

Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования «Уральский федеральный университет
имени первого Президента России Б.Н. Ельцина»
Уральский энергетический институт
Кафедра «Тепловые электрические станции»

На правах рукописи

Филиппов Прокопий Степанович

**Влияние способов управления теплофизическими параметрами рабочего
тела на энергетические показатели газотурбинного цикла
ПГУ на искусственном газовом топливе**

Диссертация на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Специальность 01.04.14 – Теплофизика и теоретическая теплотехника

Научный руководитель:
доктор технических наук,
профессор А.Ф. Рыжков

Екатеринбург – 2020

Оглавление

Введение.....	5
1. Анализ научно-технической информации и постановка задач исследования	13
1.1. ПГУ на искусственных газовых топливах как решение экологических проблем энергетики	13
1.1.1. ПГУ на искусственных газах с воздушным окислителем в турбинной установке.....	13
1.1.2. ПГУ на искусственных газах с кислородным окислителем в турбинной установке.....	19
1.1.3. Газодинамический режим ПГУ на искусственных газах	20
1.1.4. Температурный режим ПГУ на искусственных газах	23
1.1.5. Экологичность ПГУ на искусственных газах	26
1.2. Анализ работы ГТУ на искусственных газах.....	31
1.2.1. Элементный и молекулярный состав искусственных газов.....	31
1.2.2. Удельная теплота сгорания и модифицированный индекс Воббе	34
1.2.3. Теоретический объем воздуха	36
1.2.4. Теоретическая температура горения.....	37
1.2.5. Нормальная скорость распространения пламени	39
1.2.6. Температура воспламенения топливовоздушной смеси.....	41
1.2.7. Пределы воспламенения	43
1.3. Анализ способов сжигания искусственных газовых топлив в ГТУ с воздушным окислителем	44
1.3.1. Унификация параметров топливного газа.....	45
1.3.2. Коррекция параметров окислителя	46
1.3.3. Стандартизация рабочего тела ГТУ	48
1.3.4. Температура газа и воздуха перед сжиганием.....	53
1.3.5. Режимы сжигания	55
1.4. Выводы и задачи исследования.....	58

2.	Методики исследования	61
2.1.	Экспериментальные исследования	61
2.1.1.	Экспериментальная установка	63
2.1.2.	Погрешность измерения.....	70
2.2.	Численное исследование	74
2.2.1.	Моделирование турбулентных течений	76
2.2.2.	Моделирование процесса горения газового топлива	78
2.2.3.	Моделирование процесса образования и разложения NO_x	80
2.3.	Термодинамическое исследование.....	85
2.3.1.	Расчетная схема газотурбинного цикла ПГУ на искусственных газовых топливах	90
2.3.2.	Удельная работа газовой турбины	93
2.3.3.	Удельная работа компрессора	95
2.3.4.	Термический КПД газотурбинного цикла.....	96
2.3.5.	Внутренний КПД	97
2.3.6.	Чувствительность.....	97
2.4.	Выводы	99
3.	Результаты экспериментального исследования.....	101
3.1.	Определение режимов погасания и воспламенения диффузионного факела в потоке нагретого воздуха	101
3.1.1.	Параметры погасания кинетического факела	101
3.1.2.	Влияние режимов течения воздуха и CO на воспламенение и погасание диффузионного факела (эксперимент №1)	103
3.1.3.	Влияние разбавления CO азотом (N_2) на погасание диффузионного факела (эксперимент №2)	111
3.2.	Влияние нагрева воздуха на экологические характеристики диффузионного факела (эксперимент №3).....	115
3.3.	Выводы	121
4.	Результаты численного исследования	122

4.1.	Сухая коррекция теплоты сгорания топливного газа	122
4.2.	Мокрая коррекция топливовоздушной смеси.....	124
4.3.	Выводы.....	126
5.	Результаты термодинамического исследования.....	127
5.1.	Выбор рабочих сред и управляющих параметров газотурбинного цикла	127
5.2.	Удельная работа газовой турбины	129
5.3.	Удельная работа компрессора	138
5.4.	Температурный режим	143
5.5.	Полезная работа газотурбинного цикла	147
5.6.	Экономичность газотурбинного цикла.....	155
5.7.	Влияние способов коррекции рабочего тела на показатели газотурбинного цикла	158
5.8.	Выводы.....	173
	Заключение	176
	Список сокращений и условных обозначений.....	179
	Список литературы	182
	Приложения	197
	Приложение 1. ПГУ на искусственных газовых топливах.....	197
	Приложение 2. Характеристики ГТУ на стандартном топливе	200
	Приложение 3. Схемы подготовки компонентов ТВС к сжиганию в ПГУ на искусственных газах	201
	Приложение 4. Теплотехнические характеристики искусственных газов.....	205
	Приложение 5. Трансформация состава искусственных газовых топлив.....	206
	Приложение 6. Впрыск воды, пара и азота в камеру сгорания искусственных газовых топлив	207
	Приложение 7. Система подготовки модельного синтез-газа.....	208
	Приложение 8. Система нагрева воздуха	209
	Приложение 9. Методы определения состава продуктов сгорания.....	210
	Приложение 10. Система управления и сбора данных	211

Приложение 11. Расчет оценка температуры нагрева воздуха в электрическом нагревателе.....	212
Приложение 12. Расчетная оценка влияния температуры стенки реакционной камеры на погрешность термопары	216
Приложение 13. Измеритель полей скорости «ПОЛИС»	223
Приложение 14. Методики расчета энергетических показателей газотурбинного цикла	224
Приложение 15. Порядок расчета состава и температуры рабочего тела газовой турбины	227
Приложение 16. Пример расчета по методике <i>ISO</i>	231
Приложение 17. Справки о внедрении.....	237

Введение

Актуальность темы исследования. В настоящее время перед разработчиками перспективных энергоустановок на ископаемом твердом топливе стоят две глобальные задачи:

- 1) повышение экономичности и экологичности сжигания твердых топлив до уровня перспективных показателей, достигнутых при работе на природном газе;
- 2) решение проблемы эмиссии антропогенного CO_2 .

Перспективным направлением поиска решения этих задач, наряду с развитием высокоэффективных пылеугольных энергоблоков на суперсверхкритических параметрах, является разработка новых парогазовых установок (ПГУ) на искусственных газовых топливах, которые становятся более экологичными и эффективными по сравнению с пылеугольными энергоблоками.

Ключевым элементом таких ПГУ является газотурбинная установка, рабочее тело которой формируется при сжигании топливного газа, получаемого путём термохимической конверсии твердых топлив в узле внутрицикловой газификации ПГУ-ВЦГ, либо побочные продукты металлургической, химической и нефтяной промышленности.

Для решения первой глобальной задачи применяют обычно стандартные газовые турбины, работающие по открытому циклу, элементы которой модифицируются под сжигание непроектного топлива в воздухе по *Air-fuel* технологии. Для радикального решения второй глобальной задачи разрабатываются новые турбоустановки, работающие по полуоткрытому циклу со сжиганием в кислороде по *Oxy-fuel* технологиям новых топливных газов на основе H_2 и CO , получаемых конверсией предыдущих.

Изменение теплофизических характеристик рабочего тела, соответствующее разным составам газов и схемам их сжигания, будет радикальным образом изменять энергетические показатели газотурбинного цикла у энергоустановки в

целом, что должно приводить к корректировке закладываемых в конструкцию оптимальных термодинамических параметров.

Тематика исследования соответствует утвержденным на Федеральном уровне Приоритетным направлениям развития науки, технологий и техники РФ (п. 08 – Энергоэффективность, энергосбережение, ядерная энергетика) и Перечню критических технологий РФ (п. 27 – Технологии энергоэффективного производства и преобразования энергии на органическом топливе).

Степень разработанности проблемы. Автор опирается на труды отечественных ученых: Семенов Н.Н., Зельдович Я.Б., Михельсон В.А., Полежаев Ю.В., Вулис Л.А., Вукалович М.П., Гельтман А.Э., Андриющенко А.И., Костюк А.Г., Фаворский О.Н., Ольховский Г.Г., Трухний А.Д., Буров В.Д. и др. Наряду с отечественными работами диссертант обращается к трудам зарубежных авторов, посвященным разработкам технологий сжигания искусственных газовых топлив в комбинированных парогазовых циклах: *Giuffrida A., Hasegawa T., Meyer H.S., Komori T., Muller M., Allam R., Mathieu P., Oki Y., Kobayashi M., Shirai H.* и др.

Информацию по работе отдельных узлов, технологическим процессам и циклам ПГУ на искусственном газе автор почерпнул в трудах отечественных (ОАО «ВТИ», ОАО «НПО ЦКТИ», ИСЭМ СО РАН, ИТ СО РАН, ОИВТ РАН, МЭИ, МГТУ, ТПУ, СПбПУ, УрФУ и др.) и зарубежных (*NEDO* (Япония), *CRIEPI* (Япония), *Politecnico di Milano* (Италия), *Technische Universitat Munchen* (Германия), *ECUST* (Китай), *CSU* (Китай), *NETL* (США) и др.) организаций и научно-исследовательских центров / институтов.

Объект исследования. Газотурбинный цикл ПГУ на искусственном газе.

Предмет исследования. Повышение энергетических показателей газотурбинного цикла ПГУ на искусственном газе за счет управления составом и теплофизическими характеристиками рабочего тела газовой турбины.

Цель. Выявить степень влияния способов управления составом и теплофизическими характеристиками рабочего тела газовой турбины на энергетическую эффективность газотурбинного цикла.

Задачи:

1) проанализировать применяемые на практике и перспективные, находящиеся в разработке, калорические и термические способы управления теплофизическими характеристиками рабочего тела газовой турбины ПГУ на искусственных газах;

2) разработать методику и провести экспериментальное исследование влияния термического способа управления теплофизическими характеристиками рабочего тела на особенности горения модельных искусственных газов на основе СО;

3) подготовить подмодели расчета процессов тепло- и массообмена и провести численные *CFD* исследования влияния термического способа управления теплофизическими характеристиками рабочего тела газовой турбины на экологичность сжигания искусственных газов, обобщающие и дополняющие технологии экологичного сжигания искусственных газов применительно к ГТУ;

4) отработать методику и провести термодинамический анализ зависимости оптимальных параметров газотурбинного цикла от теплофизических характеристик рабочего тела и чувствительности показателей работы газовой турбины к калорическим и термическим способам управления теплофизическими характеристиками рабочего тела.

Научная новизна

1) выявлены и проанализированы применяемые на практике и перспективные, находящиеся в разработке, калорические и термические способы управления теплофизическими характеристиками рабочего тела газовой турбины ПГУ на искусственных газах;

2) определено влияние термического способа управления теплофизическими характеристиками рабочего тела на особенности горения модельных искусственных газов на основе СО;

3) получены расчетные оценки влияния термического способа управления теплофизическими характеристиками рабочего тела газовой турбины на

экологичность сжигания искусственных газов, обобщающие и дополняющие технологии экологичного сжигания искусственных газов применительно к ГТУ;

4) представлен новый подход к оценке эффективности термодинамических циклов ГТУ на различных рабочих телах, позволивший:

– выявить экстремальный характер зависимости между теплофизическими характеристиками рабочего тела и энергетическими показателями газотурбинного цикла ПГУ;

– найти связь между оптимальными теплофизическими характеристиками рабочего тела и термодинамическими параметрами газотурбинного цикла;

– определить чувствительность энергетических показателей газотурбинного цикла ПГУ на искусственном газе к способам управления составом и теплофизическими характеристиками рабочего тела газовой турбины.

Теоретическая и практическая значимость работы. Основные результаты диссертационной работы получены в рамках выполнения НИР, финансируемых Российским Научным Фондом (проект №14-19-00524, «Решение проблемы применения бедных промышленных и синтез-газов для выработки электроэнергии в комбинированном цикле», 2014-2016 г.), Российским Фондом Фундаментальных Исследований (проект №16-38-00479, «Исследование механизмов стабилизации и повышения экологических характеристик процесса горения низкокалорийных синтез-газов применительно к газовой турбине ПГУ с внутрицикловой газификацией», 2016-2017 г.).

Методология и методы исследования. При выполнении диссертационной работы проведен анализ работы (по опубликованным данным) освоенных и разрабатываемых ПГУ на искусственных газах. При последовательном сочетании аналитического обзора литературы, методик физического и численного моделирования, а также термодинамического анализа проведено исследование влияния способов управления теплофизическими характеристиками рабочего тела газовой турбины на энергетическую эффективность и экологичность газотурбинного цикла ПГУ на искусственном газе.

1) *Аналитический обзор литературы* применен для выявления и анализа применяемых на практике и перспективных, находящихся в разработке, калорических и термических способов управления теплофизическими характеристиками рабочего тела газовой турбины ПГУ на искусственных газах.

2) *Физическое моделирование* использовано для экспериментального исследования влияния термического способа управления теплофизическими характеристиками рабочего тела на особенности горения модельных искусственных газов на основе СО.

3) *Численное моделирование* использовано для расчетных оценок влияния термического способа управления теплофизическими характеристиками рабочего тела газовой турбины на экологичность сжигания искусственных газов, обобщающих и дополняющих технологии экологичного сжигания искусственных газов применительно к промышленным ГТУ.

4) *Термодинамический анализ* применен для исследования чувствительности удельной работы газовой турбины к калорическим и термическим способам управления теплофизическими характеристиками рабочего тела.

Основные положения, выносимые на защиту:

1) Результаты экспериментального исследования влияния термического способа управления теплофизическими характеристиками рабочего тела на особенности горения модельных искусственных газов на основе СО.

2) Результаты численных исследований влияния термического способа управления теплофизическими характеристиками рабочего тела газовой турбины на экологичность сжигания искусственных газов, обобщающие и дополняющие технологии экологичного сжигания искусственных газов применительно к ГТУ.

3) Результаты термодинамических исследований влияния теплофизических характеристик рабочего тела на показатели работы простого цикла Брайтона.

Личный вклад автора. Общее направление экспериментальных, расчетных и теоретических работ задавалось научным руководителем профессором, д.т.н.

Рыжковым А.Ф. Совместно с сотрудниками кафедры ТЭС УрФУ автор участвовал в научных исследованиях в рамках ряда грантов. Автором лично:

1) проанализированы технологические схемы и принципы работы более 20 освоенных и разрабатываемых ПГУ на искусственных газовых топливах с воздушным и кислородным окислителем;

2) выявлены и проанализированы способы управления составом и теплофизическими характеристиками рабочего тела газовой турбины ПГУ на искусственном газе;

3) разработана установка, составлена программа и проведены экспериментальные исследования;

4) разработана методика численного моделирования и проведены исследования влияния термического способа управления теплофизическими характеристиками рабочего тела газовой турбины на экологичность сжигания искусственных газов, обобщающие и дополняющие технологии экологичного сжигания искусственных газов применительно к промышленным ГТУ;

5) проведен термодинамический анализ влияния известных способов управления теплофизическими характеристиками рабочего тела газовой турбины на энергетический и экономический показатели газотурбинного цикла ПГУ на искусственном газе.

Автор выражает благодарность:

1) доценту кафедры ТЭС УрФУ, к.ф.-м.н. Худякову П.Ю. за помощь при разработке экспериментальной установки и проведении экспериментального исследования влияния термического способа управления теплофизическими параметрами рабочего тела на характеристики горения модельных искусственного газа на основе СО;

2) инженеру кафедры ТЭС УрФУ Никитину А.Д. за помощь в организации экспериментальных работ для верификации моделей расчета турбулентных потоков;

3) профессору кафедры ТиТ УрФУ, д.т.н. Толмачеву Е.М. за методическую помощь.

Автор признателен научному руководителю профессору, д.т.н. Рыжкову А.Ф., а также коллективу кафедры ТЭС УрФУ и лично доценту, к.т.н. Богатовой Т.Ф. за ценные замечания и полезные советы.

Достоверность результатов. Достоверность результатов экспериментального исследования обеспечивается применением современного оборудования с высокой точностью фиксации изменения параметров рабочих сред, подробным анализом погрешности измерений в экспериментах, использованием моделей расчета, верифицированных на основе общепринятых и собственных экспериментальных данных, использованием общепринятых методик термодинамического расчета и сопоставлением полученных расчетных результатов с известными фактическими и расчетными данными.

Апробация результатов. Основные результаты исследований, изложенные в диссертации, докладывались и обсуждались на: IV Всероссийской научно-практической конференции с международным участием «Теплотехника и информатика в образовании, науке и производстве» (Екатеринбург, 2015), IX Всероссийской конференции с международным участием «Горение топлива: теория, эксперимент, приложения» (Новосибирск, 2015) I Всероссийской конференции «Теплофизика и физическая гидродинамика» (Ялта, 2016), I Научно-технической конференции молодых ученых УралЭНИН (Екатеринбург, 2016 г.), XIV Всероссийской школе-конференции молодых ученых с международным участием «Актуальные вопросы теплофизики и физической гидрогазодинамики» (Новосибирск, 2016), II Всероссийской научной конференции «Теплофизика и физическая гидродинамика» (Ялта, 2017), VI Всероссийской конференции с международным участием «Тепломассообмен и гидродинамика в закрученных потоках» (Новосибирск, 2017), II Всероссийской специализированной научно-практической конференции молодых специалистов «Современные технологии в

энергетике» (Москва, 2018), V Международной молодежной научной конференции «Физика. Технологии. Инновации» (Екатеринбург, 2018).

Основные результаты диссертации опубликованы в 9 печатных работах. Из них 1 работа опубликована в издании из перечня ВАК; 7 работ опубликованы в журналах, индексируемых базой *Scopus*, 1 работа опубликована в журнале, индексируемом базой *Web of Science*.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав, заключения, списка литературы, содержащего 123 наименований, и 17 приложений. Диссертация изложена на 196 страницах и снабжена 92 рисунками и 23 таблицами.

1. Анализ научно-технической информации и постановка задач исследования

1.1. ПГУ на искусственных газовых топливах как решение экологических проблем энергетики

К искусственным газовым топливам относятся синтез-газы, полученные путём газификации твердого топлива в ПГУ-ВЦГ, и побочные продукты металлургической, химической и нефтяной промышленности, так называемые «промышленные газы». Искусственные газовые топлива характеризуются низкой (по сравнению с природным газом) теплотой сгорания, низким содержанием C_nH_m , большим содержанием CO , H_2 и инертного балласта (N_2 , H_2O).

В настоящее время ПГУ на искусственных газовых топливах по виду используемого окислителя для получения рабочего тела турбинной установки подразделяются на 2 типа:

- 1) *Air-fuel* технологии – с воздушным окислителем;
- 2) *Oxy-fuel* технологии – с кислородным окислителем.

1.1.1. ПГУ на искусственных газах с воздушным окислителем в турбинной установке

К настоящему времени накоплен опыт работы более чем 20 ПГУ-ВЦГ [1, 2] и более 60 ПГУ и ГТУ на промышленных газах на основе *Air-fuel* технологии. В Приложении 1 представлена подборка наиболее известных ПГУ на искусственных газовых топливах, анализ работы части которых выполнен в диссертационной работе. На них установлено свыше 80 ГТУ классов *D*, *E* и *F* практически всех ведущих производителей газотурбинного оборудования суммарной мощностью, приближающейся к 70 ГВт [3], что составляет около 10% от суммарной мощности ГТУ на природном газе. Компанией *MHPS* в 2020-2021 гг. запланировано введение в эксплуатацию двух ПГУ-ВЦГ с ГТУ класса *F* на искусственном газовом топливе: в 2020 г. – ПГУ-ВЦГ *Nakoso*; 2021 г. – ПГУ-ВЦГ *Hirono* [4].

Все эти ГТУ, изначально спроектированные для работы на стандартном жидком или газовом топливе, подвергаются модификации для работы на искусственных газовых топливах. Объем модификации определяется различиями в теплотехнических свойствах конкретных топлив.

Наиболее открытую информационную политику по освещению достижений в этой области проводят концерны *MHPS (MHI)*, *GE*, *Siemens* и *Alstom*.

Перевод стандартной ГТУ с воздушным окислителем на сжигание искусственных газовых топлив

В настоящее время в передовых моделях ГТУ на природном газе повсеместно используют камеры сгорания с предварительным смешением (*Advanced ULN*, *DLN 2.6 + AFS*, *EV burner*, *SEV burner* и др.). В Приложении 2 приведены характеристики последних моделей серийных ГТУ на стандартном топливе основных производителей газотурбинного оборудования (*GE*, *Siemens*, *MHPS*, *Alstom*), занимающих 85% рынка по изготовлению и внедрению газотурбинного оборудования в мире.

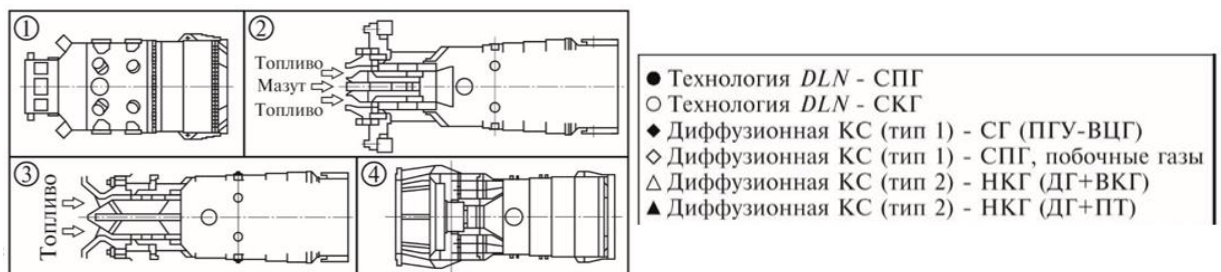


Рисунок 1.1 – Типы камер сгорания производства *MHPS* для искусственных газов:

1 – диффузионная камера сгорания (тип 1); 2 – диффузионная камера сгорания (тип 2'); 3 – диффузионная камера сгорания (тип 2); 4 – камера сгорания с предварительным смешением топлива и воздуха; СПГ – сжиженный природный газ; СКГ – среднекалорийный газ; СГ – синтез-газ; НКГ – низкокалорийный газ; ДГ – доменный газ; ВКГ – высококалорийный газ; ПТ – пилотное топливо [5]

Однако при работе ГТУ на искусственных газах в основном используются диффузионные камеры сгорания (рисунок 1.1), несмотря на активное проведение

научно-исследовательских работ по сжиганию искусственных газовых топлив в камерах сгорания с предварительным смешением [5, 6, 7].

В таблице 1.1 представлены основные характеристики ГТУ на искусственных газовых топливах.

Таблица 1.1 – Характеристики серийных ГТУ, модифицированных для работы на искусственных газах

Концерн	<i>Siemens</i> [8]	<i>GE</i> [8]	<i>Alstom</i> [8]	<i>MHI</i> [9]
Модель ГТУ	SGT5-2000E (LC)	9F <i>syngas</i>	GT13E2 2012	M701D(F)
Технология	Диффузионное сжигание с ограниченным предварительным смешиванием (гибридные горелки)	Диффузионное сжигание в многофорсуночном горелочном устройстве	Модифицированная конструкция <i>EV</i> камеры – частично с предварительным смешиванием	Камера сгорания с байпасным клапаном и диффузионным сжиганием
Топливо	Синтез-газ – НКГ	Синтез-газ (до 95 % H ₂) – НКГ	Синтез-газ (до 50 % H ₂) – НКГ	Низкокалорийные КДГ и воздушный СГ
Степень сжатия	12:1	17:1	15:1	14:1 (17:1)
Температура на входе в ГТ (по ISO 2314), °C	1150-1250	1200-1250	1080	1200-1250 (1300-1400)
Мощность ГТУ, МВт	172	290	202	183 (300)
КПД-нетто ГТУ, %	35,3	40	38	42,9
NO _x (15% @ O ₂), ppm	≤25	25	22	5

Принципиальным отличием ГТУ на искусственных газах (таблица 1.1) от ГТУ на стандартном топливе (Приложение 2) является применение камер сгорания, модифицированных для работы в диффузионном режиме горения без предварительного смешения. Применение диффузионного режима горения позволяет избежать большинства проблем, имеющих место при кинетическом горении (проскок пламени, динамическая неустойчивость, самовоспламенение) при поддержании действующих нормативов по выбросам NO_x.

Особенности работы и необходимая модификация ГТУ, проводимая фирмой МНИ при переводе на искусственный газ, описаны в работах [5, 9, 10].

Объем необходимой модификации стандартной ГТУ в существенной степени зависит от теплоты сгорания топлива, см. таблица 1.2 [9]. Из таблицы 1.2 видно, что при переводе ГТУ на искусственное газовое топливо со средней и низкой теплотой сгорания разработчики газотурбинного оборудования стараются сохранить конструкцию газовой турбины неизменной.

При использовании топлива со средней теплотой сгорания (неразбавленные или слабозбавленные синтез-газы кислородной газификации и некоторые другие промышленные газы) объем модификации ГТУ теоретически может быть незначительным.

При переводе ГТУ на искусственный газ с низкой теплотой сгорания (менее 8 МДж/нм³) модификации подвергаются топливная система, камера сгорания и воздушный компрессор.

Таблица 1.2 – Объем модификации ГТУ в зависимости от теплоты сгорания топлива по данным концерна МНИ [9]

Элемент ГТУ	Удельная теплота сгорания топлива		
	Стандартная (природный газ) 35,6 МДж/нм ³	Средняя (искусственный газ) 8–20 МДж/нм ³	Низкая (искусственный газ) 2,5–8 МДж/нм ³
	Конструкция элемента ГТУ		
Воздушный компрессор	Стандартный	Стандартный	Модифицированный
Камера сгорания	Стандартная	Стандартная (незначительная модификация)	Модифицированная
Турбина	Стандартная	Стандартная	Стандартная
Топливная система	Стандартная	Стандартная (незначительная модификация)	Модифицированная

Модификация воздушного компрессора

При переводе ГТУ с природного газа на искусственный расход рабочего тела на входе в газовую турбину поддерживают неизменным. Снижение теплоты сгорания топливного газа обуславливает увеличение его расхода и снижение

расхода воздуха на горение. Расход воздуха в камеру сгорания сокращают, как правило, тремя способами:

1) уменьшением производительности воздушного компрессора путем обрезки его лопаток до необходимой высоты. Такую схему применяют обычно для работы на готовых промышленных газах невзирая на значительное снижение внутреннего относительного КПД компрессора [9];

2) отбором части воздуха после воздушного компрессора для его использования в других агрегатах. В интегрированных ПГУ-ВЦГ этот воздух после дожатия подается в газогенератор для получения синтез-газа [11];

3) снижением производительности компрессора прикрытием входного направляющего аппарата, что применяется в неинтегрированных ПГУ-ВЦГ [12].

Модификация камеры сгорания и системы топливоподачи

Камеры сгорания ГТУ, работающие на природном газе, основаны на применении принципа микроструйного впрыска газового топлива в воздушный поток. Количество впрыскиваемого газового топлива определяется температурой продуктов сгорания на выходе из камеры сгорания (класс ГТУ),

При переводе ГТУ на искусственное газовое топливо горелочные устройства нуждаются в модификации. Перевод на диффузионный режим сжигания ведущими разработчиками производится разными способами [9, 13, 14, 15].

Модификация МНИ для низкорреакционных искусственных газовых топлив

Низкорреакционные искусственные газовые топлива характеризуются низким содержанием H_2 и большим содержанием CO . К ним относятся синтез-газы воздушной и кислородной газификации, а также некоторые промышленные газы (доменный, конвертерный и др.).

Модификация МНИ заключается в изменении размеров проходных сечений каналов для подачи топлива и воздуха, а также изменении конфигурации камеры сгорания. Камера сгорания оснащается одним горелочным устройством вместо пяти (как при работе на природном газе). Диаметр жаровой трубы увеличивается с целью предотвращения чрезмерного увеличения длины факела, вызываемого

сниженной (по сравнению с природным газом) реакционной способностью искусственного газового топлива [9, 10].

Для сохранения расчетного сопротивления топливопроводов, при переводе на низкокалорийный газ требуется значительное увеличение диаметров трубопроводов и общей металлоемкости. Задача разработчика сводится к необходимости выбора оптимального значения сопротивления, не приводящего к чрезмерному росту стоимости трубопроводов и арматуры.

Модификация МНПС для высокореакционных искусственных газовых топлив

Высокорреакционные искусственные газовые топлива характеризуются большим содержанием H_2 и низким содержанием CO . К ним относятся синтез-газы воздушной и кислородной газификации после удаления CO_2 , а также коксовый газ.

Камеры сгорания для их сжигания оснащаются горелочными устройствами с многофорсуночной микроструйной скоростной подачей газового топлива и воздуха [13, 16]. Большая скорость истечения газового топлива и воздуха создает зону отрыва факела, где происходит быстрое смешение топлива и воздуха. По данным разработчиков, стабильный факел поддерживается благодаря сочетанию эффектов отрыва факела и быстрого смешения [13, 16].

Модификация GE

Модификация *GE* предусматривает установку в камеру сгорания горелочных устройств со спутной струйной подачей газового топлива и воздуха в реакционную зону. При такой модификации количество горелочных устройств в камере сгорания может остаться неизменным, а конструкция кардинально изменится. Описание конструкции представлено в [14]. Струйный способ подвода газового топлива и воздуха позволяет сформировать в камере сгорания факел малых размеров за счет быстрого смешения реагирующих сред и избавляет от необходимости изменения размеров самой камеры сгорания, что являлось проблемой для концерна *MHI* [5].

Модификация Siemens

Модификация *Siemens* заключается в использовании гибридного горелочного устройства. Оснащение гибридными горелочными устройствами

серийных выносных камер сгорания позволяет ГТУ работать на искусственных газовых топливах в широком диапазоне изменения теплоты сгорания [15].

Россия

В России ВТИ совместно с ОАО «Авиадвигатель» разработал проект ОПУ ПГУ-ВЦГ на базе Закамской ТЭЦ-5. В проекте предполагается использование технологии горновой газификации (ВТИ) и ГТУ-16П с камерой сгорания на базе авиационного двигателя ПС-90 (ОАО «Авиадвигатель»). В рамках этого проекта ОАО «Авиадвигатель» разработан перечень мероприятий по переводу ГТУ-16П на синтез-газ воздушной газификации, включающий использование камер сгорания с выносными жаровыми трубами, повышение температуры синтез-газа (подаваемого в горелочные устройства камеры сгорания) со 130°C до 500°C и т.д. [17, 18].

В конце 2018 года начата разработка концепции малоэмиссионного сжигания синтез-газа в ГТУ на базе ИТ СО РАН совместно с Шанхайским университетом транспорта [19].

В настоящее время актуализация разработки циклов ГТУ на искусственных газах в России назревает в связи с общей необходимостью повышения экономичности и экологичности использования топливных ресурсов, а также с конкретными вызовами современности по проблеме утилизации прежде всего твердых горючих промышленных и бытовых отходов [20].

1.1.2. ПГУ на искусственных газах с кислородным окислителем в турбинной установке

В настоящее время активно проводится разработка новых энергоустановок на основе турбинных установок с *Oxy-fuel* технологией, предназначенных для более эффективного улавливания CO₂, чем предыдущие. В них рабочее тело турбинной установки получают при сжигании газа в кислороде. В отличие от *Air-fuel* технологии турбинные установки с *Oxy-fuel* работают в полуоткрытом цикле, где в камеру сгорания в качестве разбавителя вместо азота подают углекислый газ

(CO₂), водяной пар (H₂O) или их смесь (CO₂/H₂O) путём их рециркуляции из выходного сопла турбинной установки [21, 22, 23].

В современной энергетике наибольшее развитие получила энергоустановка с *Oxy-fuel* технологией на основе цикла *Allam*. Цикл построен по простой технологической схеме с одной турбиной и рекуперативным теплообменником CO₂. На основе этого цикла была разработана и в 2019 г. в США запущена пилотная энергоустановка мощностью 50 МВт на природном газе. Разработчиками цикла *Allam* рассматривается возможность внедрения цикла в ПГУ-ВЦГ [21].

В Японии ближе к 2030 г. планируется пуск демонстрационной ПГУ-ВЦГ с *Oxy-fuel* технологией [24].

1.1.3. Газодинамический режим ПГУ на искусственных газах

Рассмотрим распределение давлений по газовому тракту ПГУ на искусственном газе с воздушным окислителем в газовой турбине. В зависимости от генезиса топливные газы перед подачей в ГТУ могут находиться под средним или высоким (относительно камеры сгорания ГТУ) давлением. К первому случаю относятся ПГУ на промышленных газах и ПГУ-ВЦГ, ко второму – только ПГУ-ВЦГ [25]. Наиболее сложный газодинамический профиль имеет газоздушный тракт ПГУ-ВЦГ.

На рисунке 1.2 представлен газодинамический профиль для ПГУ-ВЦГ, работающих по открытому циклу стандартной конфигурации [2].

ПГУ с ВЦГ среднего давления

Для работы ПГУ с полностью интегрированной ВЦГ среднего давления, стоящий за цикловым компрессором (ЦК) бустерный компрессор (БК) создает давление, необходимое для преодоления гидравлических потерь в узле ВЦГ, начиная от дутьевых фурм газификатора и завершая топливными форсунками ГТУ (кривая (а) на рисунке 1.2). Газодинамический профиль газоздушного тракта такой ПГУ одномодальный, с максимумом, создаваемым дожимным (бустерным)

воздушным компрессором перед дутьевыми фурмами газификатора и снижающимся до давления после топливного клапана и форсунок газовой турбины среднего давления (близкого к давлению за цикловым компрессором).

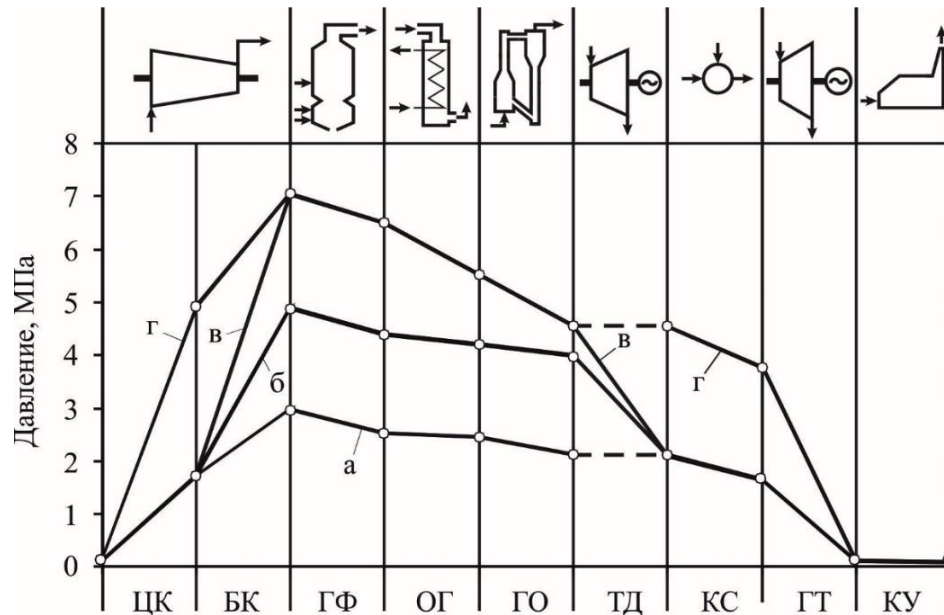


Рисунок 1.2 – Распределение давления по газоздушному тракту ПГУ работающей по открытому циклу стандартной конфигурации: а) с ВЦГ среднего давления – ПГУ-ВЦГ с газификатором *Shell* [26]; б) с ВЦГ высокого давления и турбодетандером – ПГУ-ВЦГ *Edwardsport* [27]; в) с ВЦГ высокого давления и турбодетандером – ПГУ-ВЦГ *Negishi* [28]; г) с ВЦГ высокого давления с ГТУ высокого давления – расчетная ПГУ-ВЦГ [29]

В настоящее время давление, создаваемое в цикловых компрессорах среднего давления серийных ГТУ фирм *Siemens, Alstom, GE, MHI*, применяемых в освоенных ПГУ-ВЦГ, лежит в диапазоне $1,2 \div 1,8$ МПа, а давление на выходе из дожимного компрессора, подающего воздух на газификацию, составляет $3 \div 3,7$ МПа [26], что создает заметный разрыв в работе сжатия и в общей эффективности между ПГУ-ВЦГ и ПГУ-ПГ.

