузык, Ю.В. Яковец; предисл. С.М. Миронов – М.: Институт экономических стратегий. – 2007. – 400с.

11 Колчин, А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей [Текст]/ А.И. Колчин, В.П. Демидов; Учебное пособие для вузов - 2-е изд., перераб. и доп. - М.: Высшая школа 1980. – 400с.

12 Ховах, М.С. Автомобильные двигатели [Текст] / – 2-е изд., перераб. и доп. /Под редакцией М.С. Ховаха.- М.: Машиностроение, 1977. – 636 с.

13 Автомобильные двигатели. Ф.И. Абрамчук, Ю.Ф. Гутаревич, К.Е. Долгунов, И.И. Тимченко. - М.: Аристей, 2004. - 475 с.

14 Орлин, А.С. Двигатели внутреннего сгорания: Конструирование и расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей [Текст] / Под общей редакцией А.С. Орлина, М.Г. Круглова. - 4-е издание, перераб. И доп. - М.: Машиностроение, 1984. - 384 с.

15 Вибе, И.И. Уточненный тепловой расчет двигателя [Текст] / И.И. Вибе. - М.: Машиностроение, 1971. - 282 с.

16 Луканин, В.Н. Двигатели внутреннего сгорания. Теория рабочих процессов [Текст]/ В.Н. Луканин, К.А. Морозов; Под ред. В.Н. Луканина.- М.:Высш.шк., 1995. - 368 с.

17 Райков, И.Я., Рывтинский Г.Н. «Конструкция автомобильных и тракторных двигателей» [Текст]/Учебн. И.Я. Райков, Г.Н. Рывтинский для вузов по спец. Двигатели внутреннего сгорания.-М.:Высш.шк.,1986-352 с.

18 Луканин, В.Н. «Двигатели внутреннего сгорания. Динамика и конструирование» [Текст]/Учебник для вузов/В.Н. Луканин, И.В. Алексеев.;Под ред. В. Н. Луканина и М.Г. Шатрова.- 3-е изд. перераб.- М.:Высш.шк.,2007. -400 с.

19 Дзюбан, А.М. Курс лекций по дисциплине «Системы ДВС», 2017. - 120 с.

20 Егоров, А.Г. Правила оформления выпускных квалификационных работ по программам подготовки бакалавра и специалиста [Текст] / учебно-методическое пособие / А.Г. Егоров, В.Г. Виткалов, Г.Н. Уполовникова, И.А.

Живоглядова– Тольятти, 2012.- 135с.

21ServiceVolkswagen. «Пособие по программе самообразования 316 ServiceTraining» [Текст] / Научный журнал, 2010. – 43с.

22ServiceTraining. Программа самообучения 403 «Двигатель TDI 2,0 л с системой впрыска CommonRail» [Текст] / Научный журнал, 2011.– 67с.

23 Консорциум кодекс [Электронный ресурс] <http://docs.cntd.ru/> (дата доступа 1.06.1).

24Wirth, M., Keller, P., and Peters, N. "A Flamelet Model for Premixed Turbulent Combustion in Engines," SAE paper 932646, 1993

25Heywood, J.B. "Internal Combustion Engine Fundamentals," Ch. 9, McGraw-Hill, New York, 1988.

26Matthews, R.D. and Chin, Y-W. "Multi-zone thermodynamic engine model," SAE paper 910079, SAE Trans., Vol. 100, 1991

27 Русаков, М.М. и др., Влияние начальных параметров топливной смеси на токсичность отработавших газов ДВС, Химическая физика, том 10, №6, 1991.

28 Зленко, М.А. и др., ДВС с непосредственным впрыскиванием топлива Ультрабедный двигатель, Автомобильная промышленность, 1999, №1.

29 Карташов, Н. и др., О применении водорода в карбюраторных и дизельных двигателях, сб. Научных трудов «Проблемы экономии топлива на автомобильном транспорте», МАДИ, Москва, 1983.

30 Гибадуллин, В.З. и др., Влияние микродобавок водорода на токсичность бензиновых ДВС, Вестник МАНЭБК №1, 1998.