Для снижения негативного действия дожимного компрессора следует уменьшать производимую им работу в абсолютном и относительном измерении. Для этого осуществляют мероприятия, направленные на уменьшение расхода

топливного газа за счет повышения его калорийности (переход с воздушного дутья на кислородное [30], нагрев воздушного дутья [1], работа ГТУ на газе после *WGC* [31] и т.п.). Другое направление – переход на более высокое давление в узле ВЦГ.

ПГУ с ВЦГ высокого давления

Наибольшее рабочее давление в 10 МПа имеют работающие в химической промышленности относительно небольшие кислородные газификаторы фирмы *GE* (бывший *Texasco*) с мокрой топливоподачей. На ВУС под давлением 6,5 МПа работает и самый мощный газификатор производительностью 4 000 т/сут китайского исследовательского института *ECUST* [32].

Газификаторы с сухой топливоподачей имеют более ограниченные возможности для повышения давления. В разработке находятся газификаторы на давление 4÷5 МПа (на воздухе, разработка *MHI* [33]) и 6 МПа (на кислороде, разработка *Siemens* [34]).

В ГТУ ведущими разработчиками рассматриваются возможности повышения компрессии до 5÷7 МПа. В настоящее время фирмами *Alstom* и *GE* освоены ГТУ с давлением 3÷4 МПа [35].

По иному варианту в ПГУ-ВЦГ высокого давления срабатывается перепад давления между узлом ВЦГ и котлом-утилизатором при прохождении синтез-газа через турбодетандер и продуктов его сгорания через ГТУ среднего давления, как это выполнено в демонстрационной ПГУ-ВЦГ *Negishi* [28] с кислородным двухступенчатым газификатором, работающим на жидких нефтеотходах под давлением 7 МПа (кривая (в) на рисунке 1.2).

Другой пример такого типа предоставляет ПГУ-ВЦГ *Edwardsport* [27] с газификатором производства *GE*, работающим на ВУС под давлением 5,5 МПа с турбодетандером и ГТУ среднего давления (кривая (б) на рисунке 1.2).

В разрабатываемых в настоящее время ПГУ-ВЦГ с кислородным окислителем в турбинной установке максимальный уровень давления может приходиться на ГТУ [21, 36].

1.1.4. Температурный режим ПГУ на искусственных газах

Температурный профиль ПГУ на готовых промышленных газах

Температурный профиль ПГУ на готовых промышленных газах одномодальный с температурным максимумом в газовой турбине (как при работе на природном газе).

Температурный профиль ПГУ-ВЦГ

Температурный профиль современной ПГУ-ВЦГ имеет ярко выраженный асимметричный бимодальный вид с доминантами на уровне газификатора (глобальный максимум) и газовой турбины (второй максимум) с глубоким минимумом (до $\sim 30^\circ\text{C}$) в узле холодной *CGC* газоочистки (кривая (a) на рисунке 1.3).

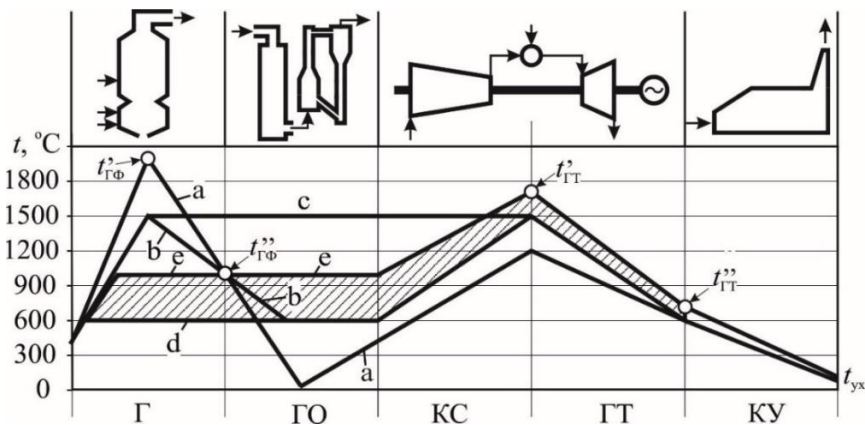


Рисунок 1.3 – Температурный профиль рабочего тела газотурбинного цикла для освоенных (a) [37], осваиваемых (b) [26] и перспективных (c, d, e) [38, 39] ПГУ-ВЦГ

При выборе температурного режима газификатора приходится искать компромисс между необходимостью поддержания высоких скоростей конверсии топлива за счет развития высоких температур и необходимостью поддержания высокого химического КПД [2].

Вместе с тем высокие температуры в газификаторе создают серьезные материаловедческие проблемы, вызывают газификацию (возгонку) минеральной

части топлива, создают проблемы прохождения фазового перехода от жидкоплавкого состояния минеральной части к твердому. Высокие температуры за газификатором предъявляют повышенные требования к системам утилизации теплоты и к газоочистке. Высокие температуры синтез-газа в узле газоочистки снижают растворимость фаз и эффективность физических способов очистки (абсорбции, адсорбции) синтез-газа [1].

Развитие теории и практики ПГУ-ВЦГ происходит по двум направлениям, касающимся специфики действия на протекающие процессы основных термодинамических параметров – температуры и давления в узловых точках газоздушного тракта ПГУ-ВЦГ – и нацеленным на освоение перспективных термодинамических параметров при уменьшении разрыва с ПГУ-ПГ по основным технико-экономическим показателям. Для оптимизации термодинамического режима используют соответствующие схемы сжигания исходного твердого топлива, тягодутьевое и компрессорное оборудование.

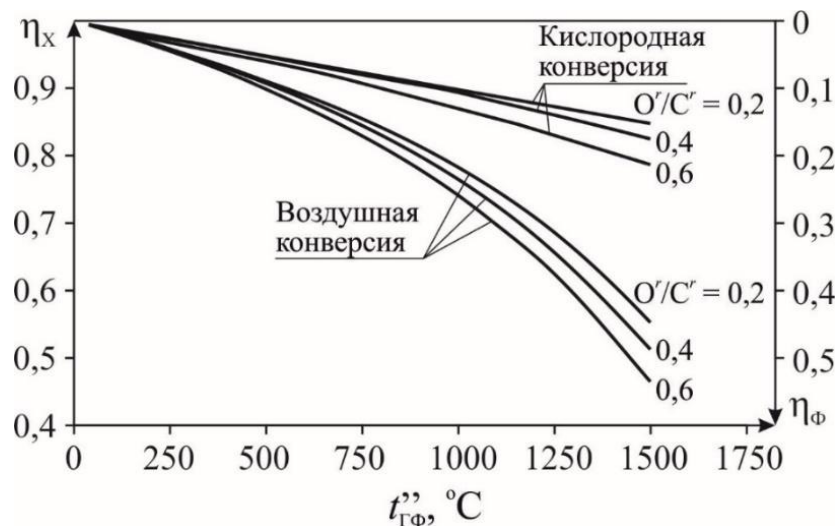


Рисунок 1.4 – Влияние температуры за газификатором на его эффективность [40]

При построении многоступенчатой схемы ПГУ-ВЦГ термодинамически не выгодно снижать температуру синтез-газа в каком-либо элементе схемы ниже, чем в предыдущем или последующем элементе. На рисунке 1.4 представлена зависимость КПД узла ВЦГ от температуры синтез-газа на выходе из газификатора.

Понижение температуры за газификатором и повышение температурного уровня газоочистки до температуры на выходе из газификатора является приоритетной задачей разработчиков ПГУ-ВЦГ.

Температурный профиль вновь осваиваемых ПГУ-ВЦГ принимает сглаженный симметричный вид с менее глубоким провалом в средней части (линия *(b)* на рисунке 1.3) [26]. По такому пути идут разработчики ПГУ-ВЦГ *Pinon Pine* и *Tampa Polk*, рассматривающие установку теплой (среднетемпературной) WGC газоочистки, переход на более эффективное энергооборудование и снижение температурного максимума в газификаторе [41, 42].

В разрабатываемых в настоящее время ПГУ-ВЦГ с кислородным окислителем в турбинной установке максимальный уровень температуры может приходиться на камеру сгорания ГТУ [21, 36].

В России разработка варианта *b* (рисунок 1.3) на оригинальной технической базе осуществляется в ВТИ, УрФУ и др. [1, 43].

В долгосрочной перспективе рассматривается переход к одномодальному профилю, выполняемому по двум вариантам, реализация которых зависит от успешности проводимых разработок [39].

По первому варианту, опирающемуся на предельно высокий температурный уровень в узле газоочистки, формируется «размазанный» максимум приходящийся на газификатор, газоочистку и газовую турбину (кривая *(c)* на рисунке 1.3). Исследования в этом направлении с выходом на уровень 1400°C интенсивно осуществляются в *Institute of Energy Research* (Германия) и Китае [39].

По второму, термодинамически более предпочтительному варианту, температурный максимум локализуется в газовой турбине как при работе на промышленном или природном газе. Для реализации этого направления необходимы низкотемпературные реакторы каталитической конверсии топлива (кривая *(d)* на рисунке 1.3).

Разработкой низкотемпературной (~600°C) каталитической конверсии топлив на основе техники кипящего слоя в России занимаются в Институте

катализа имени Г.К. Борескова СО РАН, в Белоруссии – в Институт тепло- и массообмена имени А. В. Лыкова НАН Беларуси.

Реализуемый в некаталитических реакторах с высококонцентрированными потоками температурный уровень в $850\div 980^{\circ}\text{C}$ при появлении горячей *HGC* газоочистки может формировать промежуточный профиль (кривая (e) на рисунке 1.3). Этому варианту может соответствовать запущенная в эксплуатацию в 2013 г. ПГУ-ВЦГ *Kemper* с низкотемпературными ($850\div 980^{\circ}\text{C}$) транспортными реакторами [38] при замене холодной *CGC* газоочистки на горячую *HGC*.

1.1.5. Экологичность ПГУ на искусственных газах

Экологичность работы ПГУ на искусственных газах, определяемая уровнем вредных выбросов в виде оксидов азота NO и NO_2 (NO_x), окиси углерода CO , несгоревших углеводородов, окислов серы (при ее наличии в топливе) и парниковых газов в виде CO_2 – является их важнейшей характеристикой. Содержание токсичных веществ в продуктах сгорания зависит от:

- состава топливного газа (наличие и соотношение H_2 , CO , C_nH_m , NH_3 , H_2S);
- температуры газа и воздуха перед камерой сгорания;
- коэффициента избытка воздуха в первичной зоне и температуры в ней;
- времени пребывания продуктов сгорания в зоне горения;
- захлаживания продуктов сгорания вблизи стенок охлаждаемой жаровой трубы и вблизи зоны разбавления.

Содержание оксидов азота в отработавших газах ГТУ при работе с нагрузкой от 0,5 до 1,0 номинальной для вновь создаваемых ГТУ по российскому законодательству не должно превышать 50 мг/м^3 на газообразном топливе [44]. Аналогичные нормы по выбросам оксидов азота действуют в Европейском союзе [45]. Кроме ограничений по NO_x европейские нормы содержат требования для ТЭС с ГТУ по выбросам CO – не более 100 мг/нм^3 .

Ведущие производители газотурбинного оборудования придерживаются более жестких норм, учитывая постоянное ужесточение экологического законодательства. Компания *Siemens*, на примере ГТУ *SGT6-5000F* показала, что при работе на природном газе может поддерживать выбросы NO_x менее 2 *ppm* даже в нестационарных режимах [46]. Фактические выбросы NO_x при работе ГТУ разных фирм на искусственных газах находятся в пределах 5÷25 *ppm* [8, 9].

Основными компонентами синтез-газа, участвующими в образовании оксидов азота, являются NH_3 (аммиак), HCN (синильная кислота) и C_nH_m (углеводороды), образующиеся из топлива в газогенераторе [47]. Из них на выход оксидов азота большее влияние оказывает NH_3 , содержание которого в синтез-газах на порядок выше, чем содержание HCN . По данным [47, 48] содержание NH_3 в синтез-газе в зависимости от технологии газификации может достигать 1000÷3000 *ppm*. При этом содержание нитросоединений в топливном газе, подаваемом в камеру сгорания ГТУ, не должно превышать 50 *ppm* [39, 49]. Очистка топливного газа от нитросоединений в промышленности отработана в мокром (холодном *CGC*) варианте. Технология сухой (теплой *WGC* и горячей *HGC*) денитрификации находится в разработке [49, 50, 51]. Разработка технологий горячей *HGC* нитроочистки осложнена возможностью нежелательного окисления содержащихся в синтез-газе горючих компонентов и отравления катализаторов [49, 52]. В лабораторных условиях технологии сухой денитрификации позволяют снизить концентрацию нитросоединений в синтез-газе до уровня 100÷300 *ppm* [49, 50, 51], что еще недостаточно для работы ГТУ.

Выбросы NO_x

В настоящее время изучены факторы, влияющие на уровень генерации NO_x при сжигании в диффузионном факеле низко- и среднекалорийных газов с начальной температурой 25÷360°C (газ) и 370÷420°C (воздух).

Анализ опубликованных работ, посвященных снижению токсичности выхлопа ГТУ с диффузионными камерами сгорания, позволяет выделить несколько наиболее часто применяемых способов снижения выбросов NO_x :

1. разбавление топлива или окислителя азотом, паром, продуктами сгорания или их смесью [53, 54, 55, 56];
2. ступенчатое сжигание [57, 58];
3. микрофакельная схема сжигания топлив [16, 59];
4. использование катализаторов, наносимых на переднюю или на среднюю часть жаровых труб [60];
5. введение специальных присадок в топливо [61].

Из них практическое применение в ГТУ на искусственных топливах находят варианты реализации первых трех способов [16, 62, 63].

Пример эффективности первого способа показывает работа ПГУ-ВЦГ *Buggenum* (ГТУ *Siemens V94.2*), работающая на синтез-газе кислородной газификации с разбавлением азотом, насыщением водяным паром и подогревом топливного газа до 300 °С по схеме, описанной в Приложении 3. Выбросы NO_x в этой ПГУ-ВЦГ (20÷25 мг/м³) оказались значительно ниже, чем при работе этой же ГТУ (*Siemens V94.2*) на природном газе (рисунок 1.5).

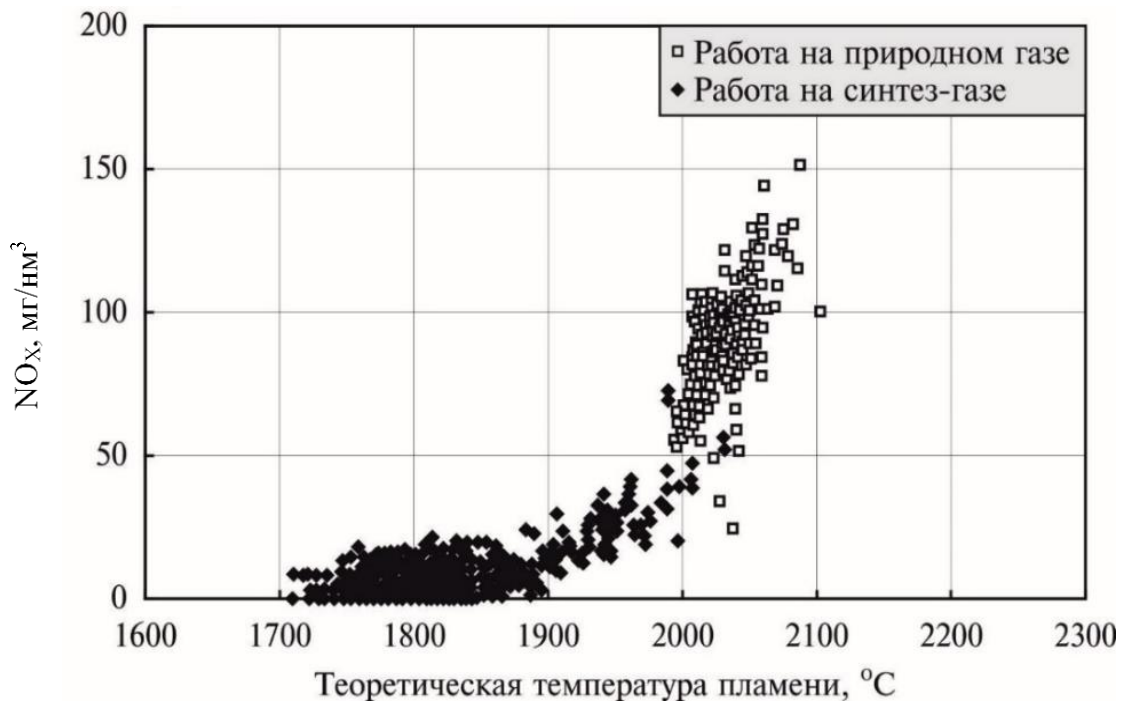


Рисунок 1.5 – Сравнение выбросов NO_x при работе ПГУ-ВЦГ *Buggenum* на разных топливах [53]

Расчетные исследования в *CFD*-пакете генерации NO_x и CO для условий работы ГТУ на ТЭС *Kimitsu* на бедном промышленном газе (доменный газ) после его коррекции присадкой коксового газа (низшая теплота сгорания смеси $4,2 \text{ МДж/м}^3$, мольная доля $\text{CH}_4 - 0,0202$, мольное соотношение $\text{H}_2/\text{CO} - 0,292$) показали, что среднее значение выбросов $\text{NO}_x - 12,9 \text{ мг/м}^3$, $\text{CO} - 4,9 \text{ мг/м}^3$ (при содержании $\text{O}_2 - 15 \text{ об.}\%$) [1].

Приведенные данные показывают, что поддержание теплоты сгорания в диапазоне $4 \div 6 \text{ МДж/м}^3$ при использовании диффузионной горелки в ГТУ освоенных классов *D* и *E* дает уверенное выполнение российских и европейских норм с заделом на перспективу.

Разработкой технологий двухступенчатого сжигания высоководородосодержащих искусственных газов в ГТУ класса *E* занимаются в *Alstom* [64].

В концерне *MHPS* ведется разработка камеры сгорания с микрофакельным сжиганием на базе ГТУ класса *F* типа *H-100* для внедрения в ПГУ-ВЦГ *Osaki CoolGen*, где по проекту газотурбинным топливом должен выступать высоководородосодержащий синтез-газ после удаления CO_2 [16]. Также разработками технологий микрофакельного сжигания занимаются в *GE* [14].

Другой, теоретически более эффективный путь снижения выбросов NO_x – путем предварительного смешения топливного газа и воздуха – позволяет получать значительно меньшие выбросы NO_x . На рисунке 1.6 приведена зависимость выбросов NO_x при горении предварительно перемешанной ТВС от теоретической температуры горения и давления, показывающая возможность контроля генерации NO_x на более жестком уровне, чем при диффузионном сжигании.

Используя рассмотренные выше закономерности сжигания топливных смесей, содержащих CO , H_2 , CH_4 и NH_3 , можно попытаться подобрать оптимальные условия для снижения выхода NO_x для ГТУ класса *F* и выше.

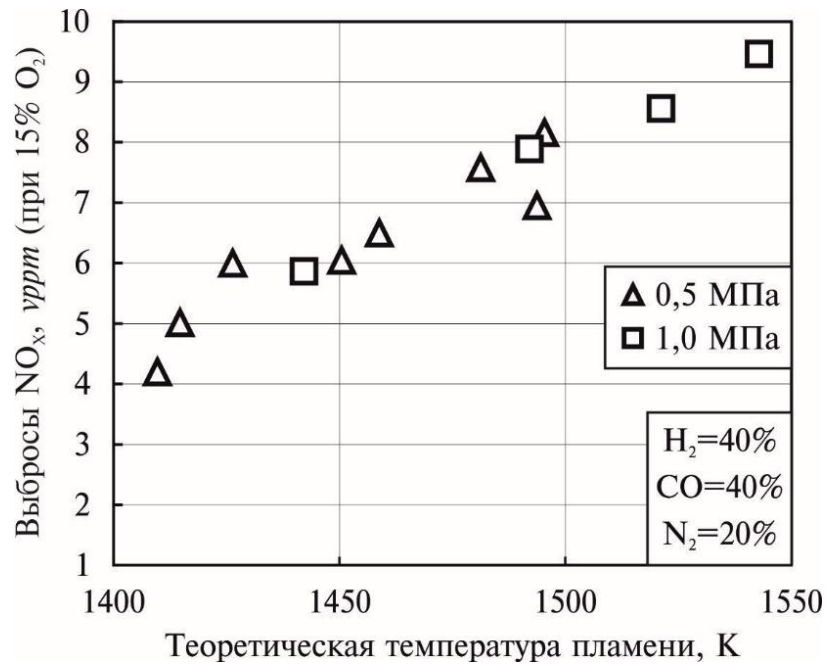


Рисунок 1.6 – Выбросы оксидов азота из топливной смеси H_2 -CO- N_2 , предварительно перемешанной с воздухом, в зависимости от теоретической температуры горения и давления [6]

Выбросы CO₂

В таблице 1.3 представлено сравнение выбросов CO₂ от угольных энергоустановок в зависимости от конфигурации [36].

Таблица 1.3 – Сравнение экологических характеристик угольных энергоустановок

Характеристики	ССКП-1	ССКП-2	AFBC	ПГУ-ВЦГ	Oxyfuel
Энергетические показатели					
Тепловая мощность на входе, МВт	1435	1500	1650	1571	2000
Мощность нетто без CCS, МВт	660	660	660	660	660
Мощность нетто с CCS, МВт	488	480	479	561	560
КПД нетто, %	34,0	32,0	29,0	35,7	33,0
Общий расход топлива	1,73	1,81	1,89	1,62	2,07
Экологические показатели					
Выбросы частиц, т/год	73	76	79	44	незначит.
Выбросы SO _x , т/год	2186	2283	2381	1313	незначит.
Выбросы NO _x , т/год	2550	2666	2778	1532	незначит.
Выбросы CO ₂ , Мт/год	0,56	0,59	0,61	0,53	0,04
Произведенный CO ₂ , Мт/год	3,75	3,92	4,08	3,51	4,47
Уловленный CO ₂ , Мт/год	3,18	3,33	3,47	2,98	4,42
Удельные выбросы CO ₂ , г/(кВт·ч)	151,1	161,7	177,1	145,3	9,32

1.2. Анализ работы ГТУ на искусственных газах¹

Основной характеристикой искусственных газов как газотурбинного топлива является их индивидуальный элементный и молекулярный состав, производными которого являются интегральные характеристики, применяемые в теплотехнических расчетах – удельная теплота сгорания Q_i^r , удельный объем воздуха на горение V^0 , модифицированный индекс Воббе MWI , теоретическая температура горения t_T , нормальная скорость распространения пламени u_H и др.

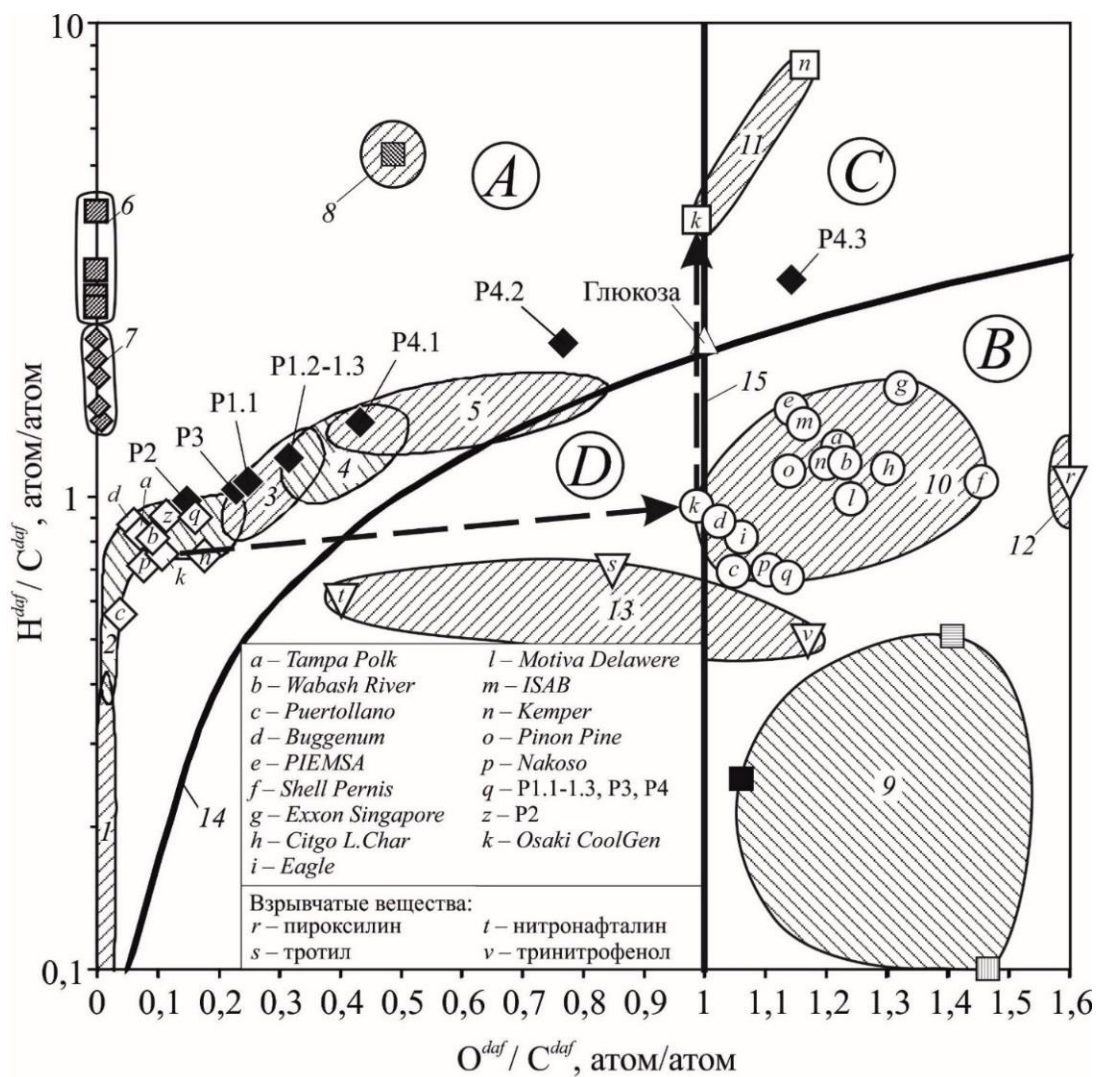
1.2.1. Элементный и молекулярный состав искусственных газов

Топливная база ГТУ при работе на искусственных газах разнообразна по процессу образования / получения, агрегатному состоянию, химической структуре, энергетическим характеристикам. Объединяющим началом служит общая элементная база их горючей массы, отвечающая за энергетические характеристики газовых топлив – углерод, водород и кислород, поступающие в искусственное газовое топливо при окислительной конверсии исходного твердого топлива.

На рисунке 1.7 приведены результаты обработки элементных составов топливных газов ГТУ, выполненные в координатах диаграммы Ван Кревелена.

Основными горючими компонентами искусственных газовых топлив являются CO и H₂. В газах парокислородной газификации твердого топлива они составляют до ~90 об.%. В газах воздушной и паровоздушной конверсии концентрация горючих компонентов составляет до ~40 об.%, остальное – топливный балласт N₂+CO₂+H₂O, см. рисунок 1.8 [1]. Промышленные газы в отличие от газов парокислородной и воздушной газификации имеют более широкий спектр изменения состава. В Приложении 4 приведены средние составы искусственных газовых топлив и сопоставлены с природным газом [9].

¹ Подробный анализ опубликован в [2].



1) ПГУ-ВЦГ:

Исходное твердое топливо \diamond (*daf*) \blacklozenge (*maf*)

Сырые синтез-газы \circ Синтез-газы после CCS \square

2) Промышленные газы:

\blacksquare Конвертерный \square Коксодоменный \blacksquare Коксовый \square Доменный

3) Взрывчатые вещества ∇

Рисунок 1.7 – Расширенная диаграмма Ван Кревелена сухих топлив:

1 – антрацит; 2 – уголь; 3 – лигнит; 4 – торф; 5 – биомасса; 6 – углеводороды (газы); 7 – углеводороды (жидкие топлива); 8 – высококалорийные промышленные газы; 9 – низкокалорийные промышленные газы; 10 – сырые синтез-газы ПГУ-ВЦГ; 11 – топливные синтез-газы ПГУ-ВЦГ с CCS; 12, 13 – взрывчатые вещества (12 – нитроэфиры, 13 – нитросоединения ароматических углеводородов); 14 – пирогенная линия; 15 – кислородная линия

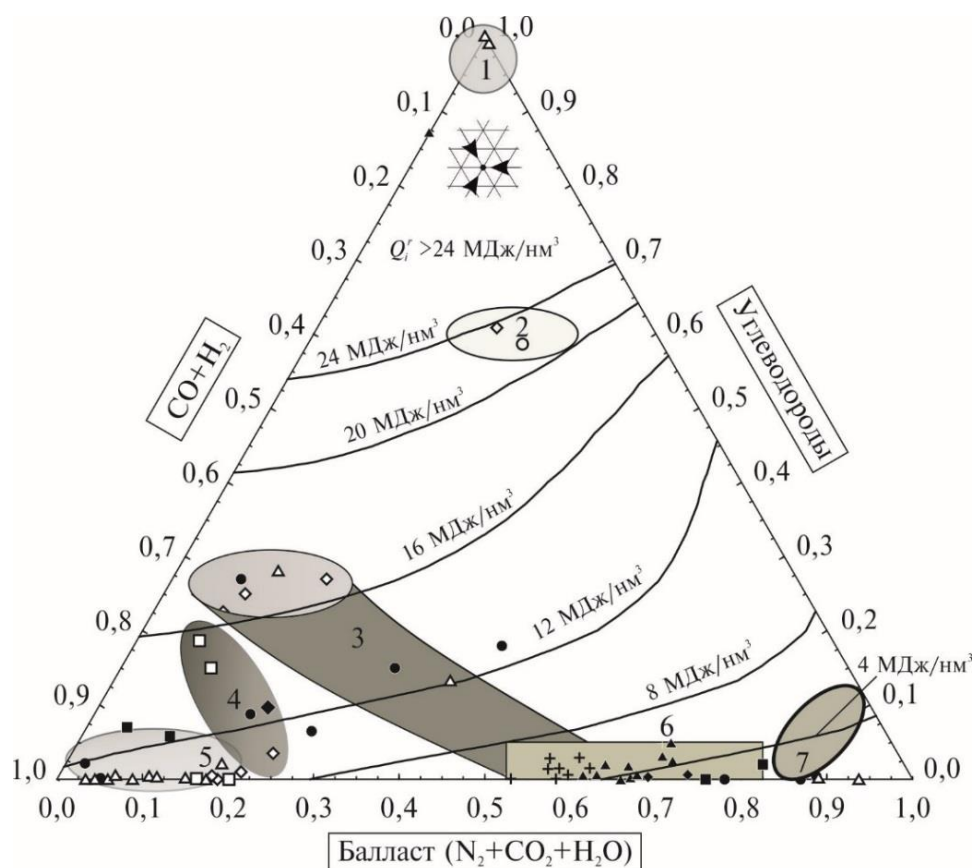


Рисунок 1.8 – Молекулярный состав и теплота сгорания горючих газов:
 1 – природный газ; 2 – полукоксовые (пиролизные) газы; 3 – промышленные газы (коксовый, доменный, конвертерный и их смеси); 4, 5 – газы парокислородной газификации; 6, 7 – газы паровоздушной и воздушной газификации. Точками обозначены типичные составы газов конверсии бурых, каменных углей, антрацитов, древесины и промышленных газов

Из рисунка 1.8 видно, что состав промышленных газов (кроме коксового газа) характеризуется большим содержанием низкорреакционного оксида углерода CO и низким содержанием высокорреакционного водорода H₂ (кроме газов *Corex* и *Finex* процессов, неприменяемых в России) и углеводородов C_nH_m. Кроме того, доменный газ близок по составу к синтез-газам воздушной газификации твердого топлива (как в ПГУ-ВЦГ *Nakoso* и *Kemper*) или синтез-газу кислородной газификации, разбавленному азотом N₂ (как в ПГУ-ВЦГ *Buggenum*, *Puertollano*, *Tampa Polk*).

1.2.2. Удельная теплота сгорания и модифицированный индекс Воббе

Удельная теплота сгорания Q_i^r является универсальным теплотехническим параметром, определяющим достаточно однозначно ряд термических характеристик процесса горения – модифицированный индекс Воббе MWI , теоретический объем воздуха необходимый для полного сгорания V^0 и теоретическую температуру горения t_T .

В зависимости от удельной теплоты сгорания Q_i^r искусственные газы по данным [9] подразделяются на газы с высокой (богатые), средней и низкой (бедные) теплотой сгорания (калорийности). Газы с удельной теплотой сгорания 20÷30 МДж/нм³ и более относят к высококалорийным – некоторые коксовые и пиролизные газы. Газы с удельной теплотой сгорания 8÷20 МДж/нм³ относят к среднекалорийным – газы парокислородной газификации, конвертерный газ, часть коксовых газов. Газы с удельной теплотой сгорания 2,5÷8 МДж/нм³ относят к низкокалорийным газам – это побочные горючие газы промышленных производств (преимущественно металлургии) и синтез-газы воздушной и паровоздушной газификации. Нижняя граница определяется способностью воспламенения и устойчивого горения. С развитием технологий нижняя граница смещается в сторону понижения. В настоящее время производителями газотурбинного оборудования при работе ГТУ на газах с теплотой сгорания менее 2,5 МДж/нм³ предусмотрено повышение теплоты сгорания газа до ~4÷5 МДж/нм³ перед подачей в ГТУ [9, 65, 66]. Однако существует опыт разработки технологии сжигания низкокалорийных газов с теплотой сгорания 3,2÷3,6 МДж/нм³ в камере сгорания ГТУ малой мощности (~40 МВт) [10]. Другой возможный способ работы ГТУ на газах с такой теплотой сгорания – их сжигание в высоконагретом воздухе [67, 68].

Модифицированный индекс (число) Воббе (*Modified Wobbe Index – MWI*) является основным интегральным критерием взаимозаменяемости газообразных топлив в камере сгорания ГТУ. В соответствии с формулой (1.1) MWI представляет

собой «исправленную» удельную теплоту сгорания топливного газа, скорректированную по молярной массе $\mu_B/\mu_{ТГ}$ и рабочей температуре $T_{STD}/T_{ТГ}$:

$$MWI = \sqrt{\frac{\mu_B}{\mu_{ТГ}} \cdot \frac{T_{STD}}{T_{ТГ}}} \cdot Q_i^r \quad \left[\frac{\text{МДж}}{\text{нм}^3} \right] \quad (1.1)$$

где μ_B – молярная масса воздуха, кг/кмоль;

T_{STD} – температура равная 273 К.

Из рисунка 1.9 видно, что искусственные газы имеют большие различия по MWI . Обычно производители газотурбинного оборудования допускают отклонение MWI на $\pm(5\div 10\%)$ от расчетного [69]. Для стабилизации и поддержания постоянного значения MWI на входе в камеру сгорания ГТУ применяют различные способы: разбавление инертном (N_2 , H_2O), удаление CO_2 по технологии *pre-combustion CCS* или обогащение относительно высококалорийным газом [1].

В зарубежных публикациях размерность MWI часто встречается в Английской системе мер: $BTU/(scf \cdot R^{0,5})$, где BTU – британская тепловая единица; scf – кубический фут при нормальных условиях; R – температура в градусах Ренкина. В других формулах вместо относительной молярной плотности ($\mu_B/\mu_{ТГ}$) используют относительную объемную плотность ($\rho_B/\rho_{ТГ}$).

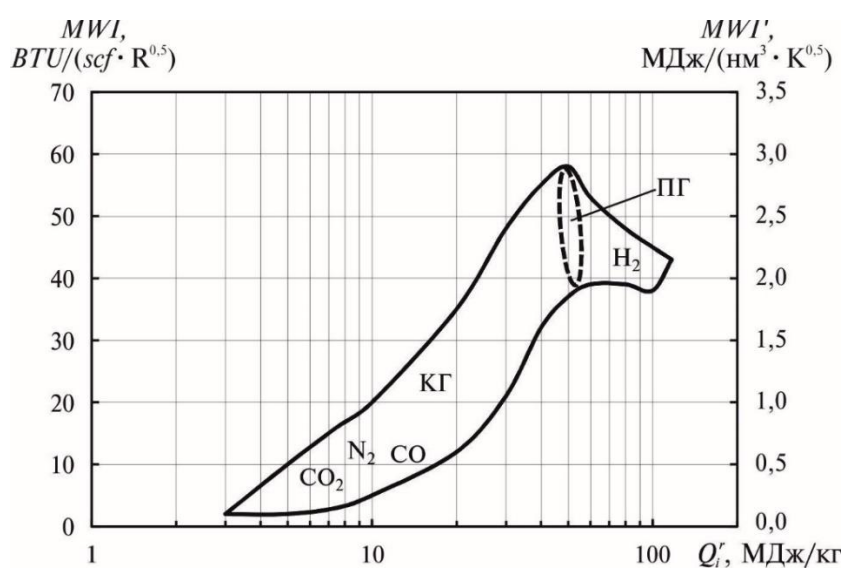


Рисунок 1.9 – Модифицированный индекс Воббе искусственных газов:

ПГ – природный газ, КГ – коксовый газ. Построено на основе [70]

1.2.3. Теоретический объем воздуха

Теоретический объем воздуха V^0 (необходимый для сжигания топливных газов) с уменьшением теплоты сгорания синтез-газов Q_i^r быстро снижается и для газов из групп А1 и Б (рисунок 1.10) в ~ 5 и в ~ 10 раза, соответственно, меньше, чем для природного газа ($A0^2$). Это приводит к значительному изменению соотношения расходов воздуха и топлива в ГТУ по сравнению со сжиганием природного газа и к необходимости внесения изменений в конструкцию топливоиспользующего агрегата при переводе его с природного газа на искусственный.

Переход на топливо с низкой теплотой сгорания группы Б приводит к уменьшению V^0 и увеличению относительной доли низкокалорийного газа в массовом балансе рабочего тела ГТУ.

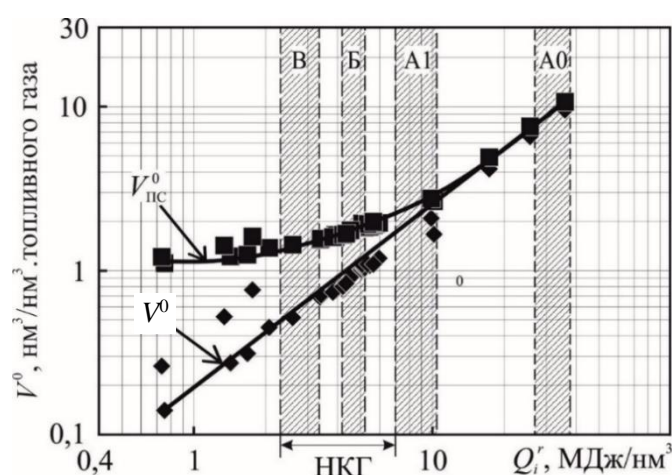


Рисунок 1.10 – Зависимость объемов воздуха V^0 и продуктов сгорания $V_{ПС}^0$ от Q_i^r .

Точками обозначены газы, получаемые при газификации бурых и каменных углей, антрацитов, древесины, а также промышленные и природные газы, состав которых принят по справочным данным [1]

Изменение Q_i^r в области низкокалорийных газовых топлив не вызывает заметного изменения объема продуктов сгорания $V_{ПС}^0$ и объемного

² Здесь и далее применяется разработанная в [1] при участии автора классификация температурных режимов сжигания искусственных газов в ГТУ

теплонапряжения камеры сгорания. Поэтому нестабильность состава низкокалорийных газов группы Б [47] будет слабее отражаться на гидродинамическом режиме камеры сгорания и газовой турбины, а также следующего за ними котла-утилизатора, чем при сжигании среднекалорийных газов группы А1. При этом в общем массовом балансе уменьшается доля воздуха, которая может быть использована для охлаждения газовой турбины и разбавления продуктов сгорания (рисунок 1.11). Недостаток воздуха на охлаждение вынуждает перейти с воздушного охлаждения на паровое [5], либо создать дополнительный закрытый контур охлаждающего воздуха [71].

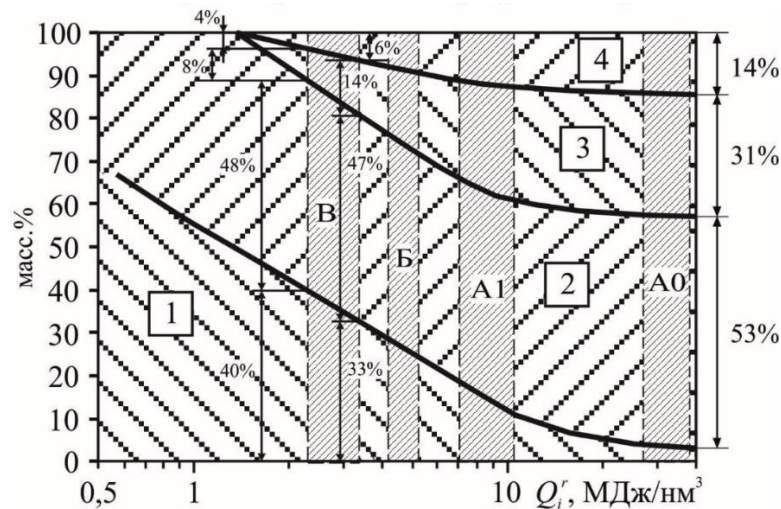


Рисунок 1.11 – Примерная зависимость распределения массовых потоков топливного газа и воздуха от Q_i^r в ГТУ класса 1300°С, построенная на основе [9]: 1 – топливный газ; 2 – воздух на горение (при $\alpha = 1$); 3 – воздух на охлаждение стенок камеры сгорания; 4 – воздух на разбавление продуктов сгорания [1]

1.2.4. Теоретическая температура горения

Теоретическая температура горения t_T искусственных газов в зависимости от их теплоты сгорания Q_i^r имеет слабонемонотонный характер (рисунок 1.12).

Расчеты в [1] произведены для случая стандартной подготовки газа и воздуха, применяемой перед сжиганием в ГТУ природного газа (нагрев воздуха ~400°С в цикловом компрессоре и подача холодного (25°С) топливного газа).

Теоретическая температура горения t_T для синтез-газов парокислородной газификации, несмотря на относительно низкую по сравнению с природным газом теплоту сгорания ($Q_i^r = 7,0 \div 10,6$ МДж/нм³ – область А1), оказывается незначительно выше, чем для природного (область А0). Результат обусловлен низким значением теоретического объема воздуха V^0 (и соответственно балластного N₂), необходимого для их сжигания (рисунок 1.10). При сжигании таких синтез-газов в диффузионном факеле возникает набор конструкторских, технологических и экологических проблем, в том числе угроза недопустимого повышения температуры горения в камере сгорания ГТУ и загрязнения окружающей среды оксидами азота (NO_x).

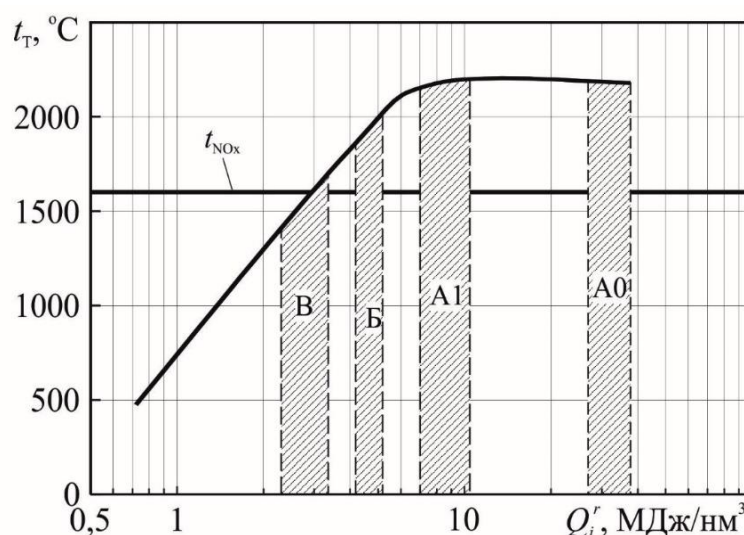


Рисунок 1.12 – Теоретическая температура горения t_T искусственных газов с учетом диссоциации продуктов сгорания при $\alpha = 1$, $t_{ТГ} = 25^\circ\text{C}$, $t_B = 400^\circ\text{C}$

Теоретическая температура горения для газов из средней части диапазона бедных газов ($Q_i^r = 4,2 \div 5,2$ МДж/нм³ – область Б) ниже, чем для природного, что обеспечивает приемлемые условия для их малоэмиссионного сжигания и является основой для формирования технологии сжигания искусственных газов.

Теоретическая температура горения для газов из нижней части диапазона бедных газов ($Q_i^r = 2,4 \div 3,4$ МДж/нм³ – область В) находится на пределе срыва

воспламенения. Применение таких газов в ПГУ-ВЦГ без модификации процесса сжигания невозможно.

1.2.5. Нормальная скорость распространения пламени

Нормальная скорость распространения пламени u_H , именуемая в литературе также как «скорость ламинарного горения» u_L ($u_H = u_L$) или «скорость распространения пламени» [72], является важнейшей характеристикой процесса горения, определяющей предельную скорость распространения фронта пламени в предварительно подготовленной ТВС. Аналитическое описание процессов воспламенения смеси топлива и горючего в форме теплового взрыва выполнено Н.Н. Семеновым (1934 г.) и Д.А. Франк-Каменецким (1957 г.). Аналитическое решение распространения пламени в наиболее полном виде получено Я.Б. Зельдовичем и Д.А. Франк-Каменецким (1947 г.). Полная система уравнений стала решаться с появлением высокопроизводительных компьютеров с 1960-х гг.

Экспериментально найденные нормальные скорости распространения пламени в смеси CO и CH₄ с воздухом приблизительно равны, а для H₂ – в ~10 раз выше (рисунок 1.13а), что обусловлено различиями в коэффициентах температуропроводности тяжелых и легких газов, определяющих различия в скорости кондуктивного прогрева свежей ТВС перед воспламенением.

Скорость горения топливовоздушной смеси синтез-газов кислородной газификации (CO+H₂) в зависимости от особенностей технологии (парокислородная, углекислотно-кислородная газификация, с применением *shift*-процесса), определяющих соотношение H₂/CO, меняется в пределах между горением чистых CO и H₂ (рисунок 1.13б).

Обогащение воздуха кислородом, либо бедного топлива более богатым, повышает скорость горения u_H (рисунок 1.13в).

Подогрев ТВС с влажным CO от 0 до 500°C повышает скорость горения в ~5 раз (рисунок 1.13г). Такое повышение несколько больше, чем в случае CH₄.

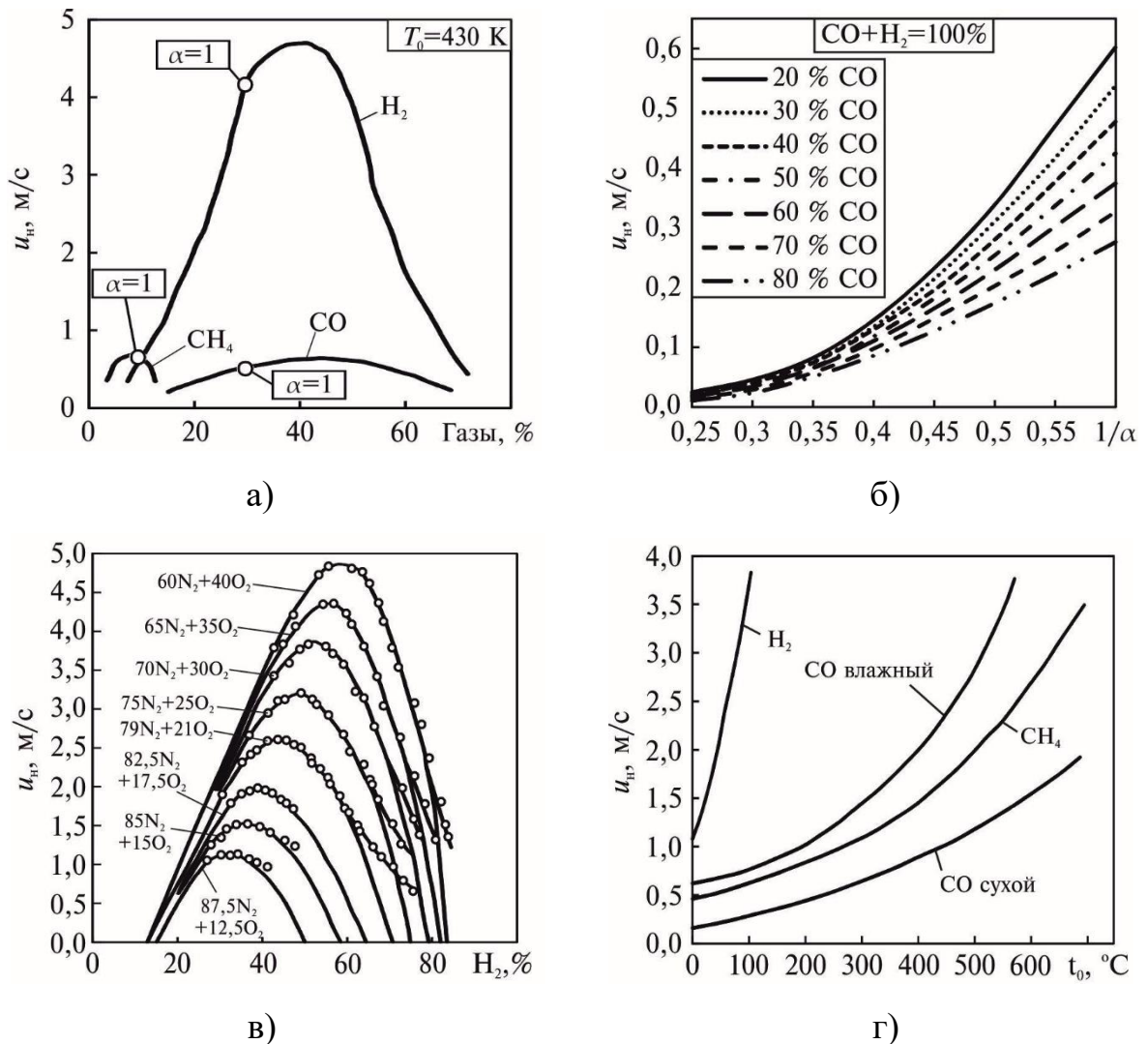


Рисунок 1.13 – Нормальная скорость распространения пламени [73, 74, 75]

Представление о связи между динамическими (нормальная скорость распространения пламени u_H в смеси с воздухом), термическими (удельная теплота сгорания Q_i^r) характеристиками и способами сжигания для искусственных топлив, применяемых в ГТУ компании *MHPS*, дает рисунок 1.14. Левую часть рисунка 1.14 занимают синтез-газы кислородной и воздушной газификации, а также промышленные газы – коксо доменный и доменный. Правую часть занимают CH_4 и высококалорийные искусственные газы. Водоразделом между ними служит H_2 , обладающий наиболее высокой скоростью горения. Горизонтальная штриховая линия, проведенная на уровне CH_4 , подразделяет топлива в зависимости от скорости горения на две части: верхнюю – с содержанием водорода $H_2 > 10\%$ и

нижнюю, с незначительным содержанием H_2 . Каждому из выделенных газовых сообществ соответствует своя технология сжигания, обусловленная ее теплотой сгорания Q_i^r и реакционной способностью, показателем которой является нормальная скорость горения u_H предварительно подготовленной ТВС.

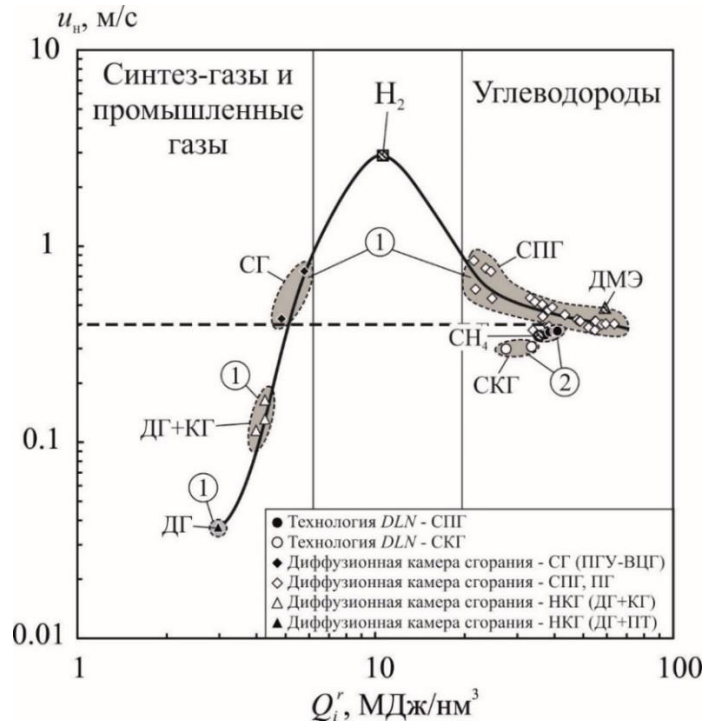


Рисунок 1.14 – Диаграмма $Q_i^r-u_H$ для искусственных газов, построенная по данным МНИ [5]: 1 – диффузионная камера сгорания; 2 – камера сгорания с предварительным смешением топлива и воздуха; СПГ – сжиженный природный газ; СКГ – среднекалорийный газ; ПГ – побочные газы; НКГ – низкокалорийный газ; ДГ – доменный газ; КГ – коксовый газ; ПТ – пилотное топливо

В контексте настоящей работы нас интересуют технологии сжигания искусственных газов в ГТУ, проводимые, согласно рисунку 1.14, в диффузионных камерах сгорания разных типов.

1.2.6. Температура воспламенения топливовоздушной смеси

Температура нагрева ТВС перед сжиганием ограничена температурой воспламенения (самовоспламенения) смеси. Под ней понимают температуру смеси

t_0 газа и воздуха, при которой выделение теплоты за счет реакций горения начинает превосходить теплоотвод. Она соответствует околостехиометрическому соотношению топлива и окислителя. С отклонением этого соотношения в обе стороны и ростом балласта воспламенение происходит при более высокой температуре, что демонстрирует рисунок 1.15 для индивидуальных газов.

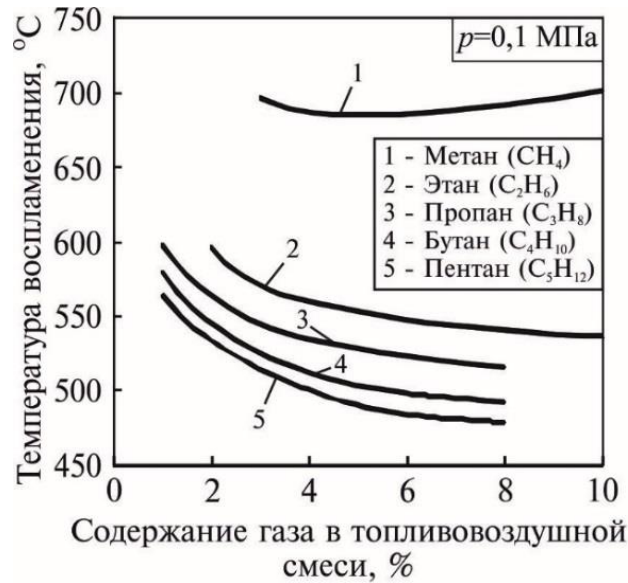


Рисунок 1.15 – Температура воспламенения горючих газов [76]

Температура воспламенения газов в кислороде на $20\div 70$ К ниже температуры воспламенения в воздухе (таблица 1.4).

Присутствие в горючем газе CO_2 или N_2 заметно повышает температуру воспламенения.

Таблица 1.4 – Температура воспламенения горючих газов [76]

Наименование газов	Температура воспламенения, °C	
	с воздухом	с кислородом
Метан	640	640
Водород	510	450
Окись углерода	610	590
Сероводород	290	220
Коксовый газ	640	-
Природный газ	610	-

1.2.7. Пределы воспламенения

Пределы воспламенения горючих газов в смеси с воздухом приведены в таблице 1.5.

Таблица 1.5. – Пределы воспламенения горючих газов в смеси с воздухом [77]

Наименование газов	Пределы воспламенения, об.% в ТВС		Разница между пределами
	Нижний	Верхний	
Метан	5,3	15	9,7
Водород	4,1	74,6	70,5
Окись углерода	12,5	74,2	61,7
Сероводород	4,3	45,5	41,2
Коксовый газ	5,6	31	25,4
Водяной газ	6,2	72	65,8
Генераторный газ	20,7	73,7	53
Природный газ	4,5	17	12,5

Отмечаемые в таблице 1.5 различия в характеристиках горения между метаном и природным газом обусловлены присутствием в последнем тяжелых компонентов – этана (C_2H_6), пропана (C_3H_8), бутана (C_4H_{10}), пентана (C_5H_{12}) и др. – увеличивающих удельную теплоту сгорания и действующих в сторону повышения горючих свойств топлива. Обогащение низкокалорийного газа более высококалорийным повышает скорость горения (левая часть рисунка 1.14) и расширяет предел воспламенения (рисунок 1.16).

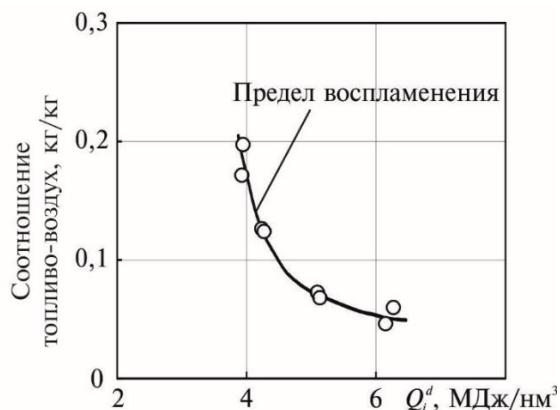


Рисунок 1.16 – Условия воспламенения ДГ при обогащении коксовым газом [9].

1.3. Анализ способов сжигания искусственных газовых топлив в ГТУ с воздушным окислителем

Во всех без исключения ПГУ на искусственных газах для достижения требуемых экологических и экономических показателей организуется предварительная подготовка искусственного газа к сжиганию перед подачей в камеру сгорания ГТУ. Под подготовкой понимается коррекция характеристик искусственного газа, т.е. придание ему определенных параметров (по температуре, составу, *MWI*) как в сторону повышения реакционной способности топлива, так и в сторону снижения. Трансформация состава искусственных газов, вызванных коррекцией, на пути от источника (узел ВЦГ – для ПГУ-ВЦГ; промышленный завод – для ПГУ на промышленных газах) до камеры сгорания в ряде действующих ПГУ на искусственных газах представлено в Приложении 5.

Разнообразие термических (калорических) и кинетических свойств искусственных газов, как и в твердотопливной котельной технике, предопределяет два различных подхода к организации сжигания топлива – индивидуальный и унифицированный.

При индивидуальном подходе каждому виду искусственного газа подбирается своя технология сжигания и разрабатывается своя уникальная конструкция горелочного устройства. Индивидуальные искусственные газы без дополнительной подготовки применяли в первых опытных ПГУ-ВЦГ (*Kellerman*, *CoolWater* в 1950-х гг., *Schwarze Pumpe* и *Pinon Pine* в 1980-1990-х гг., а также некоторые другие), а также в маломощных ГТУ на промышленных газах и в ПГУ-ВЦГ, работающих на нефтеотходах [36].

При унифицированном подходе в горелочном устройстве сжигается специально подготовленное газовое топливо и окислитель с унифицированными характеристиками.

1.3.1. Унификация параметров топливного газа

Для получения унифицированного низкокалорийного газотурбинного топлива требуемых характеристик ($Q_i^r = 4,2 \div 5,2$ МДж/нм³, $H_2 \approx 10,5 \div 31,6\%$) искусственные газы перед сжиганием подвергаются обычно физической либо химической коррекции [1].

Среднекалорийные синтез-газы кислородной газификации разбавляются в смесителе инертными средами (азот, вода/водяной пар) [1].

Низкокалорийные промышленные газы обогащаются высококалорийными (коксовый, природный) газами, либо применяют пилотное топливо [1].

Обогащение воздушных синтез-газов достигается изменением режима газификации в сторону повышения химического КПД и теплоты сгорания, например, путем перехода на двухступенчатую конверсию [26], дополнительного нагрева дутьевого воздуха [65] или обогащения дутья кислородом [78].

Разбавление и обогащение искусственного газа позволяет:

1) контролировать температуру диффузионного пламени в камере сгорания и выход термических NO_x [1];

2) выравнивать MWI и унифицировать работу камер сгорания на различных искусственных газах [69].

Разбавление искусственного газа вызывает:

1) повышение мощности ГТУ за счет увеличения массового расхода продуктов сгорания через газовую турбину;

2) повышение мощности паротурбинной части, благодаря повышению массового расхода дымовых газов через котел-утилизатор;

3) повышение КПД ГТУ при разбавлении рабочего тела паром, за счет роста удельной работы расширения.

Унифицированные низкокалорийные газы сжигают в цикловом воздухе по простым схемам.

1.3.2. Коррекция параметров окислителя

Метод применяется компанией *GE* на ряде угольных и нефтекоксовых ПГУ-ВЦГ в США и Европе, работающих на среднекалорийных газовых топливах с теплотой сгорания $Q_i^r = 7,0 \div 10,6$ МДж/нм³ и повышенным $N_2 \approx 24,8 \div 44,5\%$. Его работа предусматривает коррекцию концентрации кислорода в окислителе путем разбавления азотом или паром (как это применяют при работе ГТУ на жидком топливе [58]). Метод напоминает применяемый в стандартных ГТУ известный способ диффузионного дожигания природного газа во второй ступени камеры сгорания. В ней природный газ сгорает в поступающем из первой ступени высокотемпературном обедненном окислителе [57, 58]. В отдельных случаях применяют разбавление окислителя (воздуха) углекислотой, его дополнительный нагрев либо обогащение кислородом (по технологии *Oxy-fuel*).

Количественные показатели впрыска в компоненты рабочего тела ГТУ инертных разбавителей, осуществляемого в рассмотренных ПГУ на искусственных газах, а также закладываемые в некоторые перспективные разработки, приведены в Приложении 6. Там же для сравнения представлены аналогичные показатели при работе ГТУ на природном газе.

Из приведенных в Приложении 6 данных следует что:

- 1) Доля пара и воды по отношению к топливному газу составляет:

$$\frac{G_{\text{пар}} + G_{\text{вода}}}{G_{\text{ТГ}}} = \begin{cases} 0,02 \div 0,15 - \text{при подаче до КС} \\ 0,38 - \text{при подаче до КС и в КС} \end{cases}$$

- 2) Общее увлажнение циклового воздуха находится в пределах:

$$\frac{G_{\text{пар}} + G_{\text{вода}}}{G_{\text{ЦВ}}} = 0,002 \div 0,07 - \text{при подаче до КС}$$

- 3) Доля питательной воды, вводимой в газотурбинный цикл:

$$r' = \frac{G_{\text{пар}} + G_{\text{вода}}}{G_{\text{пит.вода}}} = \begin{cases} 0,01 \div 0,08 - \text{при подаче до КС} \\ 0,18 - \text{при подаче до КС и в КС} \end{cases}$$

4) Доля подведенного азота по отношению к топливному газу:

$$\frac{G_{\text{азот}}}{G_{\text{ТГ}}} = \begin{cases} 0,49 \div 0,52 & \text{– при подаче до КС} \\ 0,53 & \text{– при подаче в КС} \end{cases}$$

5) Доля подведенного азота по отношению к цикловому воздуху:

$$\frac{G_{\text{азот}}}{G_{\text{ЦВ}}} = \begin{cases} 0,16 \div 0,17 & \text{– при подаче до КС} \\ 0,15 & \text{– при подаче в КС} \end{cases}$$

Аналогичные характеристики при работе ГТУ с влажной камерой сгорания на природном газе составляют:

$$\frac{G_{\text{пар}} + G_{\text{вода}}}{G_{\text{ПГ}}} = 0,48$$

$$\frac{G_{\text{пар}} + G_{\text{вода}}}{G_{\text{ЦВ}}} = 0,01$$

$$\frac{G_{\text{азот}}}{G_{\text{ТГ}}} = \frac{G_{\text{азот}}}{G_{\text{ЦВ}}} = 0$$

Общее насыщение топливного газа паром, водой и азотом составляет для кислородной ПГУ-ВЦГ:

- 55÷65% – по отношению к топливному газу;
- 15÷22% – по отношению к цикловому воздуху.

Общее насыщение топливного газа паром и водой составляет для воздушной ПГУ-ВЦГ:

- 4% – по отношению к топливному газу;
- 7% – по отношению к цикловому воздуху.

Общее насыщение топливного газа паром и водой составляет для ПГУ на природном газе:

- 48% – по отношению к топливному газу;
- 1% – по отношению к цикловому воздуху.

Как видно, доли введенной влаги в рабочее тело газовой турбины по отношению к цикловому воздуху при работе на синтез-газе и природном газе

близки между собой, тогда как общая степень увлажнения топливного газа при работе на синтез-газе на порядок ниже, чем на природном.

1.3.3. Стандартизация рабочего тела ГТУ³

Реализация подходов, применяемых при внешнем (разбавление газа до камеры сгорания) и внутреннем (разбавление окислителя в камере сгорания) способе подготовки компонентов топливовоздушной смеси проводится таким образом, чтобы характеристики топливовоздушной смеси (состав и эквивалентная теплота сгорания) и продуктов сгорания (рабочего тела) наименьшим образом отличались от показателей работы ГТУ в стандартных условиях (на природном газе) [1].

Принятый на большинстве ПГУ на искусственных газовых топливах порядок получения стандартизированного рабочего тела включает (рисунок 1.17) [1, 36]:

а – получение из угля сырых синтез-газов кислородной (К) или воздушной (В) газификации, а также промышленные газы;

б – осуществление коррекции сырых синтез-газов с получением низкокалорийного (Б) или среднекалорийного (А1) топливного газа с унифицированными характеристиками;

в – формирование на основе топливных газов А1 и Б и скорректированного (в случае А1) окислителя единого состава топливовоздушной смеси (ТВС);

г – получение рабочего тела стандартизированного состава, близкого к составу продуктов сгорания природного газа.

³ Подробный анализ опубликован в [2].

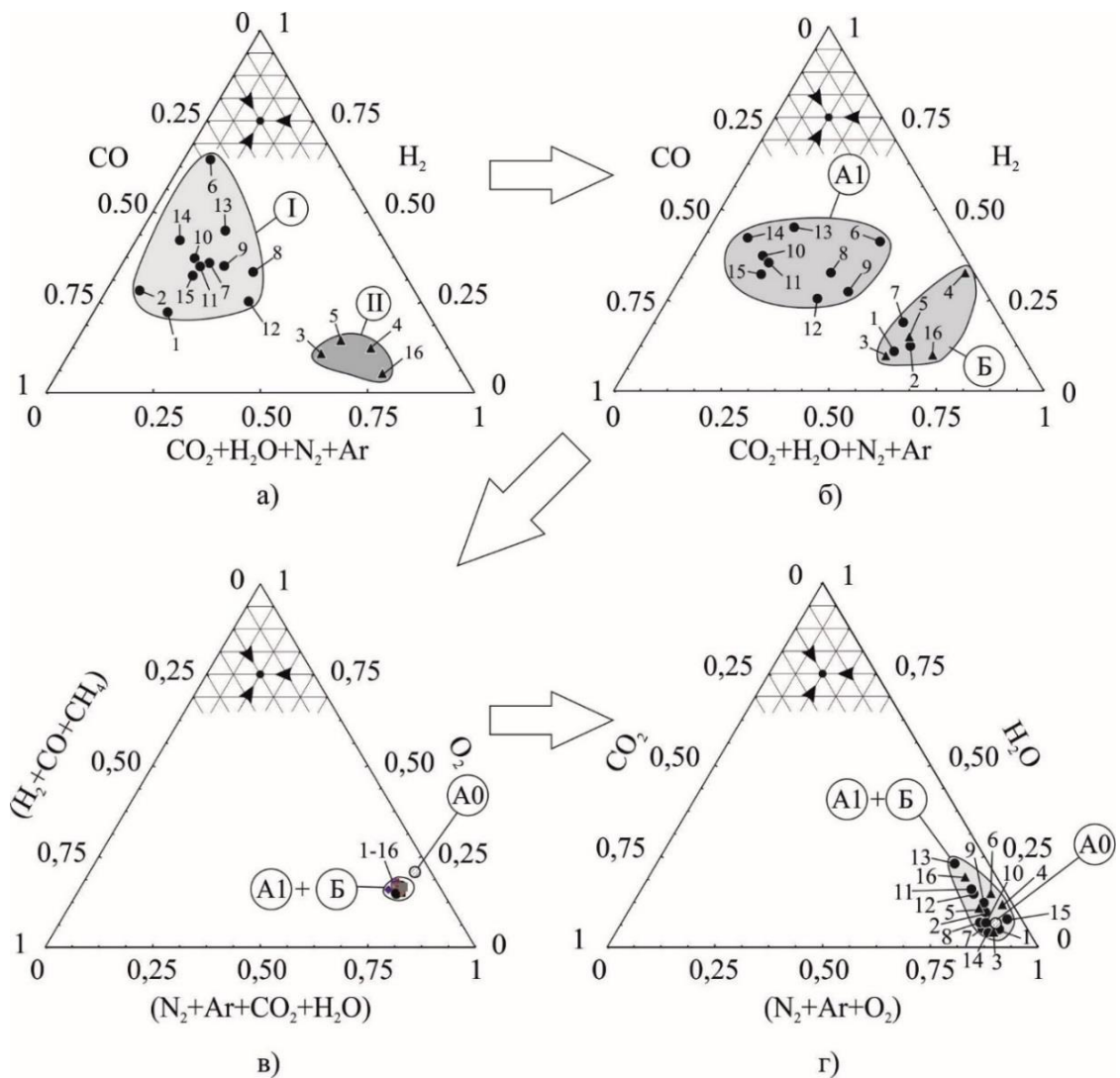


Рисунок 1.17 – Состав исходных искусственных газов (а) и топливных газов перед сжиганием (б). Состав получаемой эквивалентной ТВС (в) и продуктов ее горения (г) в ПГУ на искусственных газах:

1 – *Puertollano*; 2 – *Buggenum*; 3 – *Nakoso*; 4 – *Kemper*; 5 – *Pinon Pine*⁴; 6 – *Schwarze Pumpe*⁴; 7 – *Citgo L. Char*⁴; 8 – *Shell Pernis*⁴; 9 – *ISAB*⁴; 10 – *Tampa Polk*; 11 – *Wabash River*; 12 – *PSI*⁴; 13 – *Exxon Singapore*⁴; 14 – *PIEMSA*⁴; 15 – *Motiva Delaware*⁴; 16 – *Kimitsu*⁴; A0 – ПГУ на природном газе; A1 – индивидуальные топливные газы; Б – унифицированные топливные газы; I – газы кислородной газификации; II – газы воздушной газификации и низкокалорийные промышленные

⁴ Расчет составов топливовоздушной смеси и рабочего тела проведен для ГТУ класса 1200°C

Изменение состава искусственных газов в процессе коррекции по 16 объектам показано на рисунке 1.18.