31 Von Rainer Jorach, Niedrige Stickoxidemissionen bei hoher Leistungsdichte durch Wasserstoff-Brennverfahren mit fruher innerer Gemischbildung, MTZ Motortechnische Zeitschrift 58(1997)4

32 Новицкий, И.А. 30граф, Оценка погрешностей результатов измерений, Энергоатомиздат, Ленинград, 1985.

33 Сайт автомобильной газеты «Авторевю» [Электронный ресурс].

Режим доступа: [www.autoreview.ru](http://www.autoreview.ru)

34 Журнал «Транссервис» [Электронный ресурс]. Режим доступа: [www.trans.maximedia.ru](http://www.trans.maximedia.ru) .

35 Bowman. L., and E. Geiger. 1984. Optimization of fermentation conditions for alcohol production. Biotechnology and Bioengineering.

36 Аксёнов, И.Я., Аксёнов, В.И. Транспорт и охрана окружающей среды. – М.: Транспорт, 1986.

37 Автогир [Электронный ресурс]. Режим доступа: [autogear.ru/toyota\\_repair/transmission/3882,print/](http://autogear.ru/toyota_repair/transmission/3882,print/)

38 ПетролТрейд [Электронный ресурс]. Режим доступа: [www.petroltrade.ru/n\\_transmmasl.html](http://www.petroltrade.ru/n_transmmasl.html)

39 Автотехник [Электронный ресурс]. Режим доступа: [www.autotechnic.ru/technology/aero/aero.html](http://www.autotechnic.ru/technology/aero/aero.html)

40 ГОСТ Р 51102-97 33. С. Калверта и Г. Инглунда. Защита атмосферы от промышленных загрязнений. Справочник “Металлургия”, Москва, 1991

41 Нецветаев, А.Г. Экологическое право. МГУ.2006

42 Дьяконов, К.Н., Дончева, А.В. Экологическое проектирование и экспертиза. "Аспект-Пресс", 2005 г.

43 Горелов, А.А. Экология. "Академия", 2006 г.

44 Коробкин, В.И., Передельский Л.В. Экология в вопросах и ответах. Учебное пособие. Феникс, 2005 г.

45 Хотунцев, Ю.Л. Экология и экологическая безопасность. Учебное пособие для студентов высших педагогических учебных заведений. Академия, 2004 г.

46 Альтернативные виды топлива [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://rae.ru>

47 Альтернативные виды топлива [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www.ronl.ru/referaty/ekologiya/453403/>.

48 Двигатели внутреннего сгорания, Под ред. В.Н. Луканина, М, Высшая школа, 1995.

- 49 Русаков, М.М. и др., Пределы стабильного сгорания обедненных бензовоздушных смесей В ДВС при различных способах интенсификации, сб.Трудов XI симпозиума по горению и взрыву, г. Черноголовка, 1996.
- 50 Русаков,М.М. и др., Снижение токсичности ДВС добавкой водорода, сб. материалов III научно—практического семинара ВГТУ, Владимир 1994.
- 51 Русаков, М.М. и др., Водород и токсичность ДВС, Международный научно-технический семинар «Водородные технологии 21 века», С-Петербург, 1997.
- 52 Мищенко, А.И., Применение водорода для автомобильных двигателей, Киев: Наукова думка, 1984.
- 53 Злотин, Г.Н. и др., Влияние добавки водорода на продолжительность первой фазы сгорания В карбюраторном двигателе, В сб, Рабочие процессы в поршневых ДВС, Волгоград, 1979.
- 54 Исследование процессов сгорания в двигателе, работающем на водороде, Экспресс-информация ВИНТИ, Поршневые и газотурбинные двигатели, № 8, Москва, 1988.
- 55 Водород, свойства, получение, хранение, транспортирование, применение, Справочник, М, Химия, 1989.
- 56 Звонов, В.А., Токсичность ДВС, М. Машиностроение, 1981.
- 57 Злотин, Г.Н. и др., Форсирование развития начального очага горения В ДВС с искровым зажиганием, Наука производству, № 1(26), ВолгТУ, НТП «Вираз-центр», Волгоград, 2000.
- 58 Способ работы ДВС, Заявка на изобретение № 4917076/23, МКI/15F02843/08.
- 59 Сайт журнала «За рулем» [Электронный ресурс]. Режим доступа: [www.zr.ru](http://www.zr.ru).
- 60 Электронный автомобильный еженедельник [Электронный ресурс]. Режим доступа: [www.autogazeta.com](http://www.autogazeta.com).
- 61 BP energy outlook 2030. – BP, 2013.