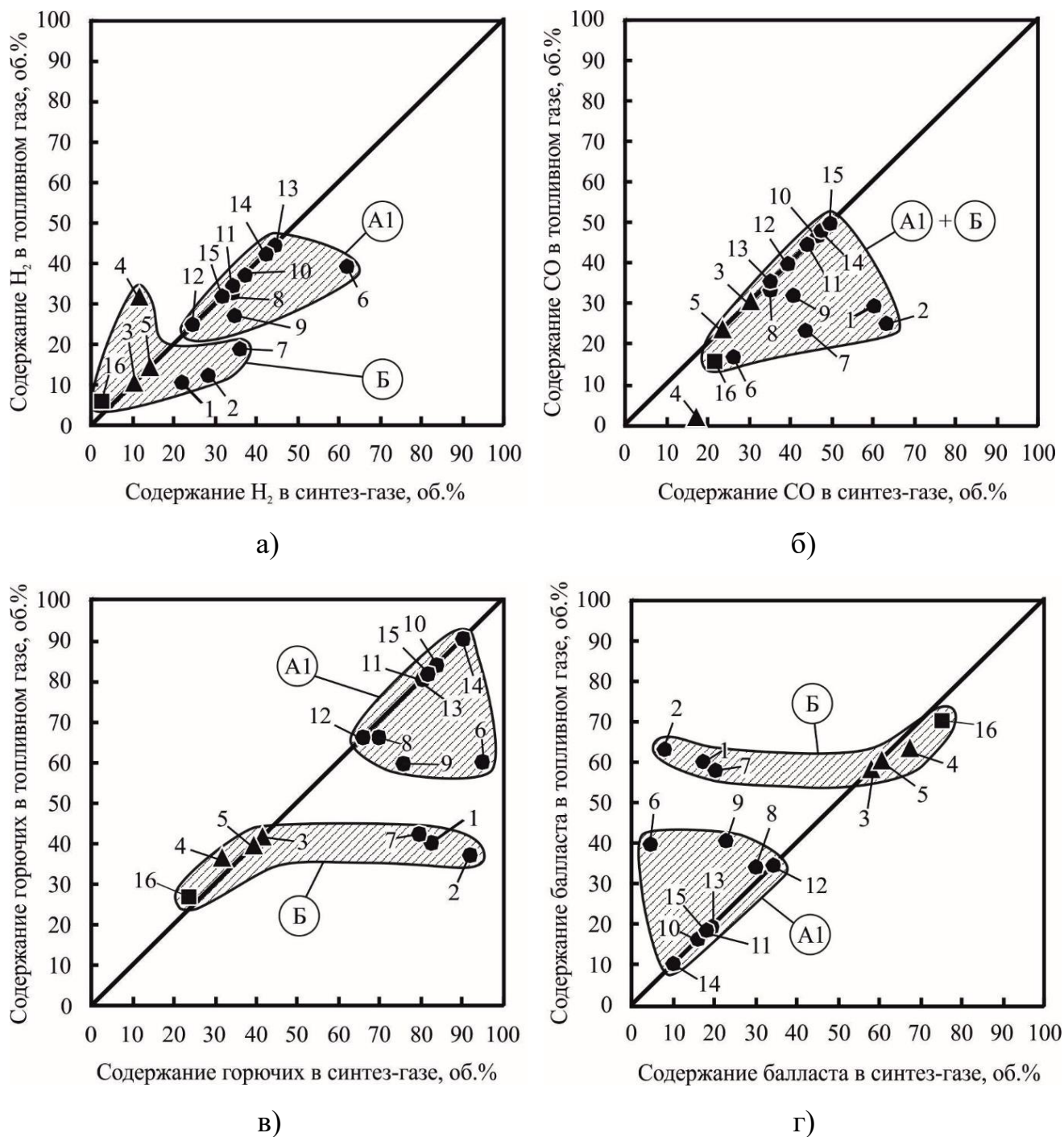


Рисунок 1.18. Содержание H_2 (а), CO (б), горючих компонентов (в) и балласта ($CO_2+H_2O+N_2$) (г) в искусственных газах при работе ПГУ на унифицированном топливе (обозначения см. рисунок 1.17)

Изменение Q_i^r , MWI перед сжиганием, а также эквивалентной теплоты сгорания топливоздушной смеси приведено на рисунке 1.19.

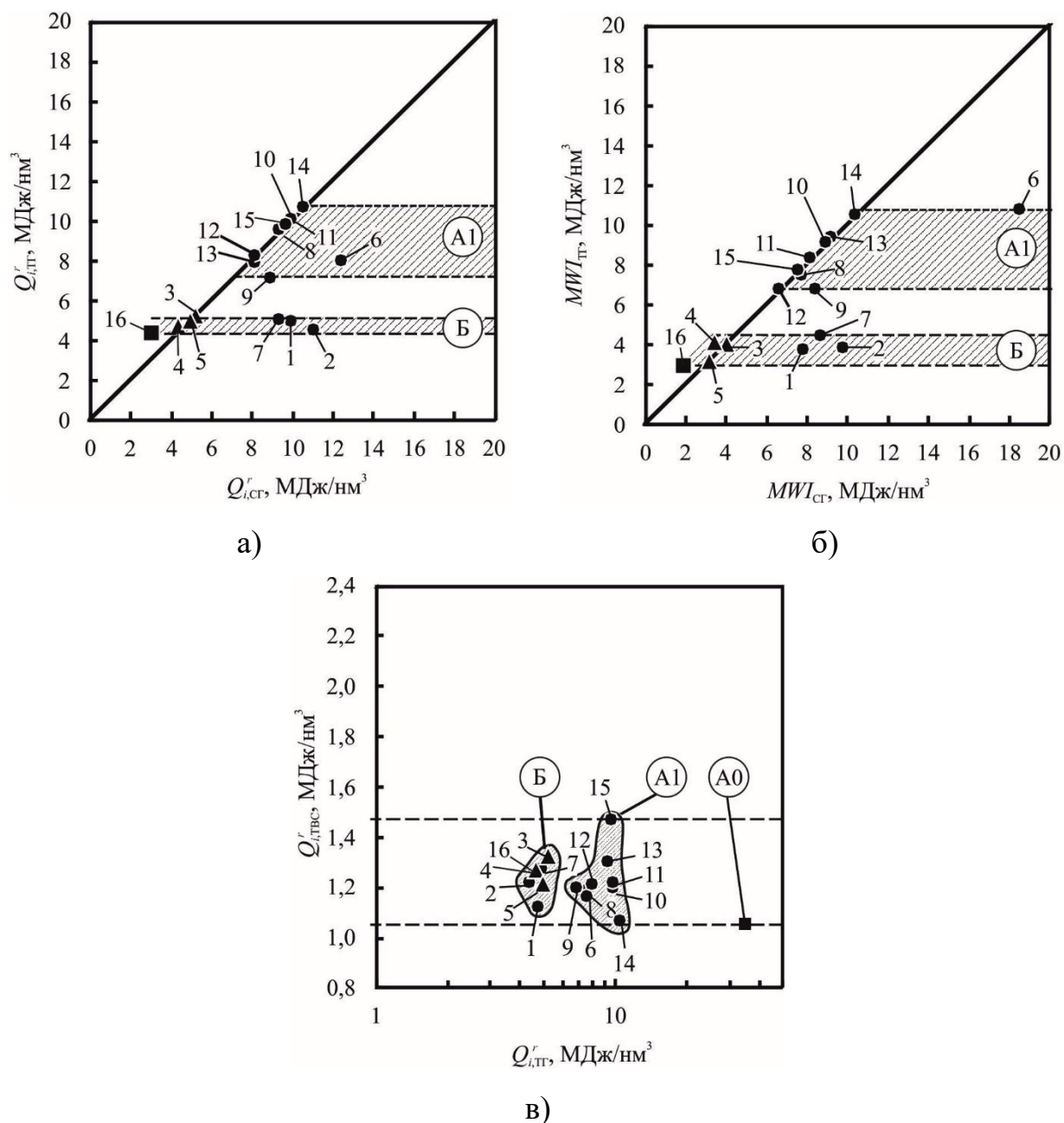


Рисунок 1.19. Коррекция синтез-газа перед сжиганием по Q_i^r (а) и по MWI (б), по эквивалентной теплоте сгорания ТВС $Q_{i,ТВС}^r$ (в): обозначения см. рисунок 1.17

Как видно, из двух представленных на рисунке 1.19а разнородных групп искусственных газов перед сжиганием в ГТУ формируется две группы топливных газов (см. рисунки 1.17б, 1.18, 1.19)

В первую группу (группа А1) входят топливные газы со средней теплотой сгорания, применяемые на двух ПГУ-ВЦГ, работающие на угле (*Tampa Polk* и *Wabash River*), и семи ПГУ-ВЦГ, работающие на нефтеотходах. В этих ПГУ-ВЦГ содержание H_2 в газе перед сжиганием поддерживают на уровне $24,8 \div 44,5$ об.%, а содержание CO – $16,5 \div 49,5$ об.%. Соотношение H_2/CO для этих объектов меняется от $0,628 \div 2,363$ в исходных синтез-газах и в топливных газах. Расчетное соотношение H_2O/CO_2 в продуктах сгорания составляет – $0,735 \div 4,007$, $Q_i^r = 7,0 \div 10,6$ МДж/нм³, $MWI=6,70 \div 10,66$ МДж/нм³.

Во вторую группу унифицированных низкокалорийных газов (группа Б), входит 7 из 16 рассмотренных топливных газов, получаемых из синтез-газов кислородной (I), воздушной (II) газификации и промышленных газов и сжигаемых на освоенных (коммерческих) ПГУ. Эти ПГУ работают на газах с содержанием водорода $6,8 \div 12,3 \div 31,6$ об.% и окиси углерода – $2,0 \div 16,5 \div 30,5$ об.%. Содержание $H_2=12,3 \div 31,6$ об.% и $CO=2,0 \div 16,5$ соответствует ПГУ на искусственных газах с удалением CO_2 по технологии *pre-combustion*. Соотношение H_2/CO для этих объектов корректируется от $0,344 \div 0,669$ в исходных синтез-газах до $0,344 \div 0,817$ (до 15,8 в случае удаления CO_2 по технологии *pre-combustion CCS*) в топливных газах. Расчетное соотношение H_2O/CO_2 в продуктах сгорания составляет – $0,454 \div 4,355$. $Q_i^r = 4,2 \div 5,2$ МДж/нм³, $MWI=3,16 \div 4,33$ МДж/нм³.

Несмотря на различие в исходных составах и способах подготовки компонентов (разбавление газа до камеры сгорания или окислителя в камере сгорания) эквивалентная теплота сгорания ТВС в ГТУ одного класса лежит в узком диапазоне значений, начиная от $Q_{TBC} \approx 1,07$ МДж/нм³ТВС (ПГУ-ВЦГ *PIEMSA*), соответствующей работе ГТУ на природном газе ($Q_{TBC} \approx 1,05$ МДж/нм³ТВС), до $Q_{TBC} \approx 1,47$ МДж/нм³ТВС (ПГУ-ВЦГ *Motiva Delaware*). Средняя для 16 объектов $Q_{TBC}=1,200$ МДж/нм³ТВС), что на 14,3% выше, чем в ГТУ на природном газе.

В Приложении 3 представлено описание конкретных способов подготовки унифицированной топливовоздушной смеси к сжиганию, применяемых на

наиболее известных освоенных ПГУ-ВЦГ, оснащенных холодной газоочисткой и ПГУ на доменном газе.

1.3.4. Температура газа и воздуха перед сжиганием⁵

Температура топливных газов перед сжиганием в освоенных ПГУ на искусственных газах поддерживается на одном из двух уровней:

1. На низкотемпературном уровне (менее $100\div 200^{\circ}\text{C}$, как при работе на природном газе) – с умеренным подогревом искусственных газов после *CGC*;
2. На среднетемпературном уровне ($230\div 540^{\circ}\text{C}$) – при более глубоком подогреве после *CGC*, после дожимного компрессора для готовых промышленных газов, либо при среднетемпературной («теплой» – $300\div 500^{\circ}\text{C}$) очистке *WGC* искусственных газов от загрязняющих веществ.

В перспективной разработке находятся технологии третьего (высокотемпературного) уровня. Температура топливного газа в нём определяется температурным уровнем *HGC*. Так в ПГУ с воздушным газификатором кипящего слоя под давлением температура топливного газа перед сжиганием составляет 700°C , а сжигание организуется в обедненных кислородом ($12\div 18\%$) выхлопных газах [36]. Максимально-достижимая температура подогрева топливного газа ограничивается температурой термического разложения его компонентов и может лимитироваться обратными реакциями сдвига водяного газа и Будуара.

Воздух, поступающий в камеру сгорания на действующих ПГУ на искусственных газах, обычно имеет температуру, определяемую степенью его сжатия в цикловом компрессоре – $330\div 540^{\circ}\text{C}$. В отдельных случаях (гибридные технологии с котлом ЦКСД и *topping*-циклом, а также технологии *HIPPS*) воздух может перегреваться до более высокой температуры $700\div 1000^{\circ}\text{C}$ [36, 79].

⁵ Подробный анализ опубликован в [2].

Анализ комбинаций температурных уровней топлива и циклового воздуха позволяет выделить четыре термических режима их подготовки перед подачей в камеру сгорания (рисунок 1.20).

Режим №1 – подача в камеру сгорания низкотемпературного ($40\div 200^{\circ}\text{C}$) топлива и среднетемпературного ($380\div 420^{\circ}\text{C}$) циклового воздуха. Такую технологию, используемую при работе на природном газе, применяют для сжигания искусственных газов с теплотой сгорания $7,0\div 10,6$ МДж/нм³ и содержанием $\text{H}_2\sim 24,8\div 44,5$ об.%, а также газов содержащим в своем составе C_nH_m . Увеличение температуры подогрева таких топливных газов с повышенным содержанием водорода опасно по соображениям взрывобезопасности, а при наличии C_nH_m возможно выпадение сажи в топливопроводе.

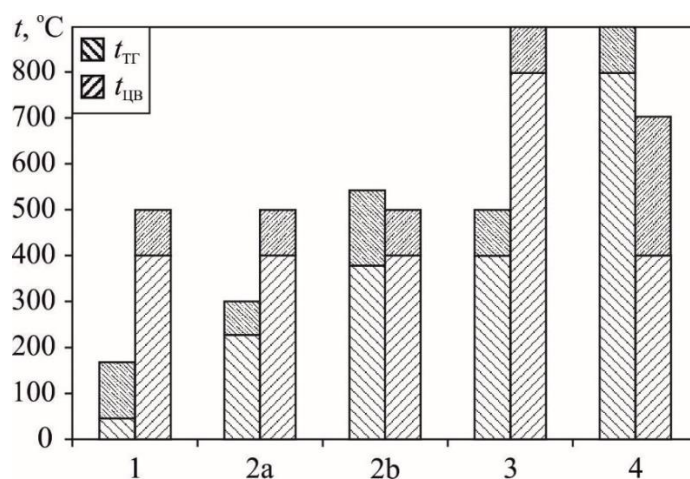


Рисунок 1.20 – Термические режимы подготовки компонентов ТВС [1]

Режим №2 – подача в камеру сгорания среднетемпературного топлива ($230\div 540^{\circ}\text{C}$) и среднетемпературного циклового ($380\div 420^{\circ}\text{C}$) воздуха. Этот режим в настоящее время является основным для сжигания унифицированных низкокалорийных и среднекалорийных газов в освоенных ПГУ на искусственных газах. Режим №2 можно разделить на два характерных подрежима: *2a* и *2b*.

Подрежим №2*a* – сжигание подогретого до $230\div 300^{\circ}\text{C}$ топливного газа в воздухе после циклового компрессора. Этот режим освоен в большинстве ПГУ как с кислородной, так и воздушной газификацией с *CGC*. Подогрев искусственного

газа организуется в теплообменниках питательной водой высокого давления из котла-утилизатора, или в регенеративном охладителе неочищенного синтез-газа за газификатором, либо другими способами.

Подрежим №2b – сжигание подогретого до $370\div 540^{\circ}\text{C}$ топливного газа в воздухе после циклового компрессора. Режим №2b реализуется в ПГУ-ВЦГ с WGC без дополнительного подогрева синтез-газа как кислородной, так и воздушной газификации, а также при сжигании промышленных газов после сжатия в топливном компрессоре.

Режим №3 – подача в камеру сгорания среднетемпературного (500°C) топливного газа и высокотемпературного ($700\div 900^{\circ}\text{C}$) воздуха предусматривает сжигание обедненных энергетических газов ($2,4\div 3,4$ МДж/нм³) – типа воздушного (без коррекции) при наличии системы WGC или доменного (без обогащения). Опыт высокотемпературного нагрева воздуха известен в металлургии [80], но не освоен в промышленных ПГУ.

Режим №4 – подача в камеру сгорания высокотемпературного топлива и обедненного циклового воздуха. Необходимость сжигания высокотемпературного газа может возникнуть при применении HGC, разработкой которой занимаются в ряде компаний. Применение HGC позволит в схемах ПГУ-ВЦГ обходиться без газоохладителя и передавать всю физическую теплоту синтез-газа в газовую турбину. Однако на пути освоения могут возникнуть неразрешимые проблемы, связанные с термическим разложением компонентов синтез-газа, а также с химическим и физическим разрушением сорбентов, фильтров и т.д.

1.3.5. Режимы сжигания⁶

На рисунке 1.21 выделены три характерных режима сжигания искусственных газов в зависимости от их теплоты сгорания и уровня термической подготовки.

⁶ Подробный анализ опубликован в [2].

Рассмотрены теоретические температуры горения при $\alpha = 1$ (во фронте горения диффузионного факела) и при $\alpha = 3$ (рабочий избыток на выходе из камеры сгорания ГТУ на природном газе класса F).

Режим А – сжигание низкотемпературного ($40\div 200^\circ\text{C}$) газа в цикловом воздухе. Сжигание по такой схеме стандартного газотурбинного топлива (природный газ $Q_i^r = 36 \text{ МДж/нм}^3\cdot\text{ТГ}$, $Q_{\text{эКВ}} = 0,9 \text{ МДж/нм}^3\cdot\text{ТВС}$) в диапазоне $\alpha = 1\div 3$ обеспечивает экологичные режимы современных газовых турбин класса $1300\div 1400^\circ\text{C}$ (область А0 на рисунке 1.12). По аналогичной схеме сжигают индивидуальные искусственные газы с теплотой сгорания $Q_i^r = 7,0\div 10,6 \text{ МДж/нм}^3\cdot\text{ТГ}$ в обедненном окислителе при $Q_{\text{эКВ}} = 0,9\div 1,1 \text{ МДж/нм}^3\cdot\text{ТВС}$ (область А1) в газовых турбинах класса $1100\div 1200^\circ\text{C}$.

Режим Б – сжигание среднетемпературного газа в цикловом воздухе ($Q_i^r = 4,2\div 5,2 \text{ МДж/нм}^3\cdot\text{ТГ}$, $Q_{\text{эКВ}} = 0,89\div 1,73 \text{ МДж/нм}^3\cdot\text{ТВС}$). При таком нагреве топливного газа (до 500°C) температура горения бедных газов становится достаточной для современных газовых турбин класса $1300\div 1400^\circ\text{C}$ (рисунок 1.21). Этот способ в настоящее время является основным для сжигания искусственных газов в газовой турбине класса $1100\div 1200^\circ\text{C}$. Применяется для сжигания низкокалорийных унифицированных газов кислородной, воздушной газификации и промышленных (доменный газ). Является перспективным для ПГУ-ВЦГ с HGC . Поле рабочих параметров этой области располагается левее области А1. Оснащение вновь строящихся ПГУ-ВЦГ системой HGC будет смещать область применения данной технологии в сторону более бедных газов.

Режим В – сжигание среднетемпературного газа в высоконагретом цикловом воздухе ($Q_i^r = 2,4\div 3,4 \text{ МДж/нм}^3\cdot\text{ТГ}$, $Q_{\text{эКВ}} = 0,69 \text{ МДж/нм}^3\cdot\text{ТВС}$). Применение высокотемпературного нагрева воздуха и WGC синтез-газа (рисунок 1.21) позволяет получить значительное увеличение температуры горения бедных газов при рабочем избытке воздуха ($\alpha = 3$). Высокотемпературный нагрев воздуха может рассматриваться как один из способов обеспечения стабильного режима горения в современных высокотемпературных газовых турбинах. Эта технология дает

возможность рассматривать применение синтез-газа для турбин класса 1600÷1700°С.

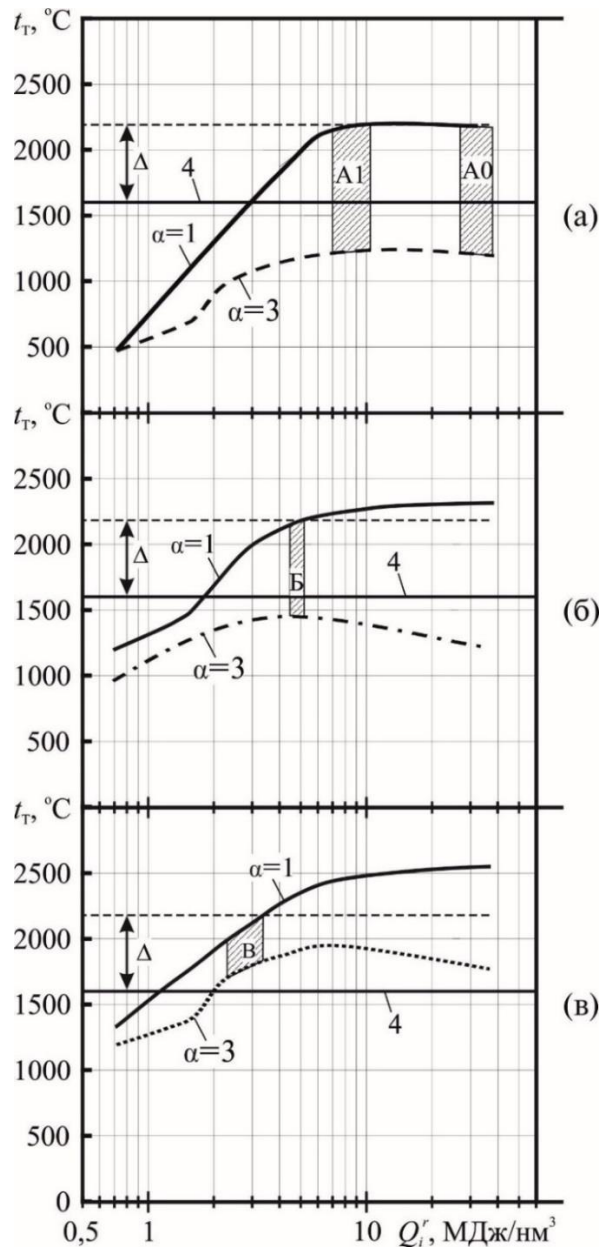


Рисунок 1.21 – Температурные режимы сжигания искусственных газов в ГТУ:

- а) сжигание низкотемпературного синтез-газа в цикловом воздухе (400°С) – термический режим подготовки №1; б) сжигание среднетемпературного синтез-газа (500°С) в цикловом воздухе (400°С) – термический режим подготовки №2б; в) – сжигание среднетемпературного синтез-газа (500°С) в высоконагретом воздухе (1000°С) – термический режим подготовки №3; 4 – температура начала интенсивного образования NO_x [81]

1.4. Выводы и задачи исследования

В настоящее время ПГУ на искусственных газах по виду используемого окислителя в турбинной установке делятся на 2 типа:

- 1) *Air-fuel* технологии – с воздушным окислителем;
- 2) *Oxy-fuel* технологии – с кислородным окислителем.

Наибольшее распространение ввиду относительной простоты конструкции турбинной установки и технологической схемы получили ПГУ на искусственных газах на основе *Air-fuel* технологии.

ПГУ на искусственных газах на основе *Oxy-fuel* технологии в настоящее время находятся на стадии проектных и опытно-конструкторских разработок, с перспективой внедрения в промышленную эксплуатацию.

Газодинамический профиль ПГУ на искусственных газах имеет асимметричный одномодальный вид:

- для *Air-fuel* технологий максимум приходится на газификатор;
- для *Oxy-fuel* технологий максимум может приходиться на турбинную установку.

Температурный профиль ПГУ на искусственных газах имеет асимметричный бимодальный вид (максимумы достигаются на уровне газификатора и газовой турбины, минимумы – в узле газоочистки) с тенденцией перехода к одномодальному. Несмотря на активное проведение научно-исследовательских работ по сжиганию искусственных газовых топлив в камерах сгорания с предварительным смешением, основным способом сжигания искусственных газов в ГТУ остается диффузионный.

При переводе серийной ГТУ на искусственное газовое топливо модификации подвергаются все основные элементы ГТУ, но наибольшей модификации подвергается камера сгорания.

В зависимости от генезиса искусственные газовые топлива делятся на 2 разнородные группы (кислородные и воздушные). Из них перед сжиганием в ГТУ

формируется две новые группы топливных газов. Наибольший интерес у разработчиков вызывает группа, которая состоит из унифицированных низкокалорийных газов ($4,2 \div 5,2$ МДж/нм³), получаемых из синтез-газов кислородной (I), воздушной (II) газификации угля и промышленных газов. Другая группа состоит из среднекалорийных синтез-газов ($7,0 \div 10,6$ МДж/нм³) кислородной газификации угля и нефтеотходов.

В топливных газах первой группы содержание CO составляет $16,5 \div 30,5$ об.%, H₂ – $6,8 \div 12,3$ об.%. Отсюда видно, что основным горючим компонентом ряда искусственных топливных газов является CO.

Повышение температуры искусственного газа с $30 \div 130^\circ\text{C}$ до $300 \div 500^\circ\text{C}$ (что соответствует уровню среднетемпературной газоочистки) увеличивает КПД ГТУ на $\sim 3 \div 5\%$.

Нагрев циклового воздуха с 440°C до 900°C повышает КПД ГТУ на $\sim 3\%$ и КПД всей ПГУ с воздушной газификацией на $\sim 1,5\%$.

Способы управления теплофизическими параметрами рабочего тела турбинной установки, работающей в составе ПГУ на искусственных газах, укрупненно можно разделить на 2 вида:

1. калорический – путём изменения теплоты сгорания газотурбинного топлива, направленный главным образом на снижение выбросов NO_x и повышение мощности газотурбинного цикла за счет увеличения массового расхода рабочего тела через газовую турбину.

2. термический – путём изменения температурного уровня потоков (газотурбинного топлива и / или воздуха) перед подачей в камеру сгорания газотурбинного цикла.

В обоих случаях сравнение эффективности влияния конкретных способов управления теплофизическими параметрами рабочего тела на характеристики работы газотурбинного цикла не рассматривались.

В данной работе:

– методами экспериментального и численного исследования рассматривается влияние термических способов управления на экологические аспекты работы камеры сгорания ГТУ, работающей в составе ПГУ на искусственных газовых топливах;

– методом термодинамического анализа проводится исследование влияния калорических и термических способов управления теплофизическими параметрами рабочего тела на удельную работу газовой турбины и газотурбинного цикла в целом и их чувствительность.

Проведенный анализ позволяет поставить основные задачи исследования:

1) разработать методику и провести экспериментальное исследование влияния термического способа управления теплофизическими параметрами рабочего тела на характеристики горения (режимы погасания и экологичность) модельных искусственных газов на основе СО;

2) подготовить подмодели расчета и провести численные *CFD* исследования влияния термического способа управления теплофизическими параметрами рабочего тела газовой турбины на экологичность сжигания искусственных газов, обобщающие и дополняющие технологии экологичного сжигания искусственных газов применительно к промышленным ГТУ;

3) отработать методику и провести термодинамический анализ чувствительности удельной работы газовой турбины и газотурбинного цикла в целом к калорическим и термическим способам управления теплофизическими параметрами рабочего тела.

2. Методики исследования

2.1. Экспериментальные исследования⁷

Экспериментальная часть диссертации направлена на исследование влияния нагрева воздуха (от 400 до 800°C) на процесс горения основного горючего компонента ряда искусственных топливных газов – CO, ограничивающего (в силу низкой реакционной способности) возможность применения техники сжигания унифицированных низкокалорийных газов. Содержание CO в сырых синтез-газах на выходе из газификатора воздушной конверсии составляет 15÷30 об.%, кислородной конверсии – 35÷65 об.%, в готовых промышленных газах – 10÷65 об.%, в цикле *Allam* – до 90 об.%. Перед подачей искусственного топливного газа в камеру сгорания содержание горючих компонентов и теплоты сгорания газа в настоящее время подвергаются коррекции (см. раздел 1.3).

Объектом исследования являются модельные синтез-газы, получаемые путем смешения в разных пропорциях CO и N₂ (CO-N₂ смесь – рисунок 2.1).

Целью исследования является:

– определение режимов воспламенения и погасания факела при горении предварительно не перемешанной смеси модельного синтез-газа и высоконагретого (до 400÷800°C) воздуха в ламинарном пламени с параллельными потоками (в спутном потоке) – эксперименты №1 и №2;

– выявление зависимости выбросов NO_x и полноты сгорания модельного синтез-газа от температуры и расхода воздуха – эксперименты №3.

Экспериментальная установка основана на диффузионном способе сжигания микроструйного топливного газа в спутном потоке воздуха. Такая конфигурация пламени наиболее близка к фактической в ряде горелочных устройств ГТУ производства фирм *GE* и *MHPS* [13, 14].

⁷ Постановка экспериментального исследования опубликована в [82].

На рисунке 2.1 нанесены области, занимаемые неразбавленным СО (эксперимент №1) и смесью СО- N_2 (эксперименты №2 и №3), а также сырыми и подготовленными к сжиганию искусственными газами (воздушной и кислородной газификации и промышленными). Отдельно обозначены области унифицированных топливных газов – среднекалорийных типа А1, низкокалорийных типа Б и предельно-бедных типа В.

Как видно, эксперимент №1 проходит (позиция 5 на рисунке 2.1) при переобогащенном (выше области А1) для сжигания в ГТУ искусственном газе. Эксперимент №2 начинается при относительно высокой калорийности (области А1 и Б) и завершается в области низкокалорийных (область Б) и предельно бедных (область В и ниже) газов. Эксперимент № 3 начинается с чистого СО (в переобогащенной области) и заканчивается в области А1. Таким образом, в экспериментах охвачены все концентрации СО от ~0 до 100 об.% в топливном газе.

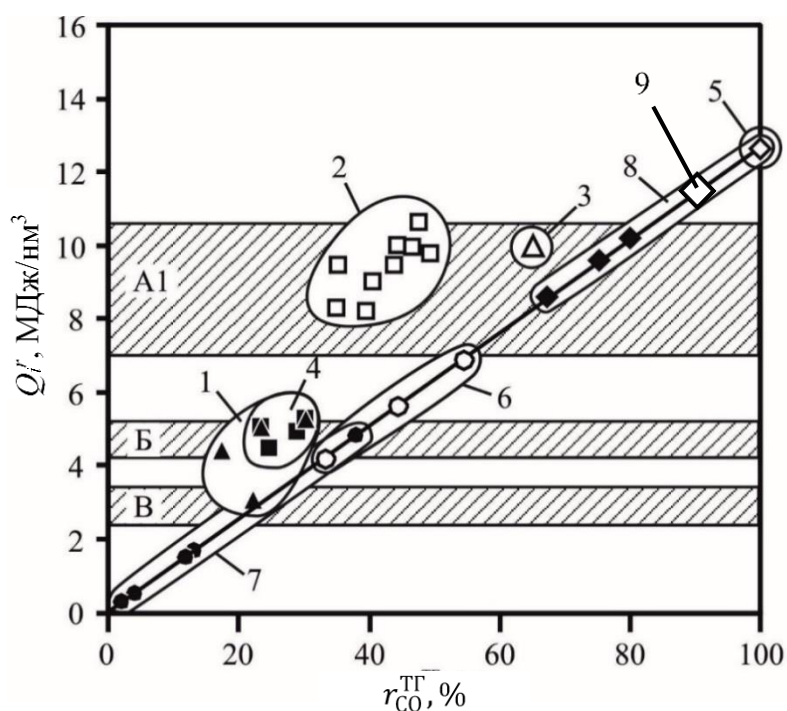


Рисунок 2.1 – Ситуационный график проведения экспериментов №1, 2 и 3:
 1 – воздушные синтез-газы ПГУ-ВЦГ и доменный газ; 2 – кислородные газы ПГУ-ВЦГ; 3 – конвертерный газ; 4 – унифицированные топливные газы ПГУ-ВЦГ типа Б; 5 – эксперимент №1 (воспламенение и погасание); 6 – эксперимент

№2 (воспламенение); 7 – эксперимент №2 (погасание); 8 – эксперимент №3;
9 – топливный газ в *Oxy-fuel* цикле *Allam*

2.1.1. Экспериментальная установка

Для исследования процесса горения модельного синтез-газа на основе CO в среде высокотемпературного воздуха разработан экспериментальный стенд, общая схема которого представлена на рисунке 2.2.

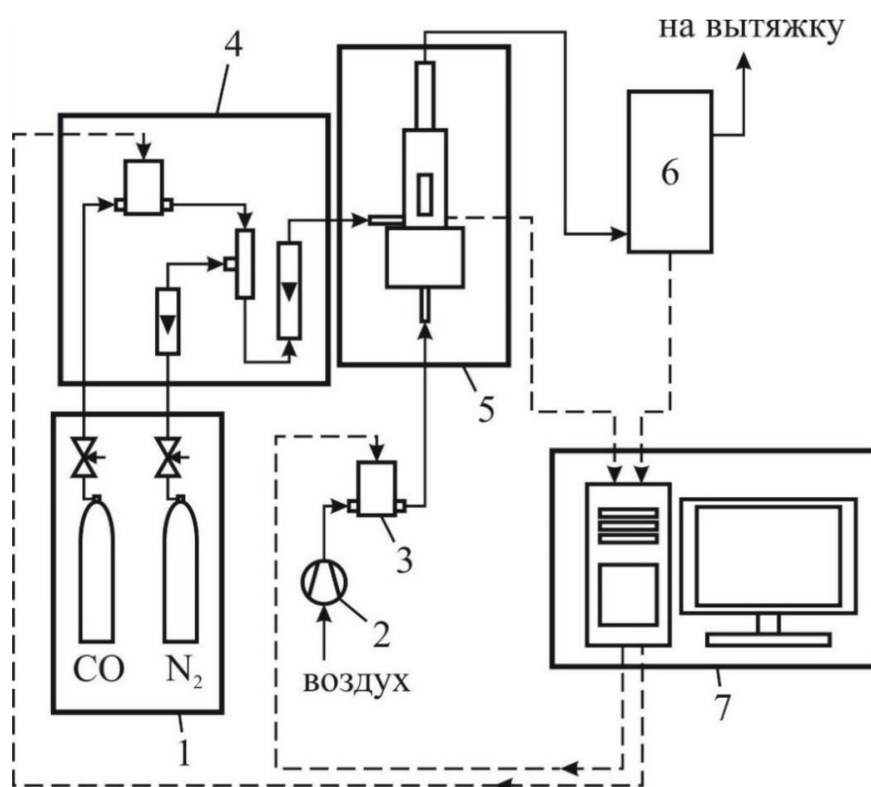


Рисунок 2.2 – Схема экспериментального стенда: 1 – баллонное хозяйство; 2 – воздушный компрессор; 3 – регулятор расхода воздуха РРГ-12; 4 – система подготовки модельного синтез-газа (Приложение 7); 5 – модуль для исследования процесса горения модельных синтез-газов (рисунок 2.3, Приложение 8); 6 – система газового анализа (Приложение 9); 7 – система управления и сбора данных (Приложение 10)

К основным узлам экспериментального стенда относятся модуль для исследования процесса горения модельных синтез-газов и система подготовки

модельного синтез-газа. К вспомогательным узлам – баллонное хозяйство, система газового анализа и система управления и сбора данных.

Основные узлы

Работа модуля для исследования процесса горения модельных синтез-газов основана на диффузионном (с отдельной подачей газового топлива и воздуха в реакционную камеру) способе сжигания модельного синтез-газа (CO-N_2 смесь) в спутном потоке высоконагретого (до 800°C) воздуха. Модуль состоит из реакционной камеры, системы нагрева воздуха и системы регулирования мощности ступеней нагрев (см. рисунок 2.3).

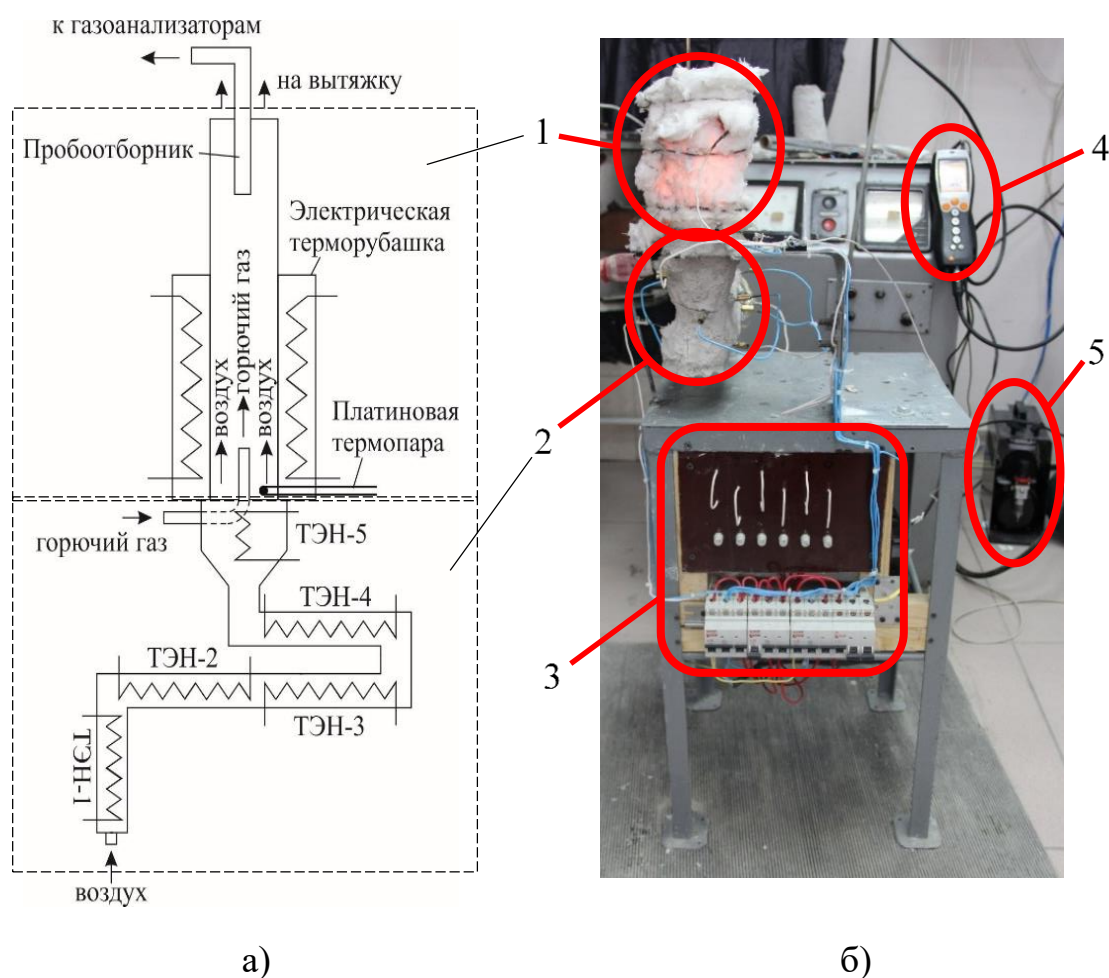


Рисунок 2.3 – Схема (а) и фотография (б) модуля для экспериментального исследования процесса горения модельных синтез-газов на основе CO в потоке высоконагретого воздуха: 1 – реакционная камера; 2 – система нагрева воздуха;

- 3 – система регулирования мощности ступеней нагрева; 4 – газоанализатор;
5 – воздушный компрессор

Реакционная камера (рисунок 2.4) состоит из кварцевой трубки (внутренний диаметр 27 мм, толщина стенок 1,5 мм, высота 300 мм) с электрической терморубашкой, обеспечивающая охранный нагрев. Для уплотнения пространства между кварцевой трубкой и электрической терморубашкой используется слой керамического огнеупорного стекловолокна *Cerablanket*, что также способствует компенсации термических расширений кварцевой трубки. В нижней части кварцевой трубки выполнено отверстие (диаметром 5 мм) для прохода термопары. Для уплотнения зазора использован *Cerablanket*. Расстояние от горячего спая термопары до газового сопла 4,5 мм, до стенки 7 мм.

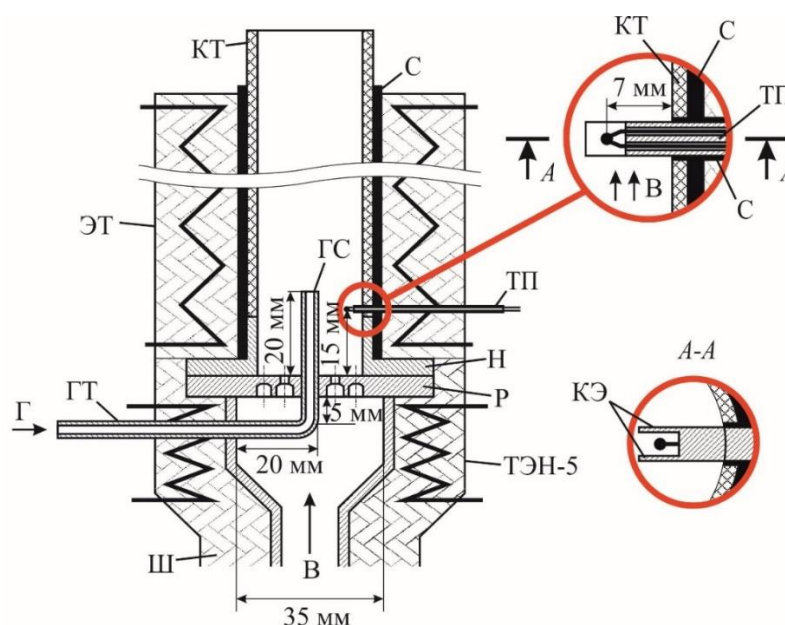


Рисунок 2.4 – Схема реакционной камеры экспериментальной установки:
В – воздух; Ш – шамот; Г – горючий газ (модельный синтез-газ); ГТ – газовый тракт; ГС – газовое сопло; ТЭН-5 – пятая ступень нагрева воздуха;
Р – воздухораспределительная решетка; Н – насадка; ТП – термопара;
ЭТ – электрическая терморубашка; КТ – кварцевая трубка; С – керамический огнеупор *Cerablanket*; КЭ – керамические экраны термопары

Реакционная камера расположена над системой нагрева воздуха (после ТЭН-5 по ходу воздуха – см. рисунок 2.4). Между реакционной камерой и системой нагрева закреплена воздухораспределительная решетка, выполненная из нержавеющей стали марки 12Х18Н9Т. Решетка предназначена для равномерного распределения воздушного потока в реакционной камере. Она представляет собой металлический диск с 23 отверстиями для прохода воздуха и технологическим отверстием в центре для газового сопла с внутренним диаметром $\varnothing 2$ мм и толщиной стенки 1 мм (см. рисунки 2.4 и 2.5).

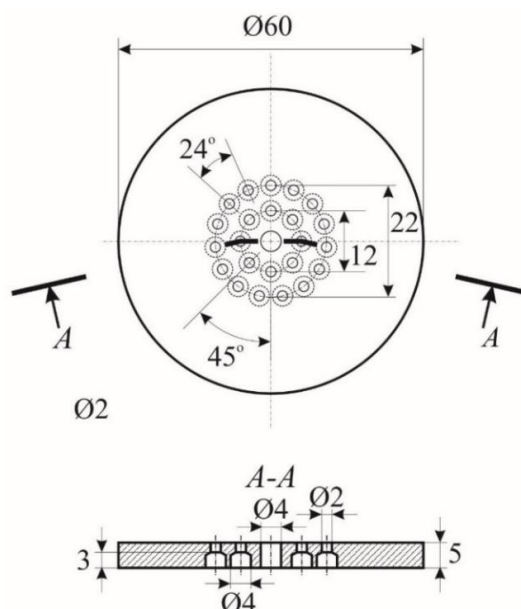


Рисунок 2.5 – Воздухораспределительная решетка

Для определения температурного режима применена малоинерционная платинородиево-платиновая микротермопара типа ДТПС021.1О-0,5/0,20 в керамической трубке $\varnothing 4$ мм с обнаженным спаем. Основные характеристики термопары представлены в таблице 2.1.

Таблица 2.1 – Основные характеристики термопары

Заводское обозначение	Тип	Диапазон измерения, °С	Тепловая инерция, с	Диаметр горячего спая, мм
ДТПС021.1О-0,5/0,20	S (ТПП)	0÷1300	Не более 30	0,7

Удаление сая от стенки на 10 калибров минимизировало перетоки тепла вдоль термоэлектродов. Наличие керамического экрана (см. рисунок 2.4) снижало погрешность измерения температуры воздуха (см. Приложение 12).

Размещение сая в потоке воздуха ниже ввода струи газа исключало возможное развитие каталитического эффекта на поверхности платиновых термоэлектродов.

Результат замера температуры выводится в виде табличных данных на монитор компьютера с частотой обновления 1 сек. Фиксация температуры воздуха для моментов воспламенения и погасания проводилась за 5 сек. до воспламенения и спустя 5 сек. после погасания факела. Такой способ позволяет уверенно определять температуру воздуха без искажения показаний со стороны излучающего факела.

Расчет погрешности измерения термодары в зависимости от температуры воздуха и температуры стенки реакционной камеры представлены в разделе 2.1.3.

Система нагрева воздуха включает пять последовательных ступеней (см. рисунки 2.3 и П7.1) общей электрической мощностью 3,8 кВт. Каждая ступень состоит из нестандартного изолированного термоэлектрического нагревателя (ТЭН) мощностью 0,76 кВт, выполненного из нихромовой проволоки Ø0,5 мм.

Для регулирования температуры воздуха, поступающего в реакционную камеру, собрана система регулирования мощности ступеней нагрева (рисунок П8.2), основанная на электрической схеме симисторного регулятора тока (рисунок П8.3).

Для каждой ступени нагрева установлен свой регулятор мощности, что обеспечивает гибкость управления ступенями нагрева. Точность регулирования температуры $\pm 1^\circ\text{C}$. Выход на рабочий режим, в зависимости от температуры воздуха, подаваемого в реакционную зону, занимает 1,5÷4 часа.

Система подготовки модельного синтез-газа. Модельный синтез-газ получается путем смешения CO и N₂ в трубчатом смесителе (рисунок П7.1). Расход CO контролируется регулятором расхода типа РРГ-12, расход N₂ – ротаметром типа

LZB-3. Расход модельного синтез-газа, подаваемого в реакционную камеру, контролируется ротаметром типа *LZB-4*.

В таблице 2.2 представлены основные характеристики регуляторов расхода:

Таблица 2.2 – Основные характеристики регуляторов расхода

Регулятор расхода	Диапазон регулирования, л/мин	Градуировка	Погрешность, % от пропускаемого расхода
РРГ-12 для СО	0÷1,5	по СО при 20°С и 0,1 МПа	±0,25
<i>LZB-3</i>	0,15÷1,5	по воздуху при 20°С и 0,1 МПа	4÷6
<i>LZB-4</i>	0,2÷2,5		2,5÷4

Градуировка ротаметров *LZB-3* и *LZB-4* выполнена по воздуху, поэтому для определения фактического расхода N_2 и модельного синтез-газа показания ротаметров пересчитываются по формуле:

$$V_i = V_P \cdot \sqrt{\frac{\rho_B \cdot P_i \cdot T_B \cdot Z_i}{\rho_i \cdot P_B \cdot T_i \cdot Z_B}} \quad (2.1)$$

где V_i – фактический расход измеряемой среды, л/мин;

V_P – объемный расход приведенный к нормальным условиям (показания ротаметра), л/мин;

ρ_i – плотность измеряемой среды при нормальных условия, кг/м³;

$\rho_B = 1,293$ кг/м³ – плотность воздуха при нормальных условия;

P_i – давление измеряемой среды, Па;

$P_B = 1,013 \cdot 10^5$ Па – давление градуировочной среды (воздуха);

T_i – температура измеряемой среды, К;

$T_B = 293$ К – температура градуировочной среды (воздуха) при калибровке;

Z_i – коэффициент сжатия измеряемой среды при T_i и P_i ;

Z_B – коэффициент сжатия градуировочной среды (воздуха) при T_B и P_B ;

Нагрев модельного синтез-газа. Из рисунков 2.2 и 2.3 видно, что газовый тракт контактирует с горячим воздухом на протяжении $L_{ГТ} \approx 50$ мм. Измерить температуру модельного синтез-газа перед выходом из газового сопла без

возмущения режима истечения газа и воздуха не представляется возможным. Температура модельного синтез-газа на выходе из сопла определяется расчетом.

В таблице 2.3 приведен диапазон изменения параметров сред, подаваемых в реакционную камеру экспериментальной установки.

Таблица 2.3 – Диапазон параметров подаваемых сред

Параметр		Диапазон
Расход компонентов газовой смеси (при $t=20$ °С и $p=0,1$ МПа.), л/мин	СО	0,02÷1,5
	N ₂	0÷1,53
Расход воздуха, л/мин		0,2÷7,4
Температура воздуха, °С		400÷800
Температура модельного синтез-газа (расчетная), °С		31÷183

Вспомогательные узлы

Баллонное хозяйство состоит из двух баллонов (в одном баллоне оксид углерода СО, во втором азот N₂), технические характеристики которых представлены в таблице 2.4. Из баллонов газы подаются в систему подготовки модельного синтез-газа.

Таблица 2.4 – Технические характеристики баллонного хозяйства

Баллон	Состав	Объем	Давление
СО	СО – не более 98%; N ₂ – не более 2%, O ₂ – не более 0,05%, H ₂ – не более 0,3%, H ₂ O – не более 0,05 (согласно ТУ 6-02-7-101-86)	40 литров	20 МПа
N ₂	N ₂ – не менее 99,9999%, O ₂ – не более 0,5 ppmv (согласно ТУ 2114-007-53373468-2008)	40 литров	15 МПа

Система газового анализа. Состав продуктов сгорания определяется путем:

- прямого измерения содержания СО₂ и O₂ комплектом газоаналитического оборудования КР-1353Е (Серия ГАММА-100 Аналитприбор);
- прямого измерения содержания СО и NO газоанализатором *Testo 330-2 LL*
- балансового расчета содержания N₂.

Диапазон измерений и погрешность газоаналитического оборудования представлены в Приложении 9.

Система управления и сбора данных. Для удобства управления ходом эксперимента и фиксирования экспериментальных данных создана мнемосхема экспериментального стенда (см. рисунок 2.1) в программном пакете *InduSoft Web Studio*. Мнемосхема экспериментального стенда (рисунок П10.1) выводит параметры сред, входящих и выходящих из реакционной камеры экспериментальной установки, на монитор компьютера в реальном времени.

На рисунке П10.2 представлен шкаф преобразователя интерфейсов регулятора расхода типа РРГ-12 для СО. Преобразователь интерфейсов регулятора расхода РРГ-12 работает от блока питания на 24 В, а сам регулятор расхода РРГ-12 – от блока питания на 15 В.

2.1.2. Погрешность измерения

Достоверность экспериментальных данных в значительной степени зависит от корректного измерения температуры воздуха в моменты воспламенения и погасания диффузионного факела. Для точного измерения температуры воздуха перед воспламенением и после погасания диффузионного факела (в моменты отсутствия факела) необходимо поддерживать равномерность профиля температур горячего воздуха по поперечному сечению реакционной камеры экспериментальной установки.

С целью минимизации теплопотерь через стенки реакционной камеры в окружающую среду и приближения процесса горения модельного синтез-газа к адиабатным условиям экспериментальная установка оснащена теплоизоляцией и электрической терморубашкой (см. рисунок 2.4), обеспечивающей охранный нагрев реакционной камеры и поддерживающей температуру стенок $t_{СТ}$ на уровне или выше температуры горячего воздуха t_B (см. рисунок 2.6).

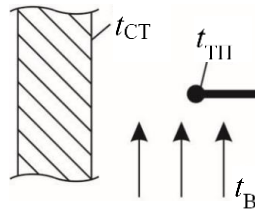


Рисунок 2.6 – Схема расположения стенки, термопары и направления потока горячего воздуха – вид сбоку

Расчет температуры нагрева воздуха в электрическом нагревателе представлен в Приложении 11. Расчетная оценка влияния температуры стенки реакционной камеры t_{CT} на погрешность термопары $\Delta t_{ТП}$ представлена в Приложении 12.

Существует три предельных режима работы электрической терморубашки:

- I. температура стенки t_{CT} находится на уровне температуры горячего воздуха t_B (т.е. $t_{CT}/t_B \approx 1$);
- II. температура стенки t_{CT} превышает температуру горячего воздуха t_B (т.е. $t_{CT}/t_B > 1$);
- III. температура стенки t_{CT} меньше температуры горячего воздуха t_B (т.е. $t_{CT}/t_B < 1$).

В случае $t_{CT}/t_B \approx 1$ неравномерность профиля температур горячего воздуха по поперечному сечению реакционной камеры стремится к минимуму, а показания термопары $t_{ТП}$ соответствует температурам t_{CT} и t_B .

В случае $t_{CT} > t_B$ спай термопары будет перегреваться по сравнению с воздухом за счет лучистого потока стенок реакционной камеры, что создает погрешность измерения температуры горячего воздуха на $\Delta t_{ТП}$. В этом случае стенка реакционной камеры перегревает спай термопары на $\Delta t_{CT \rightarrow ТП}$, а поток воздуха с относительно меньшей температурой t_B охлаждает спай, уменьшая суммарный перегрев спая до $\Delta t_{ТП}$. Температура спая термопары $t_{ТП}$ будет определяться из теплового баланса:

$$Q_L = Q_K \quad \rightarrow \quad q_L \cdot F_{ТП} = q_K \cdot F_{ТП}$$

$$\varepsilon_{\text{п}} \cdot C_0 \cdot \left[\left(\frac{T_{\text{СТ}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{ТП}}}{100} \right)^4 \right] \cdot F_{\text{ТП}} = \alpha_{\text{к}} \cdot (T_{\text{ТП}} - T_{\text{В}}) \cdot F_{\text{ТП}}$$

где $T_{\text{ТП}}$ – температура спая термопары, К (обозначения см. Приложении 11).

Абсолютная и относительная погрешность измерения температуры горячего воздуха $\Delta t_{\text{ТП}}$ определяется по соотношениям:

$$\pm \Delta t_{\text{ТП}} = t_{\text{ТП}} - t_{\text{В}}, \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\delta = \frac{\pm \Delta t_{\text{ТП}}}{t_{\text{В}}}$$

Проведем расчетную оценку влияния $t_{\text{СТ}}$ на показания термопары $t_{\text{ТП}}$ и на абсолютную $\Delta t_{\text{ТП}}$ и относительную δ погрешности измерения температуры горячего воздуха.

Результаты расчетной оценки. Рассмотрим два случая измерения температуры горячего воздуха термопарой со спаем: I – термопары без защитного экрана; II – термопары с защитным экраном.

Методика и пример проведения расчетной оценки представлены в Приложении 12. На рисунке 2.7 представлен график влияния $t_{\text{СТ}}$ и $t_{\text{В}}$ на абсолютную и относительную погрешность термопары без защитного экрана:

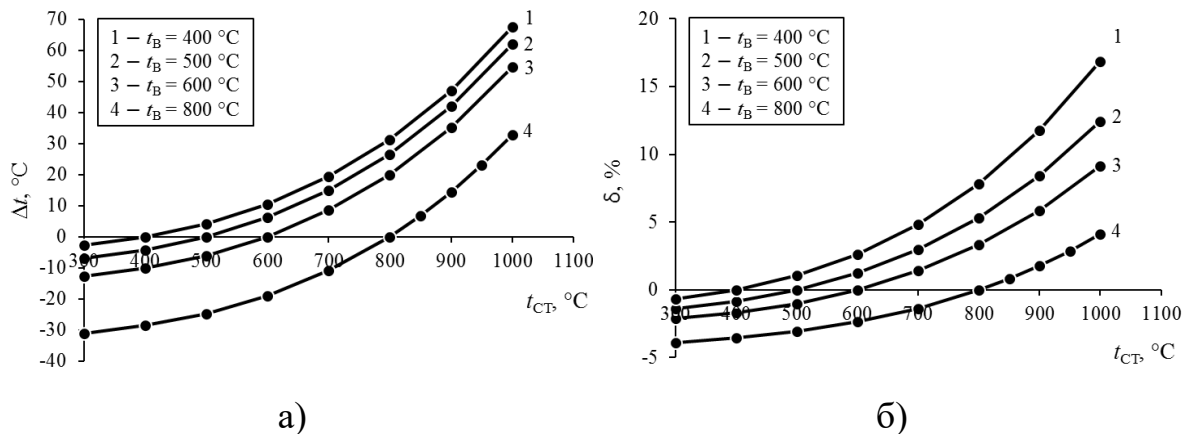


Рисунок 2.7 – Влияние $t_{\text{СТ}}$ и $t_{\text{В}}$ на абсолютную (а) и относительную (б) погрешность термопары без защитного экрана

На рисунке 2.8 представлен график влияния $t_{\text{СТ}}$ и $t_{\text{В}}$ на $\Delta t_{\text{ТП}}$ и $t_{\text{ТП}}$ в случае измерения температуры термопарой с защитным экраном:

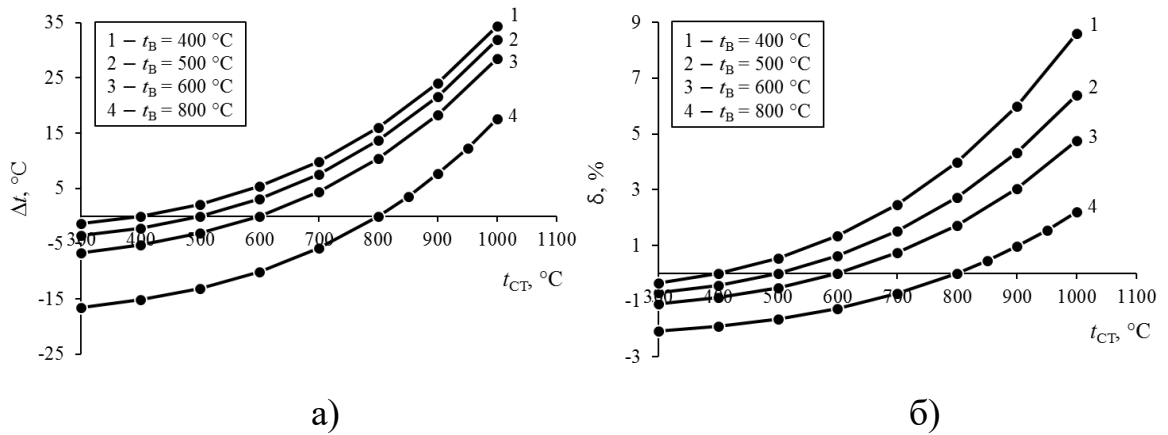


Рисунок 2.8 – Влияние $t_{СТ}$ и t_B на абсолютную (а) и относительную (б) погрешность термопары с защитным экраном спая

Общая среднеквадратическая погрешность измерений σ определяется по:

$$\sigma = \sqrt{\sigma_1^2 + \delta^2}, \quad \%$$

где σ_1 – приборная погрешность термопары, равная:

– в диапазоне измеряемых температур $0...600$ °С: $\sigma_1 = 100 \cdot \frac{\pm 1,5}{t_B}$, %

– в диапазоне измеряемых температур $600...1600$ °С: $\sigma_1 = \pm 0,25$ %

На рисунке 2.9 представлены зависимости σ от $t_{СТ}$ и t_B :

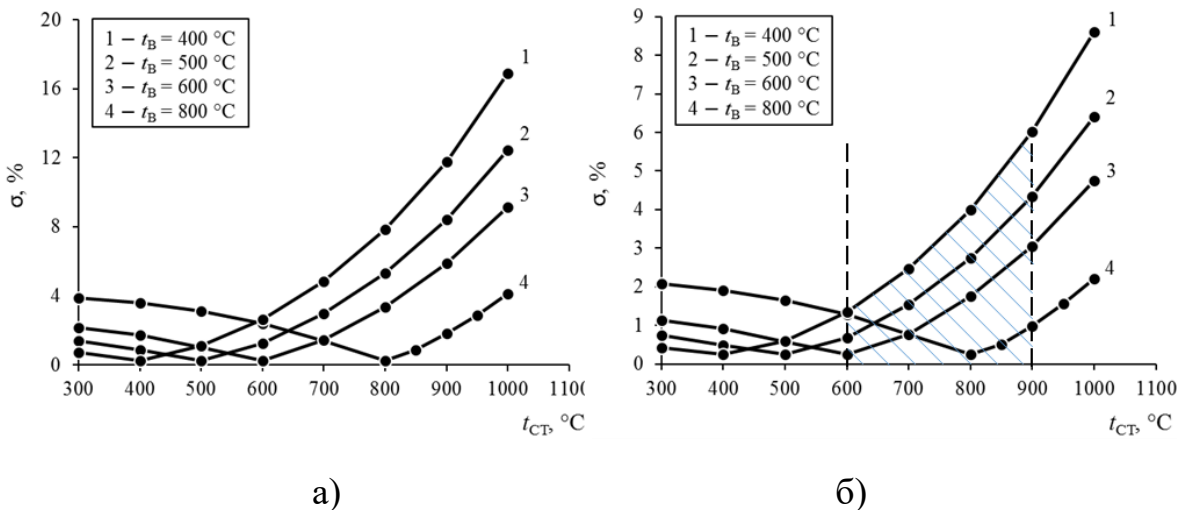


Рисунок 2.9 – Влияние $t_{СТ}$ и t_B на σ для термопары без защитного экрана спая (а) и с защитным экраном спая (б)

В области температур стенки $t_{CT} = 600 \dots 900^{\circ}\text{C}$ максимальная среднеквадратическая погрешность измерения температуры воздуха в экспериментальной установке составляет $\sigma_{\max} = 6,02\%$.

2.2. Численное исследование⁸

Численная оценка сравнения экологичности сжигания искусственного топливного газа при разных температурных режимах подготовки газа и воздуха к сжиганию в ГТУ класса *F* (основные параметры представлены в таблице 2.5) проведена методом вычислительной гидродинамики (*Computational Fluid Dynamics* – *CFD*).

Таблица 2.5 – Основные параметры расчетной ГТУ на искусственном газовом топливе

Параметр	Значение
Мощность ГТУ, МВт	300
Температура продуктов сгорания, °С	1400
Давление воздуха, МПа	1,8
Потери давления в камере сгорания, %	4

В исследовании использовались искусственные газовые топлива с разным составом и низшей теплотой сгорания (см. таблицу 2.6).

Таблица 2.6 – Составы искусственных газовых топлив

№		1	2	3	4	5	6	7	8	9
Состав	CH ₄ , об.%	0	0	0,7	0	0,7	0	0,7	0	0,7
	CO, об.%	18	7,8	9,8	27,8	27,8	27,8	27,8	27,8	27,8
	CO ₂ , об.%	20	4,8	4,8	4,8	4,8	4,8	4,8	4,8	4,8
	H ₂ , об.%	2,5	20,4	25,5	11,1	11,1	16,7	16,7	27,8	27,8
	H ₂ O, об.%	5	5	5	5	5	5	5	5	5
	N ₂ , об.%	54,4	62,0	54,1	51,1	50,5	45,5	44,8	34,5	33,7
	NH ₃ , ppm	30; 1000 ⁹								

⁸ Постановка численного исследования опубликована в [83].

⁹ Соответствует уровню после среднетемпературной газоочистки (см. раздел 1.3.4).

№	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Q_i^r , МДж/нм ³	2,5	3,2	4,2	4,7	4,97	5,3	5,6	6,5	6,8

Температурные режимы реагирующих сред приняты по рисунку 1.20. В расчетах использовались режимы № 2 (температура газа 300÷500 °С / температура воздуха 400÷500 °С) и № 3 (температура газа 500 °С / температура воздуха 900 °С). Эти режимы в соответствии с рисунком 1.21 обозначены как Б (Б₁ – 300 / 400 и Б₂ – 500 / 500) и В (500 / 900).

Для получения приемлемых экологических показателей рассмотрены режимы:

- сухой коррекции теплоты сгорания топливного газа (разбавление азотом);
- мокрой коррекции состава ТВС (разбавление водяным паром).

Расход рабочего тела на выходе из камеры сгорания поддерживался постоянным во всех режимах. Температура продуктов сгорания на входе в газовую турбину поддерживалась в пределах 1400±50 °С. Влияние отклонения температуры продуктов сгорания на выбросы NO_x учитывалось при помощи линеаризованной температурной поправки [1], определяемой методом *CFD* (рисунок 2.10). Чувствительность NO_x по температуре составляет 0,77 мг/(нм³ К).

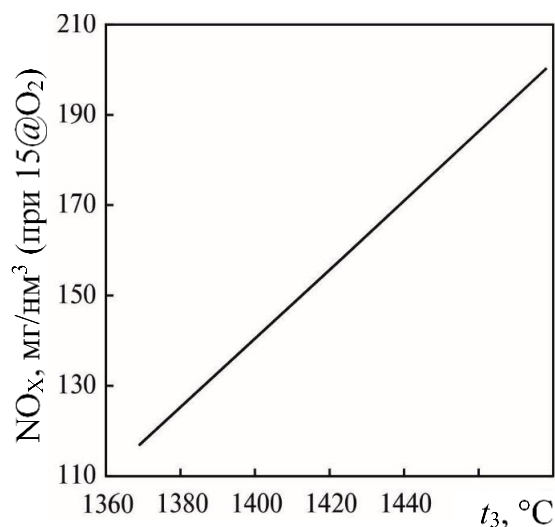


Рисунок 2.10 – Зависимость выхода NO_x от температуры продуктов сгорания для режима Б₂ ($Q_i^r=5,6$ МДж/нм³)

Достоверность расчетных данных зависит от используемых моделей расчета гидродинамических процессов, тепло- и массообмена и химических превращений внутри камеры сгорания. В ходе подготовки расчетного инструмента к проведению исследований верифицированы модели расчета:

1. турбулентных течений, необходимых для расчета процесса смешения синтез-газа и воздуха;
2. процессов горения газового топлива, с уточнением механизмов образования и разложения оксидов азота (NO_x).

Ввиду низкого содержания в продуктах сгорания синтез-газа многоатомных газов $\text{RO}_2 + \text{H}_2\text{O} < 25$ об.% [26, 65, 84] и отсутствия частиц сажи (содержание в синтез-газе углеводородных соединений < 2 об.%) модель расчета лучистого теплообмена не нуждается в верификации и выбрана на основе анализа литературных данных. По опубликованным данным, для расчета лучистого теплообмена при горении синтез-газов предпочтительной является модель *Monte Carlo* [85].

2.2.1. Моделирование турбулентных течений

Для расчета турбулентных течений разработан ряд моделей, таких как *k-epsilon*, *k-omega*, *Reynolds Stress*, *Shear Stress Transport* и т.д. Из них при исследовании камер сгорания наиболее часто используются две модели: *k-epsilon* и *Shear Stress Transport* [86, 87].

Для подстройки этих моделей к условиям камеры сгорания ГТУ типа *MHI* собрана «холодная» экспериментальная установка, моделирующая структуру потоков в жаровой трубе ГТУ данного типа (рисунки 2.11 и 2.12).

Макет горелочного устройства, копирующий горелку *MHI*, создан в программе *SolidWorks* и распечатан на 3D-принтере (рисунок 2.12).

Поле скоростей внутри установки фиксировалось с использованием современного инструмента научного исследования – методом *Particle Image*

Velocimetry (PIV), относящегося к классу бесконтактных методов диагностики потоков [88]. В работе использовался измеритель полей скорости «ПОЛИС» (2С-50-4М), разработанный ООО «Сигма-Про» (Приложение 13).

Сравнение полей скоростей, полученных при продувке «холодной» экспериментальной установки и в результате численного моделирования с применением моделей *k-epsilon* и *Shear Stress Transport*, показало их хорошую сходимость и адекватность использования в расчетах обеих моделей [89].