62 BP statistical review of world energy. – BP, 2014.

63 Галиев, Р. С., Галиева, С. А., Худобердиева, Т. И. Особенности развития аллергической реакции в условиях воздействия выхлопных газов автотранспорта различной интенсивности // Экология человека. – 2007. – № 10. – С. 21-26.

64 Галиев, Р. С., Галиев, С. А., Тыртыгин, В. Н. Воздух рабочей зоны водителя автомобиля как фактор риска развития аллергических заболеваний // Охрана труда. Практикум. – 2007. – № 8. – С. 93-102.

65 Сабденов, К. О., Долматов, О. Ю., Юшицын, К. В. К выяснению природы концентрационного предела горения // Известия Томского политехнического университета. – 2007. – № 4. – С. 41-46.

66 Dunn-Rankin D. Lean combustion: technology and control. – Elsevier, 2008.

67 Коломиец, П. В. Влияние скорости распространения пламени на выделения оксидов азота при добавке водорода в бензиновые двигатели: Дис. ... канд. тех. наук / Тольяттинский государственный университет. – Тольятти, 2007.

68 Ивашин, П. В. Зависимость концентрации несгоревших углеводородов в отработавших газах бензиновых ДВС от скорости распространения пламени и ионного тока: Дис. ... канд. тех. наук / Тольяттинский государственный университет. – Тольятти, 2004.

69 Annual energy outlook 2013. – Independent statistics & analysis, 2013.

70 Tyagi R. K., Ranjan R. Effect of hydrogen and gasoline fuel blend on the performance of SI engine // Journal of petroleum technology and alternative fuels. – 2013. - № 4 (7). – P. 125-130.

71 Andrea, T. D., Henshaw, P. F., Ting, D. S. The addition of hydrogen to a gasoline – fuelled SI engine // International journal of hydrogen energy. – 2004. – № 29. – P. 1541-1552.

72 Бортников, Л. Н. Особенности горения бензоводородовоздушной смеси в цилиндре поршневого двигателя внутреннего сгорания и

определение оптимального соотношения бензин - водород // Физика горения и взрыва. – 2007. – Т. 43, № 4. – С. 8-14.

73 Wang, C. S. Effect of hydrogen addition on combustion and emissions performance of a spark-ignition gasoline engine at 800 rpm and lean conditions // Proceedings 18th world hydrogen energy conference 2010. – 2010. – P. 175-180.

74 Liberman, M. Introduction to physics and chemistry of combustion. – Springer, 2008.

75 Воинов, А. Н. Сгорание в быстроходных поршневых двигателях. – М.: Машиностроение, 1977.

76 Варнатц, Ю., Маас У., Диббл, Р. Горение. Физические и химические аспекты, моделирование, эксперименты, образование загрязняющих веществ. – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2003.

77 Шайкин, А. П., Ивашин, П. В., Галиев, И. Р. Влияние скорости распространения и ионизации пламени на концентрацию несгоревших углеводородов в газовом ДВС // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. – 2013. – № 4. – С. 248-252.

78 Вибе, И.И. Новое о рабочем цикле двигателей. Скорость сгорания и рабочий цикл двигателя - Москва-Свердловск, Машгиз, 1962.

12 Вибе, И.И. Теория двигателей внутреннего сгорания // Конспект лекций. - Челябинск, 1974

79 Иноземцев Н.В., Кошкин В.К., Процесс сгорания в двигателях, Под Общ.ред. Н.В. Иноземцева, М., изд-во 1-я тип. Машгиза в Лгр., 1949

80 Иноземцев, Н.В. Ионизация в ламинарных пламенах. в кн. "Стабилизация пламени и развитие процесса сгорания в турбулентном потоке" под ред. Горбунова Г.Н., - Оборонгиз, 1961.

81 Лавров, Н.В. Физико-химические основы горения топлива. - М.: Наука, 1971.