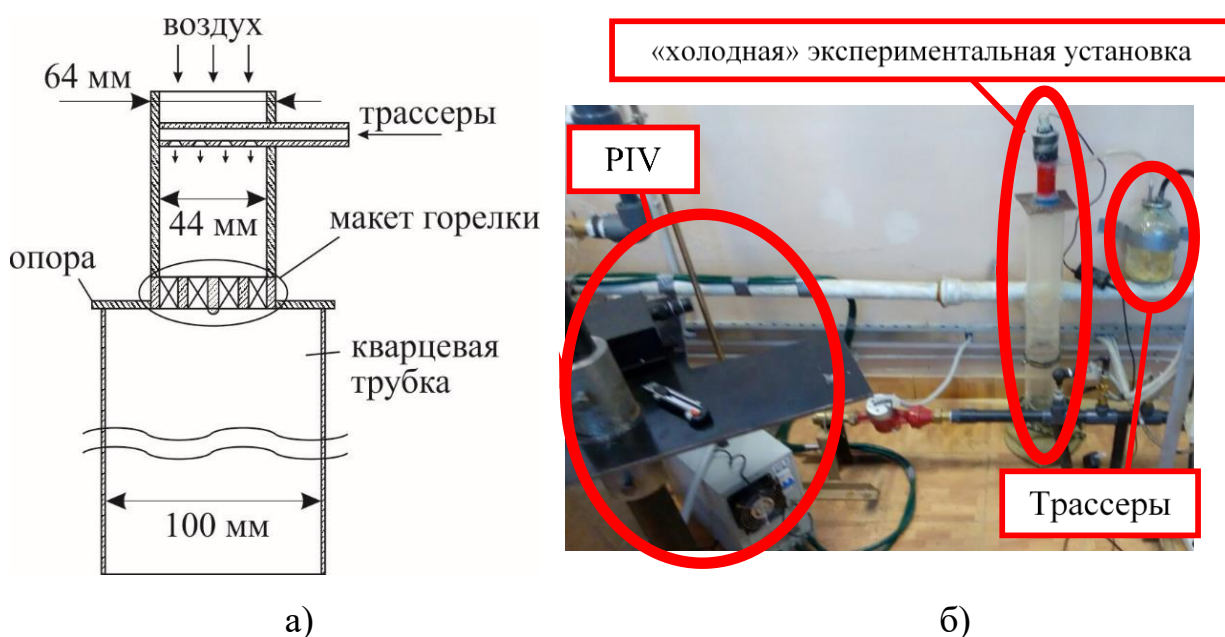


Рисунок 2.11 – Схема (а) и фотография (б) «холодной» экспериментальной установки

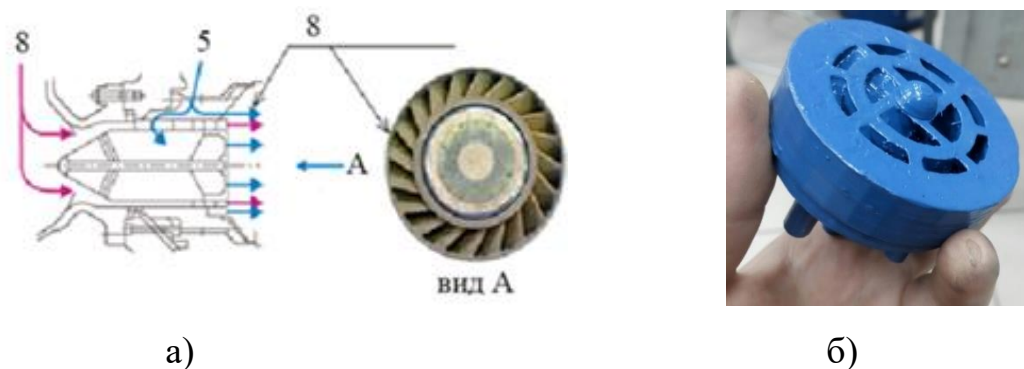


Рисунок 2.12 – Схема горелочного устройства камеры сгорания *MHI* [5] (а) и макет горелки «холодной» экспериментальной установки (б)

2.2.2. Моделирование процесса горения газового топлива

Выбор модели расчета процесса горения газового топлива выполнялся на основе сравнения результатов собственных расчетов по наиболее употребительным моделям с общепризнанными экспериментальными данными.

Выбор осуществлен между четырьмя наиболее употребляемыми в *CFD*-пакетах моделями горения газового топлива: *Eddy Dissipation (ED)*, *Finite Rate Chemistry (FRC)*, комбинированная модель *Eddy Dissipation/Finite Rate Chemistry (ED/FRC)* и *Laminar Flamelet (LF)*.

Модель *ED* предполагает, что скорость химической реакции между реагентами выше скорости их перемешивания (диффузионная модель). Когда реагенты смешиваются на молекулярном уровне, они мгновенно реагируют и образуют продукты реакции. Поэтому скорость реакции напрямую зависит от времени, необходимого для смешения реагентов на молекулярном уровне. В турбулентных потоках время смешивания зависит от свойств вихря, поэтому скорость реакции прямо пропорциональна кинетической энергии турбулентности и обратно пропорциональна времени ее диссипации. В модели *FRC* скорость протекания химической реакции определяется согласно классической аррениусовской формулировке (кинетическая модель). Модель *ED/FRC* выбирает минимальную из скоростей химических реакций, рассчитанных согласно моделям *ED* и *FRC* (диффузионно-кинетическая модель). Модель *LF* основывается на решении неравновесной версии классической задачи Бурке-Шумана. Выбор модели основан на сравнении расчетных результатов всех 4 моделей с известными экспериментальными [90] и популярными расчетными [86, 91, 92] данными.

Экспериментальные данные для верификации моделей горения заимствованы у [90], работавших с простейшей цилиндрической камере сгорания с центральной коаксиальной подачей топлива и воздуха без их предварительного смешения (рисунок 2.14). Состав сжигаемого газового топлива: $\text{CH}_4=90$ масс.%,

$N_2=10$ масс.%. Температура топлива и воздуха равны 313.15 К (40 °С) и 323.15 К (50 °С), а их входные скорости - 7.76 м/с и 36.29 м/с, соответственно [90].

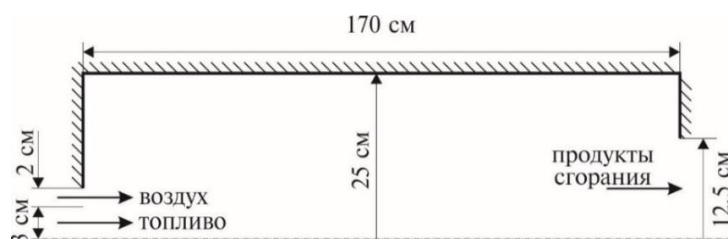
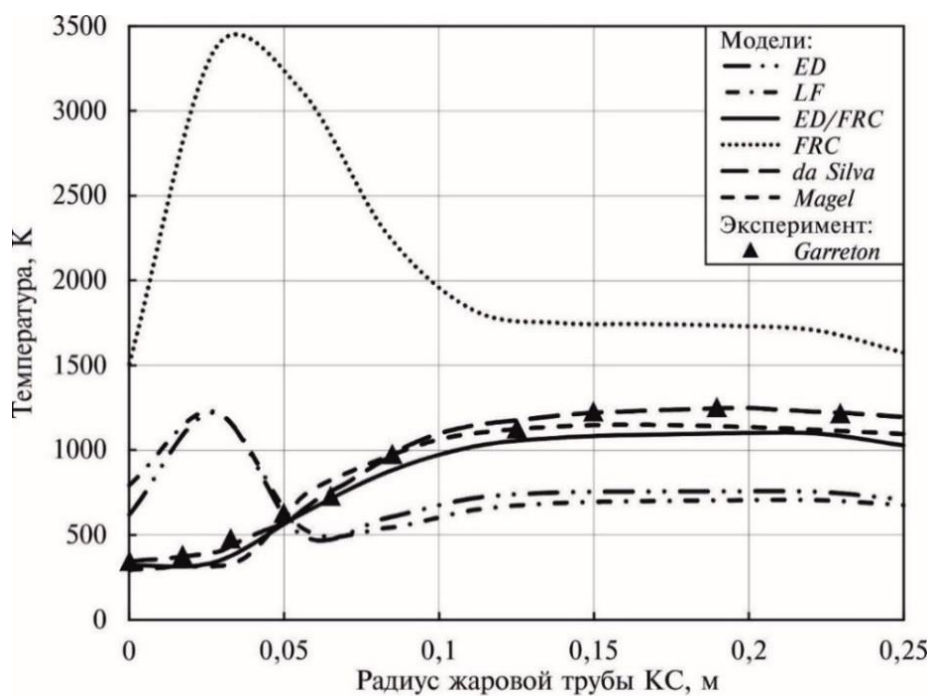


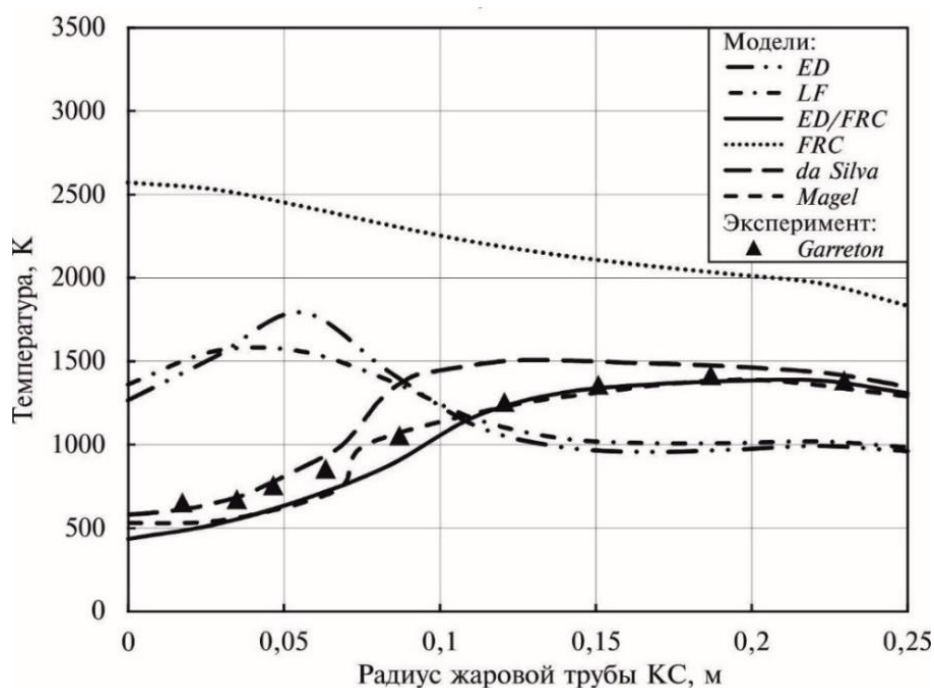
Рисунок 2.14 – Схема камеры сгорания [90]

Для верификации моделей горения проведено сравнение полученных в наших расчетах значений температур в радиальном направлении на расстояниях 0,31 м и 0,91 м от входного сечения камеры сгорания с экспериментальными и расчетными данными, полученными другими авторами [86, 90, 91, 92] в тех же точках. Результаты сравнения представлены на рисунке 2.15.

Как видно из рисунка 2.15, модель *ED/FRC* имеет наилучшую сходимость с экспериментальными данными и используется в последующем численном моделировании.



а)



б)

Рисунок 2.15 – Сравнение температурных полей в радиальном направлении камеры сгорания на расстояниях от входного сечения: а) 0,31 м; б) 0,91 м [1, 93]

2.2.3. Моделирование процесса образования и разложения NO_x

В данном разделе приведены результаты проверки пригодности (верификация) описанных в [94] механизмов образования и разложения термических NO_x к численному моделированию горения газового топлива в турбулентном потоке среднетемпературного (230°C) воздуха [95] и ламинарном потоке высокотемпературного (800°C , см. главу 3) воздуха [89].

Верификация при среднетемпературном (230°C) воздухе. Моделирование процесса образования и разложения оксидов азота (NO_x) проводилось с учетом того, что в настоящее время в освоенных ПГУ-ВЦГ применяется технология поточной газификации твердого топлива и система холодной очистки синтез-газа от загрязняющих веществ (топливных серо- и нитросоединений (H_2S , COS , NH_3 , HCN), ртути и др.) перед сжиганием в камере сгорания ГТУ. При поточной

газификации содержание углеводородов (источников быстрых NO_x) в синтез-газе не превышает 2 об.%. Холодная газоочистка обеспечивает содержание топливных нитросоединений (источников топливных NO_x) в синтез-газе $< 50 \text{ ppm}$. При столь малых концентрациях углеводородов и топливных нитросоединений в синтез-газе выбросы NO_x из камер сгорания ПГУ-ВЦГ можно оценивать только по содержанию термических NO_x без учёта наличия быстрых и топливных NO_x .

Моделирование процесса образования и разложения термических NO_x проведено на основе сравнения расчетных результатов с экспериментальными, опубликованными в [95]. В экспериментальной камере сгорания (рисунок 2.16) применена двухступенчатая подача окислителя (воздуха). Такая подача организована для моделирования условий работы камеры сгорания промышленной ГТУ, а именно для достижения необходимой длины факела и распределения температуры в продольном сечении камеры сгорания [95].

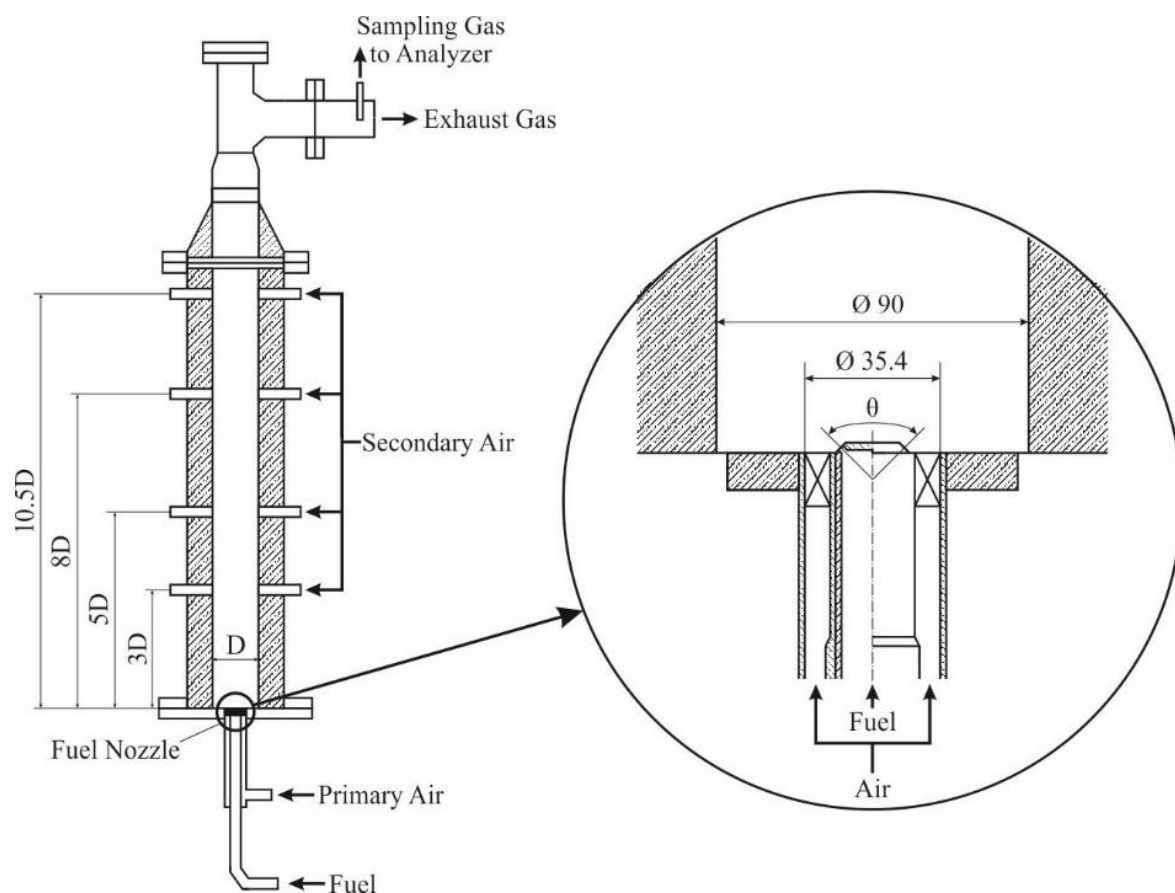


Рисунок 2.16 – Схема экспериментальной камеры сгорания [95]

Hasegawa T. и др. [95] рассматривали влияние эквивалентного отношения расходов газа и воздуха (коэффициент эквивалентности) в первичной зоне горения ($\varphi_p = 1/\alpha_p$, где α_p – коэффициент избытка воздуха в первичной зоне горения) экспериментальной камеры сгорания на выбросы термических NO_x . В экспериментах температура продуктов сгорания поддерживалась на уровне 1500°C . Расход и состав газового топлива, общий массовый расход воздуха (сумма первичного и вторичного воздуха) и температуры реагирующих сред были неизменными. В качестве газового топлива выступает горючая газовая смесь H_2 - CO с соотношением $\text{H}_2 / \text{CO} = 30 / 70$ об.% / об.%, моделирующая синтез-газ кислородной газификации твердого топлива.

Для численного моделирования нами создана *CFD*-модель рабочего участка экспериментальной камеры сгорания, изображённой на рисунке 2.16, и заданы следующие условия:

- 1) модель горения *ED/FRC*, настройка модели принята по *Jurena T.* и др. [87];
- 2) модель расчета турбулентных течений – *Shear Stress Transport*, рассмотренная в работе *Menter F.R.* [96];
- 3) модель расчета лучистого теплообмена – *Monte Carlo*;
- 4) стандартные механизмы горения H_2 и CO ;
- 5) механизмы образования и разложения термических NO_x заимствованы из работы *Goswami M.* и др. [94].

Параметры реагирующих сред приняты согласно эксперименту [97]. Температура продуктов сгорания поддерживалась на уровне $1500 \pm 20^\circ\text{C}$. Коэффициент эквивалентности в первичной зоне камеры сгорания φ_p , вычисляемый по формуле (2.2), варьировался в диапазоне $0.5 \div 2$.

$$\varphi_p = \frac{\left(\frac{M_F}{M_{PA}}\right)^{act}}{\left(\frac{M_F}{M_A}\right)^{st}} = \frac{1}{\alpha_p} \quad (2.2)$$

$$M_T = M_{PA} + M_{SA}$$

где

M_F , M_{PA} , M_{SA} , M_T , M_A , – массовые расходы газового топлива, первичного воздуха, вторичного воздуха, всего воздуха на горение и воздуха, теоретически необходимого для полного сгорания топлива;

$\left(\frac{M_F}{M_{PA}}\right)^{act}$ – фактическое соотношение топливо–воздух в первичной зоне

экспериментальной камеры сгорания;

$\left(\frac{M_F}{M_A}\right)^{st}$ – стехиометрическое соотношение топливо-воздух в первичной зоне

экспериментальной камеры сгорания;

α_p – коэффициент избытка (расхода) первичного воздуха.

Сравнение расчетных выбросов с экспериментальными данными представлено на рисунке 2.17 [85].

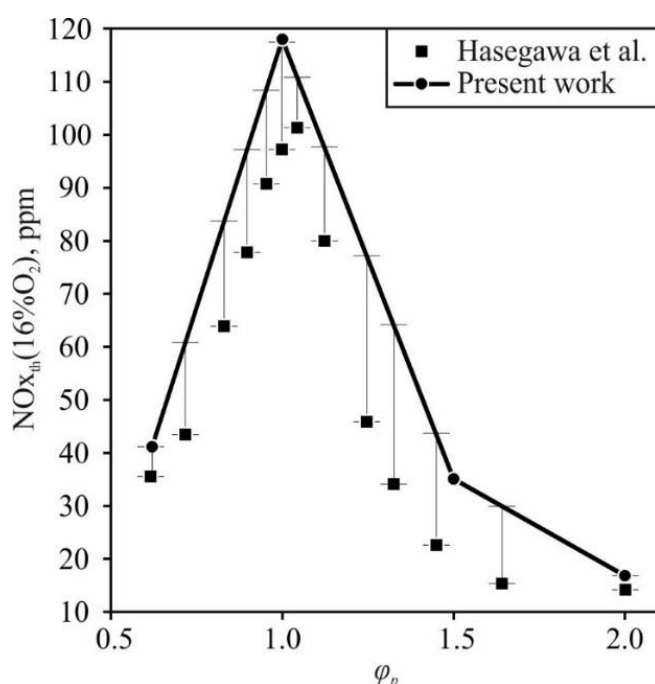


Рисунок 2.17 – Сравнение расчетных выбросов NO_x с экспериментальными данными [85]

Среднеквадратичное отклонение результатов *CFD*-моделирования от эксперимента составляет 15%. В эксперименте прямое измерение температуры

продуктов сгорания не проводилось [95]. Поэтому систематическое завышение расчетных результатов по сравнению с экспериментальными данными, возможно, вызвано сочетанием погрешностей решателя *CFD*-пакета при нахождении максимальной температуры факела с погрешностями при определении и регулировании температуры продуктов сгорания и коэффициента φ_p в эксперименте.

Верификация при высокотемпературном (800°C) воздухе. Моделирование процесса образования и разложения термических NO_x в потоке высоконагретого воздуха проведено с использованием результатов собственных экспериментов.

Конструкция реакционной камеры и описание экспериментальной установки представлены в разделе 2.1. Результаты экспериментальных исследований представлены в главе 3.

Условия верификации по собственным экспериментам представлены в таблице 2.7.

Таблица 2.7 – Условия для верификации модели образования NO_x по собственным экспериментам (см. главу 3)

№ опыта	1	2	3
Температура воздуха, °C	800		
Температура CO , °C	62	100	184
Расход воздуха, л/мин при 25°C и 0,1 МПа	2,52		
Расход CO , л/мин при 25°C и 0,1 МПа	0,61	0,46	0,31

Результаты верификации представлены на рисунке 2.18.

Отклонение расчетных данных от экспериментальных составило $0,50 \div 7,89\%$.

Сравнение экспериментальных и расчетных данных свидетельствует о пригодности описанных в [94] моделей образования и разложения NO_x при горении газового топлива в потоке средне- и высоконагретого воздуха.

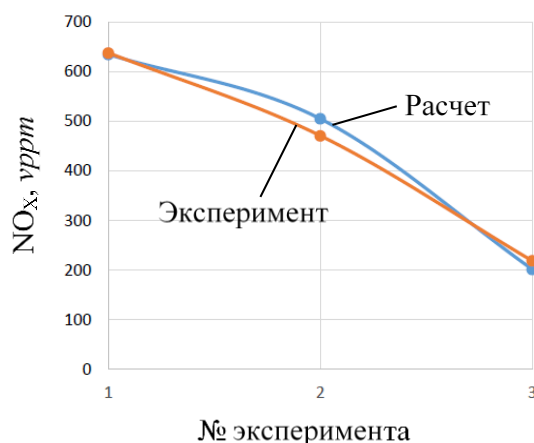


Рисунок 2.18 – Верификация модели образования NO_x по собственным экспериментам

2.3. Термодинамическое исследование¹⁰

Технологически наиболее сложным типом ПГУ на искусственных газах является ПГУ-ВЦГ, в которой исходным топливом ПГУ является твердое топливо, а газотурбинным топливом – синтез-газ. В связи с этим рассмотрим структурную схему ПГУ-ВЦГ.

ПГУ-ВЦГ по рабочему телу газотурбинного цикла представляет собой огнетехнический агрегат с многоступенчатым вводом вдоль тракта компримированного воздуха, формирующим сложный термодинамический профиль температур и давлений – в газификатор (предтопок) G_{B1} , в камеру сгорания (первичный и вторичный воздух) G_{B2}^{KC} , в тракт газовой турбины (охлаждающий воздух) G_{B2}^{GT} (рисунок 2.19).

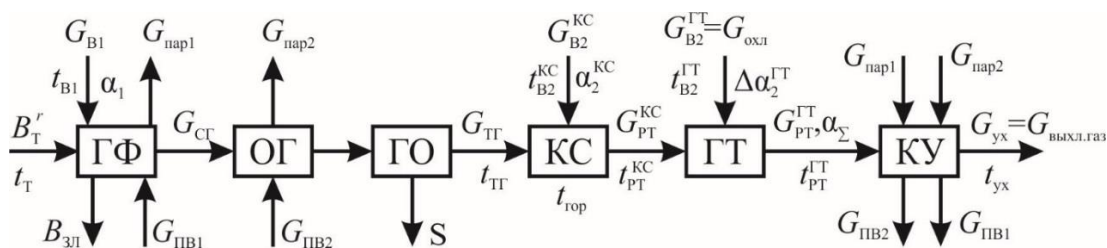


Рисунок 2.19 – Газовоздушный тракт ПГУ-ВЦГ

¹⁰ Постановка термодинамического исследования опубликована в [98].

Термодинамический цикл ПГУ-ВЦГ (рисунок 2.19), как и цикл традиционной ПГУ, делится на газотурбинный (верхний) и паросиловой (нижний).

Особенности газотурбинного цикла

Исходным топливом в ПГУ-ВЦГ является твердое топливо (уголь). Поэтому газотурбинный цикл ПГУ-ВЦГ включает в себя работу ГТУ на искусственном газовом топливе и процессы конверсии исходного угля в газотурбинное топливо (рисунок 2.19). Исходя из этого газотурбинный цикл ПГУ-ВЦГ обозначим как ГТУ с внутрицикловой газификацией (ГТУ-ВЦГ).

Структурная схема двухступенчатого сжигания угля в ГТУ-ВЦГ изображена на рисунке 2.20.

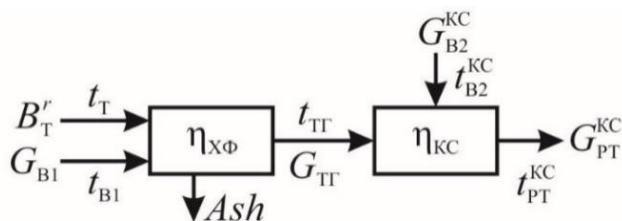


Рисунок 2.20 – Структурная схема двухступенчатого сжигания угля в ГТУ-ВЦГ

Первая ступень ГТУ-ВЦГ представляет собой узел внутрицикловой газификации совместно с узлами очистки и подготовки продуктов конверсии к сжиганию во второй ступени с коэффициентом эффективности $\eta_{ХФ} < 1$ в одном из рассмотренных в разделе 1.3 термических режимов.

В газификаторе воздух с расходом G_{B1} взаимодействует с углем с выходом «сырого» синтез-газа G_{CG} и шлака:

$$G_{B1} + B_T^r = G_{CG} + B_{ЗЛ}$$

Здесь $B_{ЗЛ}$ – выход зольного остатка, кг/с.

«Сырой» синтез-газ с расходом G_{CG} подвергается охлаждению и очистке от пыли, вредных примесей (соединений топливного азота, серы, ртути и др.), а также от водяных паров (в случае холодной мокрой газоочистки) и подается в виде

газотурбинного топлива с расходом $G_{ТГ}$ в камеру сгорания ГТУ, где сжигается в воздухе, поступающем из циклового компрессора, с расходом $G_{В2}^{КС}$.

В ПГУ на промышленных газах верхний цикл включает работу ГТУ на готовом искусственном газовом топливе с топливным компрессором (как при работе ГТУ на низконапорном природном газе), т.к. источником газотурбинного топлива является другой смежный технологический процесс (например, доменный процесс), условно не влияющий на показатели цикла ГТУ-ВЦГ ($\eta_{ХФ} = 1$).

Вторая ступень ГТУ-ВЦГ – камера сгорания ГТУ, модифицированная для работы на нестандартном искусственном топливе. Здесь на первое место выходит зависимость характеристик цикла ГТУ от теплофизических характеристик рабочего тела газовой турбины.

Основной теплотехнической характеристикой газоздушного режима ГТУ-ВЦГ является коэффициент расхода (избытка) воздуха на конверсию (газификацию) α_1 , коэффициент избытка воздуха на горение α_2 в ГТУ (за камерой сгорания $\alpha_2^{КС}$, за газовой турбиной $\alpha_2^{ГТ}$) и общий коэффициент избытка воздуха α_{Σ} в ГТУ-ВЦГ.

Коэффициенты избытка воздуха α_1 и α_2 связаны со входными параметрами зависимостями:

$$\alpha_1 = \frac{G_{В1}}{L_T^0 \cdot B_T^r}$$

$$\alpha_2^{КС} = \frac{G_{В2}^{КС}}{L_{ТГ}^0 \cdot G_{ТГ}}$$

$$\alpha_2^{ГТ} = \frac{G_{В2}^{КС} + G_{В2}^{ГТ}}{L_{ТГ}^0 \cdot G_{ТГ}} = \alpha_2^{КС} + \Delta\alpha_2^{ГТ}$$

где L_T^0 – теоретически необходимый расход воздуха для стехиометрического сжигания 1 кг твердого топлива, кг.воздуха /кг.топлива;

$L_{ТГ}^0$ – теоретически необходимый удельный расход воздуха для стехиометрического сжигания топливного газа ($\alpha_2^{КС} = 1$), кг.воздуха/кг.ТГ.

Общий коэффициент расхода (избытка) воздуха α_Σ в ГТУ с ВЦГ подчиняется балансовому соотношению [40]:

$$\alpha_\Sigma = \alpha_1 + (1 - \alpha_1) \cdot \alpha_2$$

$$\alpha_1 < 1, \alpha_2 > 1$$

$$1 < \alpha_\Sigma < \alpha_2$$

Особенности паросилового цикла

Паросиловой цикл в освоенных ПГУ на искусственных газовых топливах представляет собой паротурбинный цикл (ПТЦ) с генерацией пара в котле-утилизаторе и (в случае ПГУ-ВЦГ) в узлах ВЦГ ($G_{\text{пар}1}$ в газификаторе, $G_{\text{пар}2}$ в газоохладителе) – смотри рисунок 2.17. Благодаря этому большинство освоенных ПГУ-ВЦГ работает по параллельной схеме с отношением мощностей верхнего и нижнего циклов не 2:1 (утилизационная схема), а приближается к 1:1, что повышает вклад нижнего цикла в экономичность энергоустановки в целом [36].

Материальный и тепловой баланс ГТУ-ВЦГ

Рассмотрим уравнение материального и теплового баланса двухступенчатого сжигания угля в ПТУ-ВЦГ (см. рисунки 2.19 и 2.20):

$$G_{\text{РТ}}^{\text{КС}} = B_{\text{T}}^r - Ash + G_{\text{В}1} + G_{\text{В}2} = B_{\text{ОМУ}} + G_{\text{ЦК}} - G_{\text{охл}}$$

$$\eta_{\text{В}1} \cdot (\eta_{\text{ХФ}} \cdot (B_{\text{T}}^r \cdot Q_{i,\text{T}}^r + G_{\text{В}1} \cdot \bar{c}_{\text{рм},\text{В}1} \cdot t_{\text{В}1}) + G_{\text{В}2}^{\text{КС}} \cdot \bar{c}_{\text{рм},\text{В}2} \cdot t_{\text{В}2}) = G_{\text{РТ}}^{\text{КС}} \cdot \bar{c}_{\text{рм},\text{РТ}} \cdot t_{\text{РТ}}^{\text{КС}}$$

Здесь:

$\eta_{\text{ХФ}}$ – химический КПД газификатора;

B_{T}^r – расход твердого топлива на рабочую массу, кг/с;

$Q_{i,\text{T}}^r$ – низшая теплота сгорания твердого топлива на рабочую массу, МДж/кг;

$G_{\text{В}1}$ – расход воздуха в газификатор, кг/с;

$t_{\text{В}1}$ – температура воздуха, подаваемого в газификатор, °С;

$G_{\text{В}2}^{\text{КС}}$ – расход воздуха в камеру сгорания, кг/с;

$t_{\text{В}2}$ – температура воздуха, подаваемого в камеру сгорания, °С;

$G_{\text{РТ}}^{\text{КС}}$ – расход продуктов сгорания (рабочего тела) за камерой сгорания, кг/с;

$t_{\text{РТ}}^{\text{КС}}$ – температура рабочего тела за камерой сгорания, °С;

G_{B2} – расход воздуха в ГТУ, кг/с;

$\bar{c}_{pm,B1}$, $\bar{c}_{pm,B2}$ – средняя удельная массовая теплоемкость воздуха, подаваемого в газификатор (отбираемого из циклового компрессора) и в камеру сгорания ГТУ, кДж/(кг·°С);

$\bar{c}_{pm,PT}$ – средняя удельная массовая теплоемкость продуктов сгорания синтез-газа, выходящих из камеры сгорания ГТУ, кДж/(кг·°С);

B_{OMU} – расход органической массы твердого топлива, кг/с:

$$B_{OMU} = B_T^r - Ash = B_T^r \cdot (1 - A^r)$$

$G_{ЦК}$ – массовый расход воздуха через цикловой компрессор, кг/с. Для полностью интегрированной по воздуху ПГУ-ВЦГ:

$$G_{ЦК} = G_{B1} + G_{B2}^{KC} + G_{охл}$$

В других типах ВЦГ, помимо потоков, обозначенных на рисунке 2.19, могут появляться дополнительные (например, присадка пара, азота и пр.). Для их учета в уравнение материального и теплового баланса должны вводиться соответствующие слагаемые.

В последующих разделах приведена методика термодинамического анализа энергетической части ПГУ-ВЦГ, предназначенная для исследования влияния способов управления теплофизическими характеристиками рабочего тела на удельную работу газовой турбины и газотурбинного цикла. Термодинамический анализ основан на балансовом расчете газотурбинного цикла ПГУ-ВЦГ.

Расчет газотурбинного цикла ПГУ на искусственном газе делится на 2 этапа:

– на первом этапе, основанном на итерационном методе сведения материального и теплового баланса, по заданной начальной температуре рабочего тела газовой турбины, составу газового топлива и расходу рабочего тела находится расход воздуха, расход разбавителя (при наличии) и состав рабочего тела;

– на втором этапе проводится расчет энергетических показателей ГТУ на искусственном газе (с учетом узла ВЦГ в случае ПГУ-ВЦГ).

2.3.1. Расчетная схема газотурбинного цикла ПГУ на искусственных газовых топливах

Для расчета энергетических показателей газотурбинного цикла известно несколько подходов [25, 99, 100, 101], наиболее известные из которых описаны в Приложении 14.

Учитывая сравнительный характер проводимого качественного исследования, расчеты энергетических показателей газотурбинного цикла ПГУ на искусственных газовых топливах проведем с применением методики описанной в стандарте *ISO*¹¹ 2314-2009 [99], далее будем называть её «Методика *ISO*», как это принято у известных разработчиков технологических схем ПГУ на искусственных газах [31, 84].

В соответствии с методикой *ISO* весь воздух, входящий в цикловый компрессор подаётся в камеру сгорания ГТУ, потом продукты сгорания подаются в газовую турбину. Поэтому положим, что весь воздух на охлаждение деталей ГТУ отбирается из выходного сопла компрессора и подается вместе с воздухом на горение топливного газа в камеру сгорания (в соответствии с методикой *ISO*), а сжатие в компрессоре и расширение в газовой турбине происходят в одну ступень (рисунок 2.21).

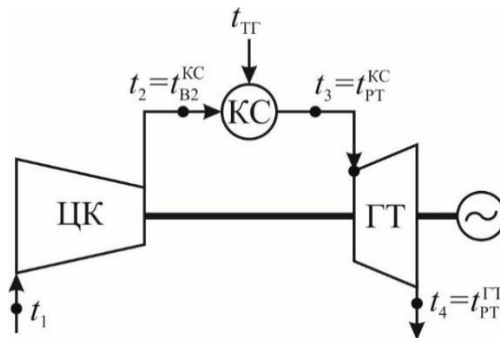


Рисунок 2.21 – Расчетная схема цикла ГТУ без ВЦГ: t_1 – температура воздуха перед цикловым компрессором; $t_2 = t_{B2}^{KC}$ – температура воздуха, подаваемого в

¹¹ *ISO* – International Organization for Standardization

камеру сгорания; $t_3 = t_{\text{РТ}}^{\text{КС}}$ – температура рабочего тела на входе в газовую турбину; $t_4 = t_{\text{РТ}}^{\text{ГТ}}$ – температура выхлопных газов

Такое представление расчетной схемы цикла ГТУ без ВЦГ способствует корректной оценке температуры продуктов сгорания без нарушения последовательности (этапности) расчета по методике *ISO*.

Порядок расчета состава и температуры рабочего тела газовой турбины представлены в Приложении 15. После определения состава и температуры рабочего тела газовой турбины переходим к расчету параметров работы газотурбинного цикла ПГУ на искусственном газе.

На рисунке 2.22 представлен расчетный термодинамический цикл газотурбинной установки (простой цикл Брайтона) в T - S координатах:

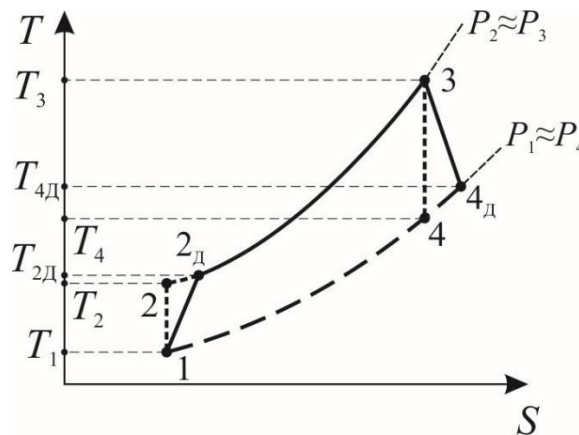


Рисунок 2.22 – Расчетный цикл Брайтона: 1-2 – идеальный (адиабатический) процесс сжатия в компрессоре; 2-3 – нагрев в камере сгорания до температуры рабочего тела газовой турбины; 3-4 – идеальный (адиабатический) процесс расширения в газовой турбине; 1-2_д – действительный процесс сжатия в компрессоре; 3-4_д – действительный процесс расширения в газовой турбине

Давление P_1 соответствует давлению воздуха перед цикловым компрессором ($P_1 = P'_{\text{цк}}$); P_2 – давлению воздуха за компрессором ($P_2 = P''_{\text{цк}}$); P_3 – давлению рабочего тела за камерой сгорания ($P_3 \approx P_{\text{РТ}}^{\text{КС}} \approx P'_{\text{ГТ}}$); P_4 – давлению рабочего тела

за газовой турбиной ($P_4 \approx P_{\text{РТ}}^{\text{ГТ}} \approx P''_{\text{РТ}}$); T_1 – температуре воздуха перед цикловым компрессором ($T_1 = T'_{\text{ЦК}} = t'_{\text{ЦК}} + 273,15$); T_2 – температуре воздуха за компрессором при адиабатическом сжатии; $T_{2\text{Д}}$ – температуре воздуха за компрессором при действительном сжатии ($T_{2\text{Д}} = T''_{\text{ЦК}} = t''_{\text{ЦК}} + 273,15$); T_3 – температуре рабочего тела на входе в газовую турбину ($T_3 = t''_{\text{КС}} + 273,15$); T_4 – температуре рабочего тела за газовой турбиной при адиабатическом расширении, $T_{4\text{Д}}$ – температуре рабочего тела за газовой турбиной при действительном расширении ($T_{4\text{Д}} = T''_{\text{РТ}} = t''_{\text{РТ}} + 273,15$).

Зависимость между идеальным и действительными процессами сжатия или расширения устанавливает относительный внутренний КПД компрессора $\eta_{o,i}^{\text{К}}$ или газовой турбины $\eta_{o,i}^{\text{ГТ}}$ (в англоязычной литературе известный как «*isentropic efficiency*») – изоэнтропический КПД компрессора $\eta_{is,\text{К}}$ и газовой турбины $\eta_{is,\text{ГТ}}$):

$$\eta_{o,i}^{\text{К}} = \eta_{is,\text{К}} = \frac{T_2 - T_1}{T_{2\text{Д}} - T_1}$$

$$\eta_{o,i}^{\text{ГТ}} = \eta_{is,\text{ГТ}} = \frac{T_3 - T_{4\text{Д}}}{T_3 - T_4}$$

Точные значения относительных внутренних КПД $\eta_{o,i}^{\text{К}}$ и $\eta_{o,i}^{\text{ГТ}}$ находятся в результате детального расчета газовой турбины с учетом конструкции агрегата и режимов течения рабочего тела. Такие расчеты нуждаются в значительном массиве труднособираемых данных, связанных с особенностями профиля и размеров лопаточных и направляющих аппаратов, режимов течения рабочего тела, профиля скоростей, режимов работы ГТУ и т.д.

Для приближенных расчетов задаются значениями относительных внутренних КПД $\eta_{o,i}^{\text{К}}$ и $\eta_{o,i}^{\text{ГТ}}$, исходя из общих соображений или по результатам испытаний действующего оборудования (по вырабатываемой рабочей мощности).

Пример расчета энергетических показателей газотурбинного цикла по методике *ISO* приведен в Приложении 16, результаты расчета сопоставлены с данными программного пакета *Thermoflow*, приведенными в работе [65].

2.3.2. Удельная работа газовой турбины

Формула для расчета полезной внешней работы, совершаемой изэнтропийным потоком рабочего тела в газовой турбине с управляющими параметрами $x_i\{P'_{PT}, t'_{PT}, k_{PT}, \mu_{PT}\}$ имеет вид:

$$l_T = i'_{PT} - i''_{PT} = c_{pm,PT} \cdot (T'_{PT} - T''_{PT}) = T'_{PT} \cdot \frac{k_{PT}}{k_{PT} - 1} \cdot \frac{R_\mu}{\mu_{PT}} \cdot \left(1 - \left(\frac{P''_{PT}}{P'_{PT}} \right)^{\frac{k_{PT}-1}{k_{PT}}} \right), \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (2.3)$$

Формула (2.3) записана в соответствии с первым законом термодинамики через разность энтальпий рабочего тела в начале и конце процесса расширения в газовой турбине. Выражение справедливо для рабочего тела в идеально-газовом состоянии с постоянными удельными массовыми теплоемкостями $c_{pm,PT}$, что позволяет полагать показатель адиабаты $k_{PT} = c_{pm,PT}/c_{pv,PT}$ не зависящим от параметров P и T системы.

T'_{PT}, T''_{PT} – температура рабочего тела в начале и конце процесса расширения в газовой турбине, К:

$$T''_{PT} = T'_{PT} \cdot \left(\frac{P''_{PT}}{P'_{PT}} \right)^{\frac{k_{PT}-1}{k_{PT}}}, \text{ [K]} \quad (2.4)$$

P'_{PT}, P''_{PT} – давление рабочего тела в начале и конце процесса расширения в газовой турбине, МПа;

$R_\mu = 8,314 \text{ кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{К})$ – универсальная газовая постоянная, равная удельной работе расширения 1 кмоль идеального газа в изобарном процессе при изменении температуры на 1 К;

k_{PT} – показатель адиабаты рабочего тела. С учетом соотношения Майера показатель адиабаты k_{PT} определяется по:

$$k_{PT} = \frac{c_{p\mu,PT}}{c_{v\mu,PT}} = \frac{c_{p\mu,PT}}{c_{p\mu,PT} - R_\mu} = \frac{\mu_{PT} \cdot c_{pm,PT}}{\mu_{PT} \cdot c_{pm,PT} - R_\mu} \quad (2.5)$$

где $c_{p\mu,PT}, c_{v\mu,PT}$ – удельная мольная изобарная и изохорная теплоемкость рабочего тела, кДж/(моль·К):

$$c_{p\mu,PT} = \mu_{PT} \cdot c_{pm,PT}; \quad c_{v\mu,PT} = \mu_{PT} \cdot c_{vm,PT} \quad (2.6)$$

$c_{pm,PT}$, $c_{vm,PT}$ – удельная массовая изобарная и изохорная теплоемкость рабочего тела, кДж/(кг·К);

μ_{PT} – молярная масса рабочего тела газовой турбины, кг/кмоль, определяемая по аддитивной зависимости:

$$\mu_{PT} = 0,01 \cdot \Sigma(\mu_i \cdot r_i) \quad (2.7)$$

где μ_i – молярная масса i -компонента рабочего тела, кг/кмоль;

r_i – объемное содержание i -компонента в рабочем теле, об. %.

Для идеального газотурбинного цикла справедливо соотношение (2.8), подходящее с хорошей точностью для реальных циклов¹²:

$$\frac{P'_{PT}}{P''_{PT}} = \frac{P''_K}{P'_K} = \pi_K \quad (2.8)$$

где P'_K , P''_K – давление воздуха перед и за цикловым компрессором, МПа. В расчетах P'_K и P''_{PT} принимаем равными 0,1 МПа;

π_K – степень повышения давления воздуха в цикловом компрессоре.

Показатель степени в формуле (2.3) представляет долю тепловой энергии рабочего тела, перешедшую в работу газовой турбины. В разных обозначениях, употребляемых в термодинамических расчетах циклов этот показатель записывается в виде:

$$\frac{k_{PT} - 1}{k_{PT}} = \frac{R_\mu}{c_{p\mu,PT}} = m_{PT} < 1 \quad (2.9)$$

При подстановке (2.8) и (2.9) в формулу (2.3) получим:

$$l_T = c_{pm,PT} \cdot T'_{PT} \cdot \left(1 - \left(\frac{1}{\pi_K} \right)^{m_{PT}} \right) = (c_{pm,PT} \cdot T'_{PT}) \cdot \varphi_T, \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$T''_{PT} = T'_{PT} \cdot \left(\frac{1}{\pi_K} \right)^{m_{PT}}, \quad \text{К} \quad (2.10)$$

¹² В современных ГТУ потери давления в камере сгорания не превышают 3% [102].

$$\varphi_T = 1 - \left(\frac{1}{\pi_K}\right)^{m_{PT}} = \frac{l_T}{c_{pm,PT} \cdot T'_{PT}} < 1$$

φ_T – безразмерная работа расширения газовой турбины, численно равная доле энтальпии рабочего тела, перешедшей в работу l_T .

Из формулы (2.10) видно, что чем ниже молярная теплоемкость $c_{pm,PT}$ рабочего тела, тем больше тепловой энергии рабочего тела переходит в работу l_T . Максимальное значение показателя $(m_{PT})_{\max}$ не может превышать единицы.

2.3.3. Удельная работа компрессора

Формула для расчета удельной работы сжатия в идеальном цикле Брайтона с управляющими параметрами $x_j\{P'_K, t'_K, k_K, \mu_K\}$ имеет вид:

$$l_K = i'_K - i''_K = c_{pm,K} \cdot (T''_K - T'_K) = c_{pm,K} \cdot T'_K \cdot (\pi_K^{m_K} - 1), \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$l_K = T'_K \cdot \frac{k_K}{k_K - 1} \cdot \frac{R_\mu}{\mu_K} \cdot \left(\left(\frac{P''_K}{P'_K} \right)^{\frac{k_K - 1}{k_K}} - 1 \right) = (c_{pm,K} \cdot T'_K) \cdot \varphi_K, \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (2.11)$$

$$\varphi_K = (\pi_K^{m_K} - 1) = \frac{l_K}{c_{pm,K} \cdot T'_K}$$

T'_K, T''_K – температура сжимаемой среды в начале и конце процесса сжатия в компрессоре, К;

P'_K, P''_K – давление сжимаемой среды в начале и конце процесса сжатия в компрессоре, МПа – см. формулу (2.8);

k_K – показатель адиабаты сжимаемой среды;

μ_K – молярная масса сжимаемой среды, кг/кмоль.

φ_K – безразмерная работа сжатия в компрессоре:

$$(\varphi_K)_{\max}|_{m_K=1} = \pi_K - 1 \quad (2.12)$$

2.3.4. Термический КПД газотурбинного цикла

Формула для расчета термического КПД простого цикла Брайтона имеет вид:

$$\eta_t = \frac{l_0}{q_1} \quad (2.13)$$

Выражение для расчета l_0 может быть представлено в виде:

$$l_0 = (1 + b) \cdot l_T - l_K, \text{ кДж/кг} \quad (2.14)$$

b – топливный коэффициент, характеризующий разницу в массовых расходах рабочих тел компрессора и газовой турбины при подведении в цикл топливного газа для нагрева 1 кг сжимаемой среды. Коэффициент b зависит от состава топливного газа, термического режима и класса ГТУ:

$$b = \frac{1}{\alpha \cdot L^0} = \frac{1}{L} = \frac{G_{ТГ}}{G_B} \quad (2.15)$$

Выражение для расчета теплоты q_1 , подведенной в цикл:

$$q_1 = c_{pm,K} \cdot (T'_{PT} - T''_K) = c_{pm,K} \cdot T'_K \cdot \pi_K^{m_K} \cdot (\xi_T - 1) \quad (2.16)$$

Подстановка (2.15) и (2.16) в (2.14) дает известное выражение, которое с точностью до обозначений совпадает с долей энтальпии рабочего тела, перешедшей в работу расширения в газовой турбине (2.10):

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\pi_K^{m_K}} \equiv \varphi_T \quad (2.17)$$

Как видно, перегрев рабочего тела в камере сгорания ξ_T , входящий в q_1 и l_0 , не оказывает влияния на экономичность процесса, но увеличивает энергетический показатель – полезную работу газотурбинного цикла.

Повышение экономичности цикла связано с увеличением параметра π_K в степени m_{PT} . Показатель m_{PT} в свою очередь растет с приближением $c_{p\mu,PT}$ к R_μ . При этом для роста энергетической эффективности цикла (l_0) необходимо повышать значение массовой теплоемкости $c_{pm,PT}$. Для одновременного согласованного роста экономичности η_t и энергетической эффективности l_0 необходима такая коррекция рабочего тела газовой турбины, при которой

значительное снижение молярной массы μ_{PT} сопровождалось бы умеренным ростом массовой теплоемкости $c_{pm,PT}$.

2.3.5. Внутренний КПД

Рассмотрим выражение для определения внутреннего КПД простого замкнутого цикла Брайтона, учитывающее потери на трение и др. необратимые потери в компрессоре и газовой турбине:

$$\eta_i = \frac{(1 + b) \cdot l_T^D - l_K^D}{q_1} \quad (2.18)$$

Здесь:

$$l_T^D = l_T \cdot \eta_{oi}^T; \quad l_K^D = l_K / \eta_{oi}^K \quad (2.19)$$

η_{oi}^T – внутренний относительный КПД газовой турбины;

η_{oi}^K – внутренний относительный КПД компрессора.

Подстановка выражений (2.19) в (2.14) позволяет записать выражение для определения l_0^D в виде:

$$l_0^D = (1 + b) \cdot l_T \cdot \eta_{oi}^T - l_K / \eta_{oi}^K, \text{ кДж/кг} \quad (2.20)$$

Тогда выражение (2.18) примет вид:

$$\eta_i = \frac{(1 + b) \cdot l_T \cdot \eta_{oi}^T - l_K / \eta_{oi}^K}{q_1} \quad (2.21)$$

2.3.6. Чувствительность

Расчет в зависимости от способа коррекции искусственного газа проводился по следующим выражениям:

1. Чувствительность к разбавлению азотом или паром:

$$s_{l_T}(N_2, H_2O) = \frac{(l_T)_{TG} - (l_T)_{CG}}{(l_T)_{TG}} \cdot \frac{(r_{N_2, H_2O})_{TG}}{(r_{N_2, H_2O})_{TG} - (r_{N_2, H_2O})_{CG}} \quad (2.22)$$

$$s_{\eta_t}(\text{N}_2, \text{H}_2\text{O}) = \frac{(\eta_t)_{\text{TГ}} - (\eta_t)_{\text{СГ}}}{(\eta_t)_{\text{TГ}}} \cdot \frac{(r_{\text{N}_2, \text{H}_2\text{O}})_{\text{TГ}}}{(r_{\text{N}_2, \text{H}_2\text{O}})_{\text{TГ}} - (r_{\text{N}_2, \text{H}_2\text{O}})_{\text{СГ}}} \quad (2.23)$$

Здесь $(r_{\text{N}_2, \text{H}_2\text{O}})_{\text{СГ}}$ – содержание N_2 (при разбавлении азотом) или H_2O (при разбавлении паром) в искусственном газе до коррекции, об.%;

$(r_{\text{N}_2, \text{H}_2\text{O}})_{\text{TГ}}$ – содержание N_2 (при разбавлении азотом) или H_2O (при разбавлении паром) в искусственном газе после коррекции, об.%;

$(l_{\text{T}})_{\text{СГ}}$, $(l_{\text{T}})_{\text{TГ}}$ – работа газовой турбины, совершаемая при сжигании искусственного газа без коррекции и после коррекции, соответственно, кДж/кг;

$(\eta_t)_{\text{СГ}}$, $(\eta_t)_{\text{TГ}}$ – термический КПД газотурбинного цикла при сжигании искусственного газа без коррекции и после коррекции, соответственно;

2. Чувствительность к температуре искусственного газа и воздуха:

$$s_{l_{\text{T}}}(t_{\text{TГ}}, t_{\text{В}}) = \frac{(l_{\text{T}})_{\text{TГ}} - (l_{\text{T}})_{\text{СГ}}}{(l_{\text{T}})_{\text{TГ}}} \cdot \frac{(t_{\text{TГ}}, t_{\text{В}})_1}{(t_{\text{TГ}}, t_{\text{В}})_2 - (t_{\text{TГ}}, t_{\text{В}})_1} \quad (2.24)$$

$$s_{\eta_t}(t_{\text{TГ}}, t_{\text{В}}) = \frac{(\eta_t)_{\text{TГ}} - (\eta_t)_{\text{СГ}}}{(\eta_t)_{\text{TГ}}} \cdot \frac{(t_{\text{TГ}}, t_{\text{В}})_1}{(t_{\text{TГ}}, t_{\text{В}})_2 - (t_{\text{TГ}}, t_{\text{В}})_1} \quad (2.25)$$

$(t_{\text{В}})_1$, $(t_{\text{В}})_2$ – температура воздуха на выходе из компрессора и из высокотемпературного теплообменника, °С.

3. Чувствительность к степени интеграции *pre-combustion CCS*:

$$s_{l_{\text{T}}}(\text{CCS}) = \frac{(l_{\text{T}})_{\text{TГ}} - (l_{\text{T}})_{\text{СГ}}}{(l_{\text{T}})_{\text{TГ}}} \cdot \frac{(r_{\text{CO}_2 + \text{CO}})_{\text{СГ}}}{(r_{\text{CO}_2 + \text{CO}})_{\text{СГ}} - (r_{\text{CO}_2 + \text{CO}})_{\text{TГ}}} \quad (2.26)$$

$$s_{\eta_t}(\text{CCS}) = \frac{(\eta_t)_{\text{TГ}} - (\eta_t)_{\text{СГ}}}{(\eta_t)_{\text{TГ}}} \cdot \frac{(r_{\text{CO}_2 + \text{CO}})_{\text{СГ}}}{(r_{\text{CO}_2 + \text{CO}})_{\text{СГ}} - (r_{\text{CO}_2 + \text{CO}})_{\text{TГ}}} \quad (2.27)$$

$(r_{\text{CO}_2 + \text{CO}})_{\text{СГ}}$, $(r_{\text{CO}_2 + \text{CO}})_{\text{TГ}}$ – суммарное содержание CO_2 и CO в искусственном газе до и после коррекции.

4. Чувствительность к степени интеграции технологии *Oxy-fuel*:

$$s_{l_{\text{T}}}(\text{O}_2 - \text{CO}_2, \text{O}_2 - \text{H}_2\text{O}) = \frac{(l_{\text{T}})_{\text{TГ}} - (l_{\text{T}})_{\text{СГ}}}{(l_{\text{T}})_{\text{TГ}}} \cdot \frac{(r_{\text{CO}_2, \text{H}_2\text{O}})_{\text{СГ}}}{(r_{\text{CO}_2, \text{H}_2\text{O}})_{\text{TГ}} - (r_{\text{CO}_2, \text{H}_2\text{O}})_{\text{СГ}}} \quad (2.28)$$

$$s_{\eta_t}(\text{O}_2 - \text{CO}_2, \text{O}_2 - \text{H}_2\text{O}) = \frac{(\eta_t)_{\text{TГ}} - (\eta_t)_{\text{СГ}}}{(\eta_t)_{\text{TГ}}} \cdot \frac{(r_{\text{CO}_2, \text{H}_2\text{O}})_{\text{СГ}}}{(r_{\text{CO}_2, \text{H}_2\text{O}})_{\text{TГ}} - (r_{\text{CO}_2, \text{H}_2\text{O}})_{\text{СГ}}} \quad (2.29)$$

$(r_{\text{CO}_2, \text{H}_2\text{O}})_{\text{CT}}$ – содержание CO_2 или H_2O в искусственном газе до и после коррекции, об.%;

$(r_{\text{CO}_2, \text{H}_2\text{O}})_{\text{TT}}$ – содержание CO_2 или H_2O в искусственном газе после коррекции, об.%;

2.4. Выводы

Разработана экспериментальная установка с электрической терморубашкой, обеспечивающей охранный нагрев реакционной камеры и поддерживающей температуру стенок t_{CT} на уровне или выше температуры горячего воздуха t_{B} . В области температур стенки $t_{\text{CT}} = 600 \dots 900^\circ\text{C}$ максимальная среднеквадратическая погрешность измерения температуры воздуха диапазоне $t_{\text{B}} = 400 \dots 800^\circ\text{C}$ в экспериментальной установке составляет $\sigma_{\text{max}} = 6,02\%$.

Разработаны программа и методика численного исследования. Выбраны и верифицированы подмодели расчета процессов тепло- и массообмена в модельной камере сгорания ГТУ. Ввиду конкретно поставленной задачи численного исследования экологичности сжигания искусственных газов большое внимание уделено выбору и верификации подмоделей образования и разложения NO_x в процессе горения газового топлива. Верификация показала, что среднеквадратичное отклонение расчетных результатов численного моделирования горения газового топлива в потоке среднетемпературного (230°C) воздуха от опубликованных экспериментальных составляет 15%. В эксперименте прямое измерение температуры продуктов сгорания не проводилось. Поэтому систематическое завышение расчетных результатов по сравнению с экспериментальными данными, возможно, вызвано сочетанием погрешностей решателя *CFD*-пакета при нахождении максимальной температуры факела с погрешностями при определении и регулировании температуры продуктов сгорания и расхода газа в эксперименте.

Отклонение расчетных результатов численного моделирования горения газового топлива в потоке высокотемпературного (800°C) воздуха от собственных экспериментальных данных составило $0,50 \div 7,89\%$.

Результаты расчета свидетельствуют о пригодности выбранных подмоделей образования и разложения NO_x при горении газового топлива в потоке средне- и высоконагретого воздуха.

Составлена методика термодинамического исследования влияния теплофизических параметров рабочего тела на энергетические и экономические показатели газотурбинного цикла. Представлена методика расчета чувствительности удельной работы газовой турбины l_T и газотурбинного цикла в целом l_0 к калорическим и термическим способам управления теплофизическими параметрами рабочего тела газовой турбины.

Проверка методики термодинамического исследования на работоспособность показала, что отклонение расчетных данных, полученных по описанной методике, от результатов коммерческого инженерного программного пакета высокой точности *Thermoflow* менее 2%.

3. Результаты экспериментального исследования¹³

Как видно из рисунков 1.5 и 1.6 (см. раздел 1.1.5), на выбросы NO_x из камеры сгорания ГТУ на искусственном газе основное влияние оказывает температура горения газа, тогда как влияние рабочего давления незначительна. Температура горения газа, как известно, зависит от его теплоты сгорания и начальной температуры, а также от температуры окислителя.

В связи с этим в данном разделе проведено экспериментальное исследование влияния степени нагрева воздуха (от 400 до 800°С) на выбросы NO_x при горении смеси CO-N₂ в разных концентрациях. Полученные результаты будут использованы при отработке механизмов образования и разложения NO_x для численного исследования принципов экологичного сжигания искусственных газов применительно к камерам сгорания ГТУ.

3.1. Определение режимов погасания и воспламенения диффузионного факела в потоке нагретого воздуха

3.1.1. Параметры погасания кинетического факела

Погасание (или бедный срыв пламени) предварительно подготовленной топливовоздушной смеси (*кинетического факела*) зависит от нижнего (НКП) и верхнего (ВКП) концентрационных пределов распространения пламени. Для работы камеры сгорания ГТУ большую значимость имеет уровень НКП.

Нижний концентрационный предел распространения пламени (НКП) ряда горючих газов (таких как CH₄, H₂, CO и др.) можно найти в справочных и учебных пособиях [77] или оценить по формуле [103, 104] при 20°С и 0,1 МПа:

$$r_{\text{НКП}}^{20^\circ\text{C}} = \frac{100}{\alpha \cdot \beta + b}, \quad \% \quad (3.1)$$

¹³ Результаты экспериментального исследования опубликованы в [82, 89].

где:

$$\beta = m_C + m_S + \frac{m_H - m_x}{4} - \frac{m_O}{2} + 2,5 \cdot m_P \quad (3.2)$$

Здесь $r_{\text{НКП}}^{20^\circ\text{C}}$ – содержание топливного газа в ТВС при котором происходит бедный срыв пламени – НКП, об.%

$m_C, m_S, m_H, m_x, m_O, m_P$ – число атомов углерода, серы, водорода, галогенов, кислорода и фосфора в молекуле газа;

a, b – эмпирические универсальные константы. При определении НКП принимаются равными: $a = 8,684; b = 4,679$.

При использовании формулы (3.1) для кинетического сжигания смеси СО-воздух при 20°C и $0,1$ МПа $r_{\text{НКП}}^{20^\circ\text{C}}$ составляет $11,085$ об.% СО в ТВС, что близко к справочным данным, приведенным в [77], см. таблицу 1.2. Значение $r_{\text{НКП}}^{20^\circ\text{C}} = 11,085$ об.% соответствует коэффициенту избытка воздуха $\alpha_{\text{НКП}}^{20^\circ\text{C}} = 3,37$.

При кинетическом сжигании ТВС с температурой выше 20°C и давлении $0,1$ МПа НКП приблизительно оценивается по зависимости:

$$r_{\text{НКП}}^t = r_{\text{НКП}}^{20^\circ\text{C}} \cdot \left(1 - \frac{(t + 273,15) - 293,15}{T_\Gamma - 293,15} \right) \quad (3.3)$$

t – температура ТВС, $^\circ\text{C}$;

T_Γ – температура горения ТВС на НКП, для кинетического факела принимается равной 1550 К [103].

Для смеси СО-воздух при температуре, равной 605°C (справочная температура самовоспламенения СО [105]) и давлении $0,1$ МПа, $r_{\text{НКП}}^t$ будет равен:

$$r_{\text{НКП}}^{605^\circ\text{C}} = 11,085 \cdot \left(1 - \frac{(605 + 273,15)}{1550 - 293,15} \right) = 5,926 \text{ об. \%}$$

Расчетное значение НКП смеси СО-воздух при 605°C и $0,1$ МПа составляет $5,926$ об.%, что соответствует коэффициенту избытка воздуха $\alpha_{\text{НКП}}^{605^\circ\text{C}} = 6,67$.

В таблице 3.1 представлены расчетные значения $r_{\text{НКП}}^t$, а также соответствующие им коэффициенты избытка воздуха $\alpha_{\text{НКП}}^t$ для смеси СО-воздух в диапазоне температур $0 \div 800^\circ\text{C}$.

Таблица 3.1 – Расчетная зависимость $r_{\text{НКП}}^t$ и $\alpha_{\text{НКП}}^t$ от температуры ТВС

$t_{\text{CO-воздух}}=t_{\text{ТВС}}, ^\circ\text{C}$	100	200	300	400	500	600	700	800
$r_{\text{НКП}}^t, \text{об.}\%$	10,380	9,498	8,616	7,734	6,852	5,970	5,088	4,207
$\alpha_{\text{НКП}}^t$	3,628	4,004	4,456	5,013	5,712	6,617	7,837	9,568

На рисунке 3.1 представлена кривые расчетной зависимости $r_{\text{НКП}}^t$ и $\alpha_{\text{НКП}}^t$ от температуры смеси СО-воздух, построенная на основе таблицы 3.1.

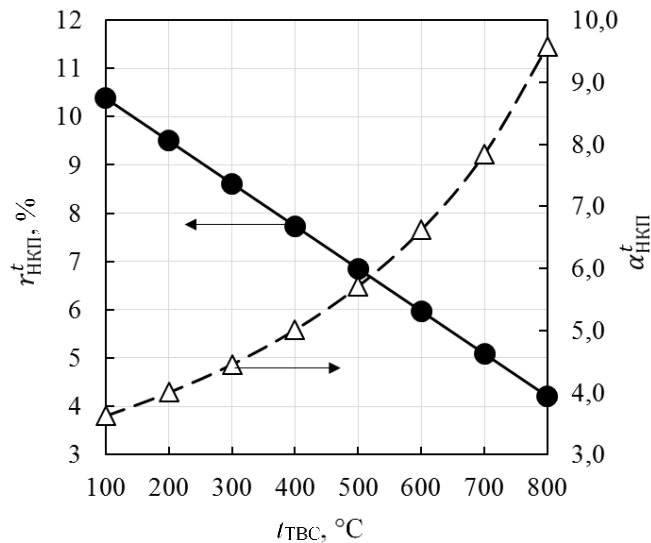


Рисунок 3.1 – Расчетная зависимость нижних концентрационных пределов и коэффициентов расхода воздуха от температуры ТВС

3.1.2. Влияние режимов течения воздуха и СО на воспламенение и погасание диффузионного факела (эксперимент №1)

Эксперимент проводится при горении чистого (неразбавленного) СО ($r_{\text{СО}}^{\text{ТГ}} = 100 \text{ об.}\%$) в спутном потоке воздуха, нагретого до температуры, близкой к справочной температуре самовоспламенения СО, и охранным нагревом рабочего участка.

Эксперимент проводится для определения зависимости режима погасания диффузионного факела от скорости воздушного дутья. В эксперименте фиксируются температура воздуха перед реакционной зоной, расходы воздуха и

СО в момент зажигания и погасания факела. Измеренные в ходе эксперимента данные представлены в таблице 3.1.

Порядок проведения эксперимента: Вначале в реакционную камеру воздушным компрессором подается холодный воздух ($V_B=2,99$ л/мин, $t_B=20^\circ\text{C}$), см. рисунок 3.2. Далее системой регулирования мощности ступеней нагрева задается режим нагрева воздуха, подаваемого в реакционную камеру. Выход экспериментального стенда на рабочий режим ($t_B=610^\circ\text{C}$) составляет около 2 часов (рисунок 3.2), после чего в реакционную зону подается горючий газ (чистый СО) с расходом, обеспечивающим воспламенение и устойчивое горение ($0,31$ л/мин при 20°C и $0,1$ МПа). После воспламенения и стабилизации факела расход СО плавно уменьшается со скоростью $(0,005\div 0,01)\cdot V_{\text{CO,max}}/\text{мин}$ ($V_{\text{CO,max}}$ – максимальная пропускная способность регулятора расход СО РРГ-12, см. таблицу 2.2) до момента погасания факела, наблюдаемого при $V_{\text{CO}}=0,023$ л/мин. Затем расход воздуха увеличивается и процедура повторяется.

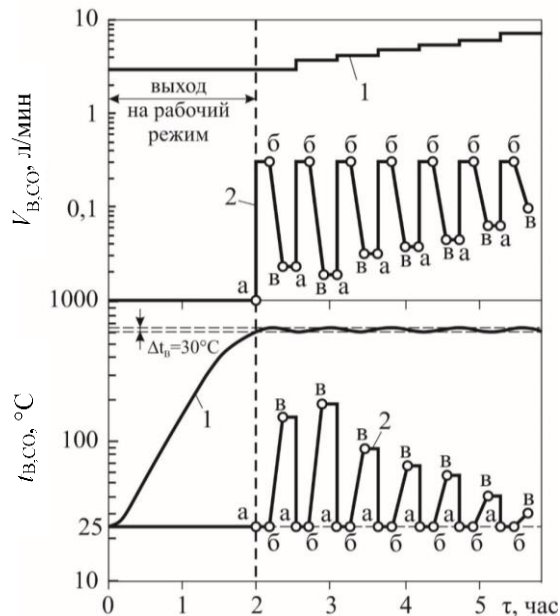


Рисунок 3.2 – График проведения эксперимента №1: 1 – расход и температура воздуха; 2 – расход и температура СО; (а-б) – воспламенение; (б-в) – погасание

Расход воздуха в разных опытах варьирует в диапазоне $0,25\div 0,61\% \cdot V_{B,max}$, что соответствует расходу $2,99\div 7,32$ л/мин при 20°C и $0,1$ МПа. Содержание СО в ТВС

в момент воспламенения варьируется в диапазоне $r_{CO}^{TBC} = 4,06 \div 9,39$ об.%, а в момент погасания – $r_{CO}^{TBC} = 0,51 \div 1,31$ об. %.