82 Лернер, М.О., Регулирование процесса горения в двигателях с искровым зажиганием. - М., Наука, 1972.

83 Основы горения углеводородных топлив. / Пер. с англ. Под ред. Л.Н.

Хитрина и В.А. Попова. - М.: ИЛ, 1960.

84 Петриченко, Р.М., Оносовский В.В. Рабочие процессы поршневых машин. - М., Машиностроение, 1972.

85 Покровский, Г.П. Электроника в системах топлива автомобильных двигателей. - М.: Машиностроение, 1990.

14 Воинов, А.Н. Сгорание в быстроходных поршневых двигателях. - М.: Машиностроение, 1972.

86 Вырубов, Д.Н., Иващенко Н.А., Ивин В.И. и др. ДВС: Теория поршневых и комбинированных двигателей. - М.: Машиностроение, 1983.

87 Генкин, К.И. Рабочий процесс и сгорания в двигателе с искровым зажиганием. - М.: Машиностроение, 1949.

88 Головина, Е.С., Федоров, П.Г. Влияние физико-химических факторов на скорость распространения пламени // В кн.: Исследование процессов горения - М.: АН СССР, 1958, с. 44 – 55

89 Двигатели внутреннего сгорания. Теория рабочих процессов поршневых и комбинированных двигателей. / А.С. Орлин, Д.Н. Вырубов, В.И. Ивин и др. - М.: Машиностроение, 1983, изд. 4.

90 Ивашин, П.В. Зависимость концентрации несгоревших углеводородов в отработавших газах бензиновых ДВС от скорости распространения пламени и ионного тока. // Автореферат диссертации к.т.н., ТГУ. – Тольятти, 2004.

91 Ивашин, П.В., Коломиец, П.В., Шайкин, А.П., Строганов В.И. Электропроводность пламени, средняя скорость сгорания и концентрация несгоревших углеводородов в ОГ бензиновых двигателей / Автотракторное электрооборудование № 1-2. 2004, с. 38 - 39.

92 Щелкин, К.И., Трошин, Я.К. Газодинамика горения. - АН СССР, 1963.

93 Andersson, I., Cylinder Pressure and Ionization Current Modeling for Spark Ignited Engines, LinkopingsUniversitet, SAE 581 83 Linkoping, Sweden, 2002

- 94 Jurgen Forster, Achim Gunter, Marcus Ketterer, Klaus Jurgen. Ion Current Sensing for Spark Ignition Engines.SAE Paper 1999-01-0204.
- 95 NicolaeApostolescu and RaduChiriac.A Study of Combustion of Hydrogen-Enriched Gasoline in a Spark Ignition Engine.SAE 960603.
- 96 Spicher, U.. Optical Fibre Technique as a Tool to Improve Combustion Efficiency SAE paper, 902138, 1990.
- 97 Thiele, M., Selle, S., Riedel, U., «Warnatz and Maas numerical simulation of spark ignition including ionization» SAE paper, 1302138, 2000.
- 98 Witze, P.O., Martin J.K., Borgnakke C. Measurement and prediction of the precombustion fluid motion and combustion pates in a spark ignition engine. – SAE Techn. Pap. Ser.-№831697, 1983
- 99 Yutaka Ohashi, Mitsuru Koiwa, Koichi Okamura and Atsushi Ueda.The Application of Ionic Current Detection System for the Combustion Control.SAE Paper 1999-01-0550.
- 100 Matekunas, F.A. Modes and measures of cyclic combustion variability [Electronic resource] / F.A. Matekunas // SAE Technical Paper 830337. – 1983. – . – SAE, 2019 – . – Режим доступа :<https://www.sae.org>. – Загл. с экрана.
- 101 Stabilized combustion in a spark ignited engine through a long spark duration [Electronic resource] / M. Nakai [et al.] // SAE Technical Paper 850075. – 1985. – . – SAE, 2019 – . – Режим доступа :<https://www.sae.org>. – Загл. с экрана.
- 102 A continuous discharge ignition system for egr limit extension in si engines [Electronic resource] / T. Alger [et al.] // SAE Int. J. Engines 4(1). – 2011. – P. 677–692. – SAE, 2019 – . – Режим доступа :<https://www.sae.org>. – Загл. с экрана.