Таблица 3.1 – Результаты эксперимента №1

№	Параметры в момент воспламенения					Параметры в момент погасания				
	V_B , л/мин (при 20°C и 0,1 МПа)	V_{CO} , л/мин (при 20°C и 0,1 МПа)	r_{CO}^{TBC} , об. %	α_1	t_B , °C	V_B , л/мин (при 20°C и 0,1 МПа)	V_{CO} , л/мин (при 20°C и 0,1 МПа)	r_{CO}^{TBC} , об. %	α_2	t_B , °C
1	2,99	0,31	9,39	4,03	610	2,99	0,023	0,76	55,84	615
2	3,71	0,31	7,71	5,00	610	3,71	0,019	0,51	79,94	615
3	4,19	0,31	6,89	5,64	610	4,19	0,032	0,76	55,89	610
4	4,91	0,31	5,94	6,61	615	4,91	0,037	0,75	55,01	615
5	5,39	0,31	5,44	7,26	640	5,39	0,044	0,81	52,06	640
6	6,09	0,31	4,84	8,20	630	6,09	0,063	1,02	40,62	620
7	7,32	0,31	4,06	9,86	615	7,32	0,097	1,31	31,54	620

Обработка экспериментальных данных позволила получить расчетные значения местных скоростей истечения реагирующих сред и расчетную температуру CO, представленные в таблицах 3.2÷3.4:

Таблица 3.2 – Обработка данных эксперимента №1 (параметры воспламенение)

№	v_B/v_{CO}	$v_B - v_{CO}$	t_{CO} , °C	v_B , м/с	v_{CO} , м/с	Re_B	Re_{CO}	Re_B/Re_{CO}	φ_1
1	0,156	-1,40	~25÷26	0,26	1,66	592	2135	0,28	0,25
2	0,193	-1,34	~25÷26	0,32	1,66	733	2135	0,34	0,20
3	0,219	-1,30	~25÷26	0,36	1,66	828	2135	0,39	0,18
4	0,258	-1,23	~25÷26	0,43	1,66	970	2135	0,45	0,15
5	0,291	-1,18	~25÷26	0,48	1,66	1065	2135	0,50	0,14
6	0,325	-1,12	~25÷26	0,54	1,66	1203	2135	0,56	0,12
7	0,382	-1,03	~25÷26	0,63	1,66	1444	2135	0,68	0,10

Таблица 3.3 – Обработка данных эксперимента №1 (параметры погасания факела)

№	v_B/v_{CO}	$v_B - v_{CO}$	t_{CO} , °C	v_B , м/с	v_{CO} , м/с	Re_B	Re_{CO}	Re_B/Re_{CO}	φ_2
1	2,60	0,16	144	0,26	0,1	592	87	6,80	0,018
2	2,67	0,20	183	0,32	0,12	733	110	6,66	0,013
3	2,12	0,19	85	0,36	0,17	828	180	4,60	0,018
4	2,15	0,23	68	0,43	0,2	970	250	3,88	0,018
5	2,09	0,25	58	0,48	0,23	1065	268	3,97	0,019

№	v_B/v_{CO}	v_B-v_{CO}	$t_{CO}, ^\circ C$	$v_B, \text{ м/с}$	$v_{CO}, \text{ м/с}$	Re_B	Re_{CO}	Re_B/Re_{CO}	φ_2
6	1,61	0,20	40	0,54	0,33	1203	411	2,93	0,025
7	1,23	0,12	31	0,63	0,52	1445	654	2,21	0,032

Здесь:

$$\alpha = \frac{V_B/V_{CO}}{V^0} \quad (3.2)$$

V_B, V_{CO} – расход воздуха и СО в эксперименте (см. таблицу 3.1);

V^0 – теоретический объемный расход воздуха, определяемый по формуле (П15.3).

$$\varphi = \frac{V_{CO}/V_B}{1/V^0} = \frac{1}{\alpha} \quad (3.3)$$

φ – коэффициент эквивалентности.

$$Re_t = \frac{\rho_t \cdot v_t \cdot D}{\eta_t} \quad (3.4)$$

Re_t – местное число Рейнольдса;

ρ_t – плотность воздуха (или исследуемого газа) при температуре t_B (t_T), кг/м^3 ;

v_t – характерная скорость воздуха (или исследуемого газа), м/с ;

η_t – динамическая вязкость воздуха (или исследуемого газа) при температуре t_B (t_T), $\text{Па}\cdot\text{с}$;

D – гидравлический диаметр, м. Для круглого сечения (исследуемый газ) равна диаметру окружности, а для кольцевого сечения (воздух) принимается как разница диаметров внешней и внутренней окружностей: $D = D_{\text{внеш}} - D_{\text{внутр}}$.

Гидродинамические характеристики

Расход газа в момент погасания составляет $\sim 10 \div 30\%$ от начального и увеличивается с ростом расхода горячего воздуха. Связь между расходами газа и воздуха носит линейный характер (рисунок 3.3).

Соотношение скоростей потоков СО и воздуха в момент воспламенения меньше единицы – газ из сопла истекает значительно быстрее (в $2,6 \div 6,4$ раза), чем воздух (рисунки 3.3б и 3.4). В момент погасания картина обратная – скорость

воздуха превышает скорость газа в 1,2÷3,2 раза. Соотношение критериев Рейнольдса качественно повторяет зависимость соотношения скоростей от нагрузки по воздуху.

Таким образом с ростом нагрузки по воздуху гидродинамические различия между газом и воздухом в момент погасания и (в меньшей степени) воспламенения уменьшаются:

$$\frac{u_B}{u_{CO}} \sim \frac{Re_B}{Re_{CO}} \rightarrow 1 \quad (3.5)$$

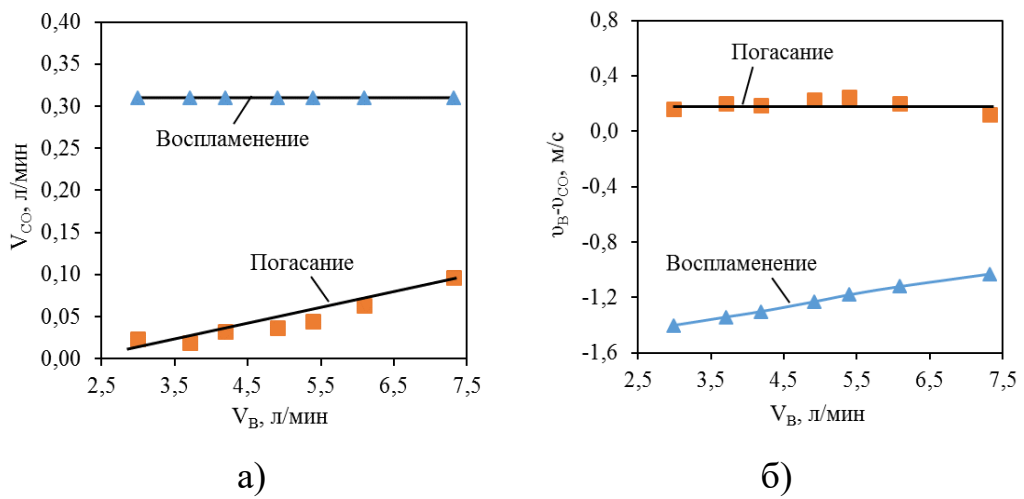


Рисунок 3.3 – Зависимость расхода СО (а) и разности скоростей СО и воздуха (б) от расхода воздуха в моменты воспламенения и погасания

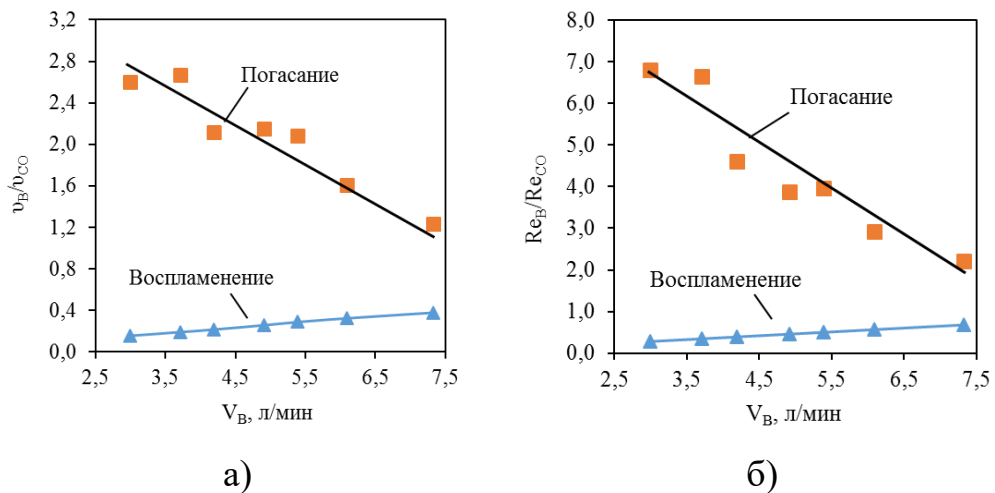


Рисунок 3.4 – Зависимость отношения скоростей (а) и критериев Рейнольдса (б) реагирующих сред от расхода воздуха в моменты воспламенения и погасания

Эквивалентное отношение расходов газа и воздуха в момент воспламенения (φ_1) и в состоянии устойчивого горения уменьшается с нагрузкой от $\varphi_1=0,25$ до $\varphi_1=0,10$ (рисунок 3.5). Эквивалентное отношение на момент погасания (φ_2) увеличивается от $\varphi_2=0,013$ до $\varphi_2=0,032$ (рисунок 3.5), что происходит примерно в 2 раза медленнее, чем рост V_{CO} .

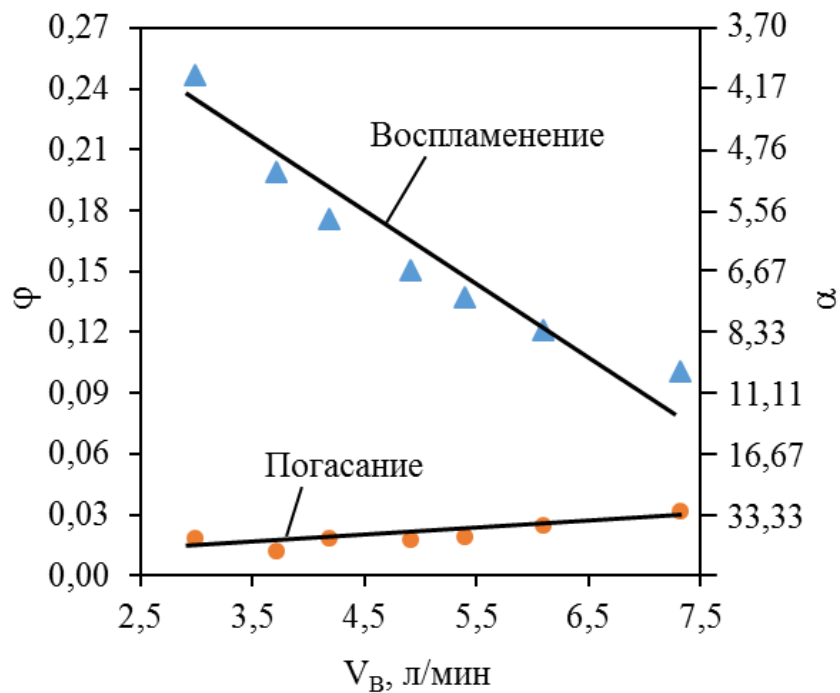


Рисунок 3.5 – Зависимость коэффициентов φ и α на моменты воспламенения и погасания факела от расхода воздуха

Термические характеристики

Температура газа (CO) в момент воспламенения при всех расходах воздуха практически неизменна ($\sim 25 \div 26^\circ C$) – рисунок 3.6.

Произведение расхода топлива и его температуры в моменты воспламенения и погасания аппроксимируются горизонтальными линиями с двухкратным разрывом. Произведение расхода воздуха и его температуры в моменты воспламенения и погасания аппроксимируются восходящей прямой (рисунок 3.7).

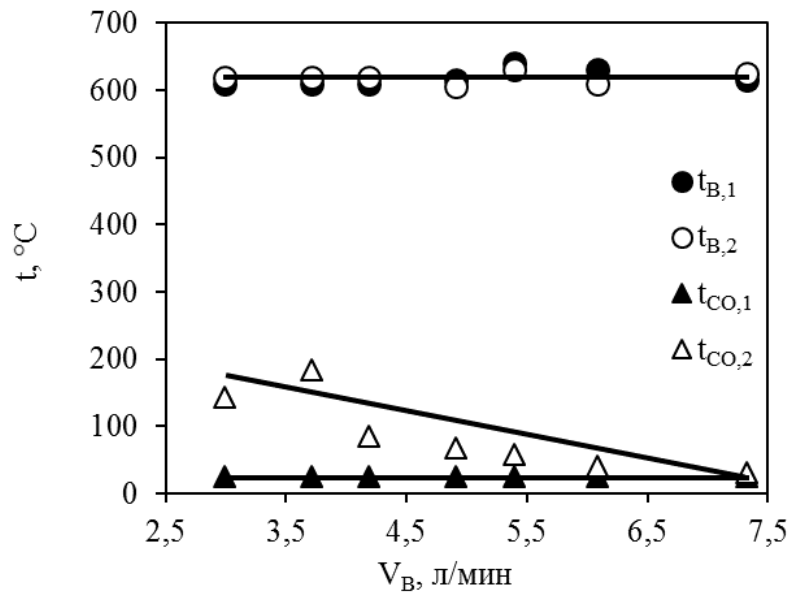


Рисунок 3.6 – Температуры воздуха и газа в моменты воспламенения ($t_{B,1}$ и $t_{CO,1}$) и погасания ($t_{B,2}$ и $t_{CO,2}$) факела

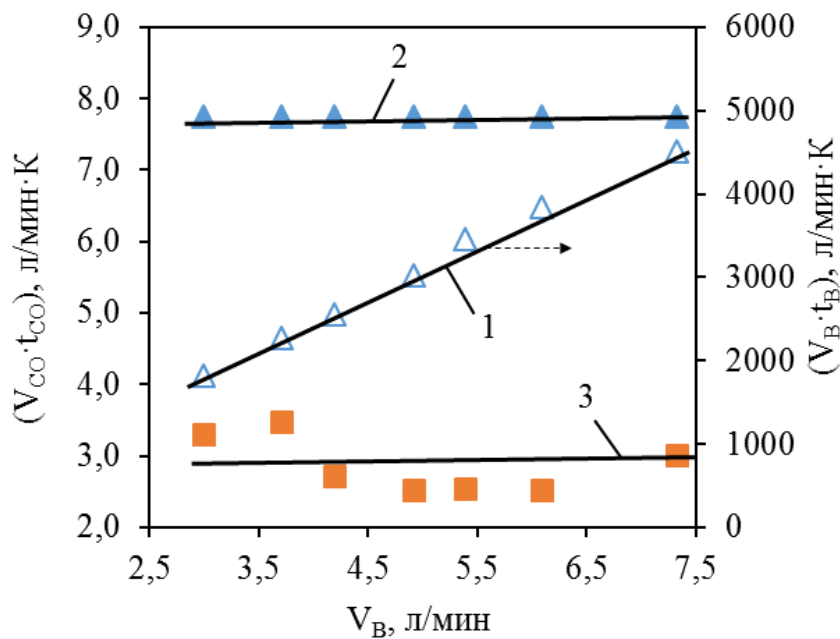


Рисунок 3.7 – Произведение расхода и температуры для: 1 – воздуха в моменты воспламенения и погасания факела; 2 – газа в момент воспламенения факела; 3 – газа в момент погасания факела

График тепловой мощности, вносимой с газом и воздухом в реакционную камеру (рисунок 3.8) в моменты воспламенения и погасания факела повторяет ход

кривых рисунка 3.7. Следует отметить ничтожность тепловой мощности газа по сравнению с теплом воздуха, следствием чего является практически полное совпадение кривых $Q_{\text{В}}$ и $Q_{\text{ТВС}}$.

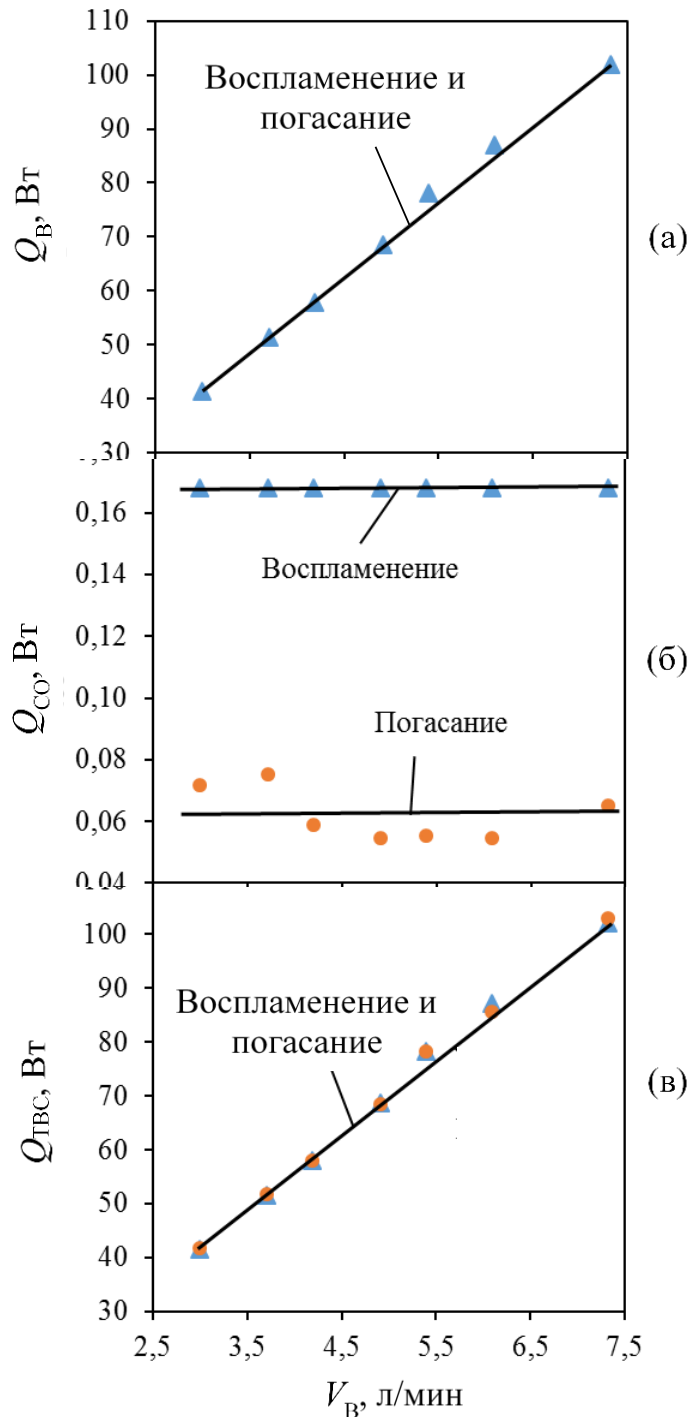


Рисунок 3.8 – Тепловые потоки, вносимые в камеру сгорания с воздухом (а), с газом (б) и с ТВС в целом (в)

Энтальпия подводимой ТВС (рисунок 3.9) оказалась в моменты погасания величиной постоянной, поскольку расход воздуха в эти моменты не изменился, а расход газа при всех нагрузках был чрезвычайно мал (рисунок 3.2). Энтальпия подводимой ТВС в момент воспламенения отличается от предыдущей по двум показателям. Во-первых, энтальпия ТВС в момент воспламенения ниже, чем энтальпия ТВС в момент погасания, поскольку расход газа при воспламенении заметно выше, чем при погасании. Во-вторых, с увеличением нагрузки энтальпия воспламенения слегка повышается и приближается к энтальпии погасания, что связано с наблюдаемым увеличением расхода относительно холодного газа (рисунок 3.2).

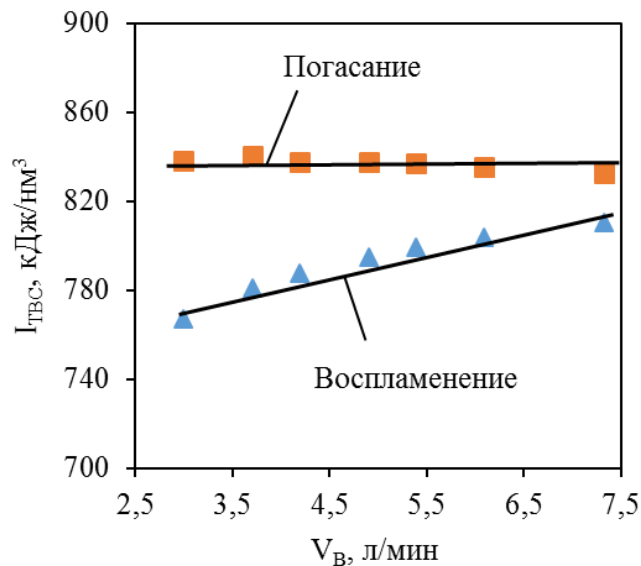


Рисунок 3.9 – Зависимость энтальпии ТВС, вносимой в камеру сгорания, в моменты воспламенения и погасания от расхода воздуха

3.1.3. Влияние разбавления СО азотом (N_2) на погасание диффузионного факела (эксперимент №2)

Эксперимент проводится для определения порога погасания по низшей теплоте сгорания диффузионного факела смеси СО- N_2 , моделирующей синтез-газ. При этом температура воздуха на входе поддерживается на одном из трех уровней:

Первый уровень – применяемый в освоенных ГТУ ($t_B=400^\circ\text{C}$);

Второй уровень – температура, близкая к справочной температуре воспламенения CO ($t_B=650^\circ\text{C}$);

Третий уровень – достигаемый при автономном нагреве воздуха ($t_B=790\div 800^\circ\text{C}$).

Порядок проведения эксперимента: Вначале в реакционную камеру воздушным компрессором подается холодный воздух с фиксированным расходом $V_B=2,4$ л/мин, $t_B=20^\circ\text{C}$, см. рисунок 3.10. Далее системой регулирования мощности ступеней нагрева задается режим нагрева воздуха (до $t_B=400\div 800^\circ\text{C}$), подаваемого в реакционную камеру. Выход на рабочий режим (в зависимости от t_B) составляет $\sim 1,5\div 4$ часа, после чего в реакционную зону подается модельный синтез-газ с заданным содержанием CO и N_2 .

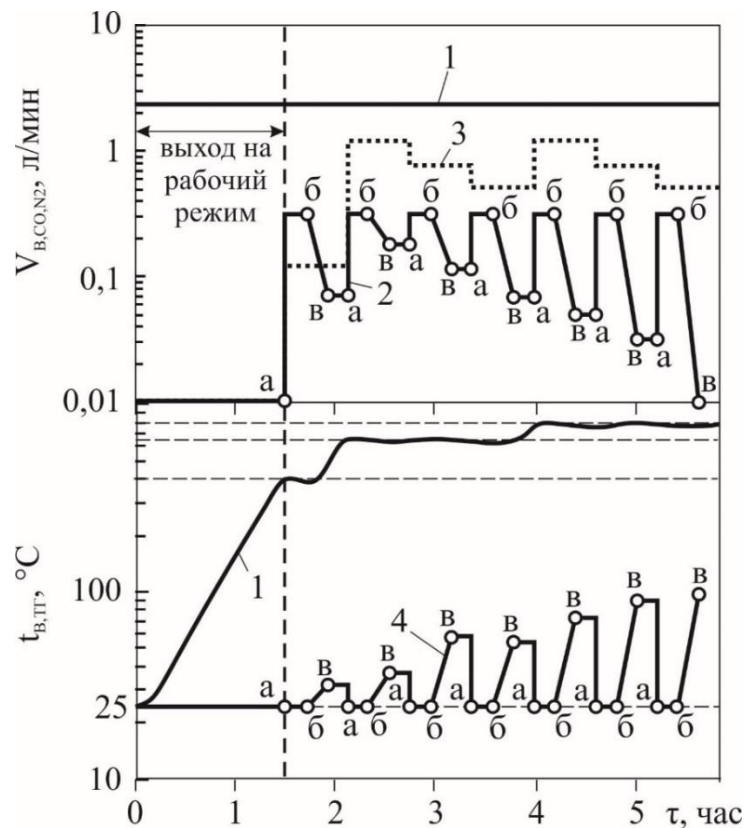


Рисунок 3.10 – График проведения эксперимента №2: 1 – расход и температура воздуха; 2 – расход CO; 3 – расход N_2 ; 4 – температура топливного газа; (а-б) – воспламенение; (б-в) – погасание

После воспламенения и стабилизации факела расход СО плавно снижается при постоянном расходе N_2 . В эксперименте фиксируется температура воздуха (фактическая) и модельного синтез-газа (расчетная) перед реакционной зоной, расход воздуха, СО и N_2 в момент воспламенения и погасания факела. Измеренные в ходе эксперимента данные представлены в таблице 3.4. Там же представлены полученные при их обработке расчетные данные.

Таблица 3.4 – Экспериментальные и расчетные данные в моменты воспламенения

№	Эксперимент			Расчет										
	V, л/мин (при 20°C и 0,1 МПа)			t_B , °C	r_{CO}^{TBC} , об.%	$r_{N_2}^{TBC}$, об.%	r_{CO}^{TG} , об.%	$r_{N_2}^{TG}$, об.%	$Q_{i,TG}^r$, МДж/нм ³	$Q_{i,TBC}^r$, МДж/нм ³	t_{TG} , °C	v_B , м/с	v_{CO} , м/с	v_B/v_{CO}
	Воздух	СО	N_2											
1	2,4	0,31	0,12	400	10,95	4,24	72,09	27,91	9,116	1,385	25	0,16	2,28	0,071
2	2,4	0,31	1,2	650	7,93	30,69	20,53	79,47	2,596	1,003	25	0,22	8,01	0,028
3	2,4	0,31	0,75	650	8,96	21,68	29,25	70,75	3,698	1,133	25	0,22	5,63	0,039
4	2,4	0,31	0,5	650	9,66	15,58	38,27	61,73	4,840	1,221	25	0,22	4,30	0,051
5	2,4	0,31	1,2	790	7,93	30,69	20,53	79,47	2,596	1,003	25	0,25	8,01	0,032
6	2,4	0,31	0,75	790	8,96	21,68	29,25	70,75	3,698	1,133	25	0,25	5,63	0,045
7	2,4	0,31	0,5	800	9,66	15,58	38,27	61,73	4,840	1,221	25	0,26	4,30	0,060

Таблица 3.5 – Экспериментальные и расчетные данные в моменты погасания

№	Эксперимент			Расчет										
	V, л/мин (при 20°C и 0,1 МПа)			t_B , °C	r_{CO}^{TBC} , об.%	$r_{N_2}^{TBC}$, об.%	r_{CO}^{TG} , об.%	$r_{N_2}^{TG}$, об.%	$Q_{i,TG}^r$, МДж/нм ³	$Q_{i,TBC}^r$, МДж/нм ³	t_{TG} , °C	v_B , м/с	v_{CO} , м/с	v_B/v_{CO}
	Воздух	СО	N_2											
1	2,4	0,07	0,12	400	2,70	4,63	36,84	63,16	4,803	0,342	32	0,16	1,01	0,156
2	2,4	0,18	1,2	650	4,76	31,75	13,04	86,96	1,649	0,602	38	0,22	7,32	0,030
3	2,4	0,114	0,75	650	3,49	22,98	13,19	86,81	1,668	0,442	60	0,22	4,59	0,047
4	2,4	0,067	0,5	650	2,26	16,85	11,82	88,18	1,494	0,286	56	0,22	3,01	0,072
5	2,4	0,049	1,2	790	1,34	32,89	3,92	96,08	0,496	0,170	76	0,25	6,63	0,038
6	2,4	0,031	0,75	790	0,97	23,58	3,97	96,03	0,502	0,123	94	0,25	4,15	0,060
7	2,4	0,010	0,5	800	0,34	17,18	1,96	98,04	0,248	0,043	103	0,25	2,71	0,093

Зависимость минимальной концентрации СО на пределе погасания от температуры воздуха имеет характерный вид с резким падением при росте

температуры выше 600°C (рисунок 3.11). Как видно, при температуре выше температуры самовоспламенения (600°C) концентрация CO в ТВС ниже расчетной НКП (таблица 3.1), а при температуре ниже 600°C – концентрация CO выше расчетной НКП (таблица 3.1).

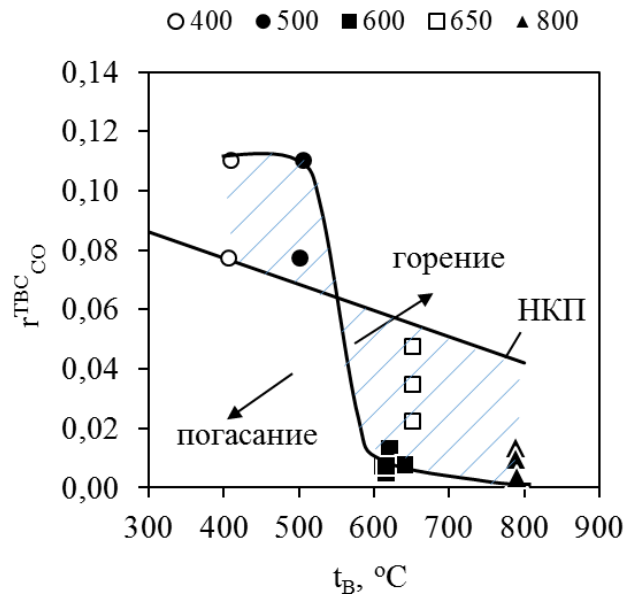


Рисунок 3.11 – Зависимость предельного содержания CO в топливовоздушной смеси от температуры воздуха ($t_{\text{в}}$)

Увеличение температуры воздуха до 800°C повышает скорость горения и расширяет пределы воспламенения по теплоте сгорания газа в $\sim 10 \div 20$ раз. Из рисунка 3.11 видно, что при использовании высокотемпературного ($790 \div 800^{\circ}\text{C}$) нагрева воздуха предельная теплота сгорания топливного газа ($\text{CO} + \text{N}_2$), при котором происходит погасание диффузионного факела, достигает $0,248 \div 0,502$ МДж/нм³ при температурах модельного синтез-газа $32 \div 103^{\circ}\text{C}$ вместо $4,2$ МДж/нм³ в обычном режиме.

Для ориентировки на рисунке 3.12а нанесены выделенные в обзоре характерные теплоты сгорания искусственных топливных газов (типа Б и В) перед сжиганием в ГТУ (см. рисунок 2.1). Как видно, экспериментальная камера сгорания при стандартном нагреве воздуха и топливного газа не обеспечивает работу на унифицированном низкокалорийном газе данного состава, что связано с

отсутствием специальных устройств, стабилизирующих процесс сгорания топлива как в промышленных камерах сгорания. При более высоком нагреве воздуха исследуемый газ уже может использоваться как в режиме Б, так и в режиме В.

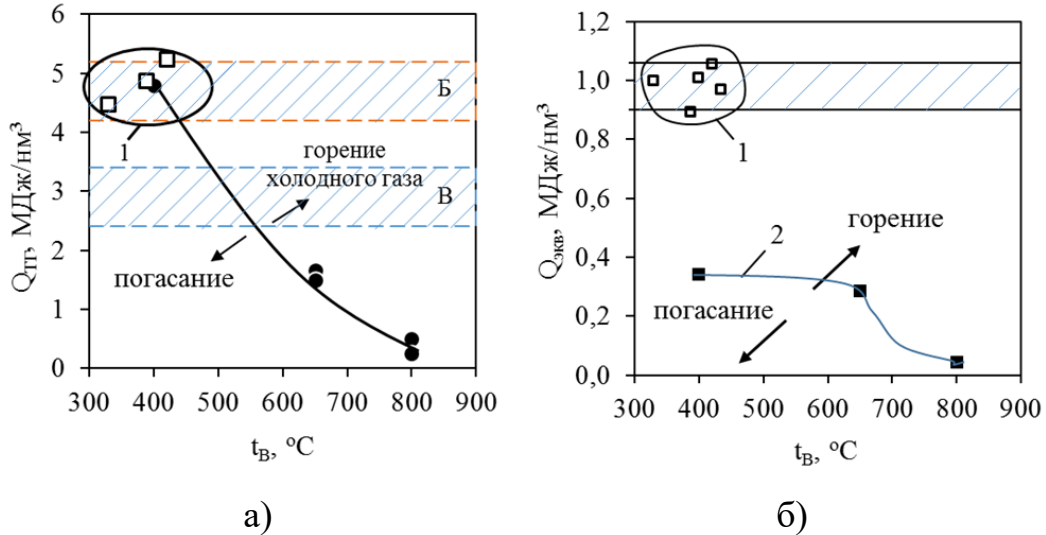


Рисунок 3.12 – Зависимость предельной нижней теплоты сгорания топливного газа $Q_{ТГ}$ и предельной эквивалентной теплоты сгорания топливовоздушной смеси $Q_{экв}$ от температуры воздуха t_B : 1 – теплота сгорания топливных газов в освоенных ПГУ на искусственных газах; 2 – эксперимент

Эквивалентная теплота сгорания топливовоздушной смеси качественно повторяет кривую для r_{CO}^{TBC} . Как следует из рисунка 3.12б запас устойчивости по эквивалентной теплоте сгорания в стандартном режиме ($t_B=400^\circ\text{C}$) составляет:

$$(Q_{экв})_{\text{раб.режим}} / (Q_{экв})_{\text{потухание}} \approx 3$$

С увеличением температуры воздуха до 800°C запас устойчивости растет до ~ 10 .

3.2. Влияние нагрева воздуха на экологические характеристики диффузионного факела (эксперимент №3)

Эксперименты проведены при 5 температурных режимах:

Режим I – холодный воздух / холодный топливный газ ($25^\circ\text{C} / 25^\circ\text{C}$);

Режим II – среднетемпературный воздух, применяемый в освоенных ГТУ со степенью сжатия $13 \div 15$ / топливный газ ($400^\circ\text{C} / 100^\circ\text{C}$)

Режим III – среднетемпературный воздух, применяемый в осваемых ГТУ со степенью сжатия $18 \div 20$ / топливный газ ($500^\circ\text{C} / 100^\circ\text{C}$);

Режим IV – среднетемпературный воздух, близкий к справочной температуре самовоспламенения чистого СО в воздухе / топливный газ ($600^\circ\text{C} / 100^\circ\text{C}$);

Режим V – высокотемпературный воздух / топливный газ ($800^\circ\text{C} / 100^\circ\text{C}$).

Проведено две серии экспериментов, в которых рассматривается зависимость выбросов NO_x и СО от температуры воздуха и расходов реагирующих сред (α):

1 – сжигание среднекалорийного газа (чистый СО) в температурных режимах I-IV;

2 – сжигание разбавленного оксида углерода азотом в высокотемпературном воздухе (режим V).

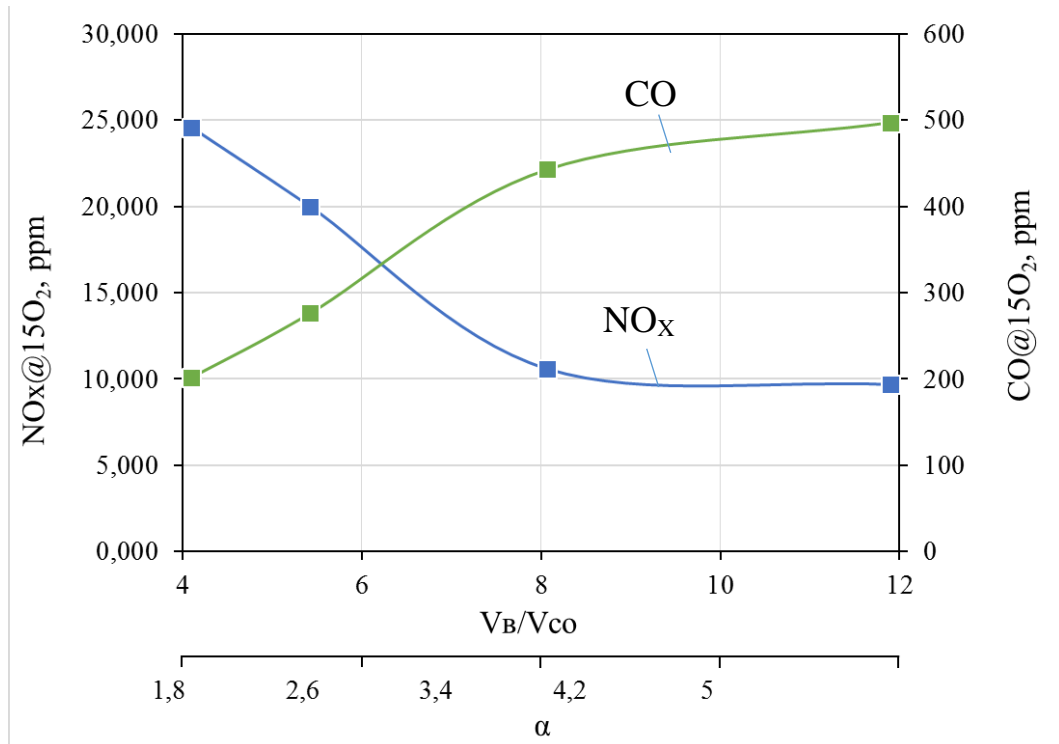
В таблице 3.6 представлены результаты измерений сжигания чистого СО в температурных режимах I-IV. Значения выбросов NO_x и СО отнесены к содержанию 15 об.% O_2 в продуктах сгорания согласно ГОСТ 29328-92.

Таблица 3.6 – Сжигания чистого СО в температурных режимах I-IV

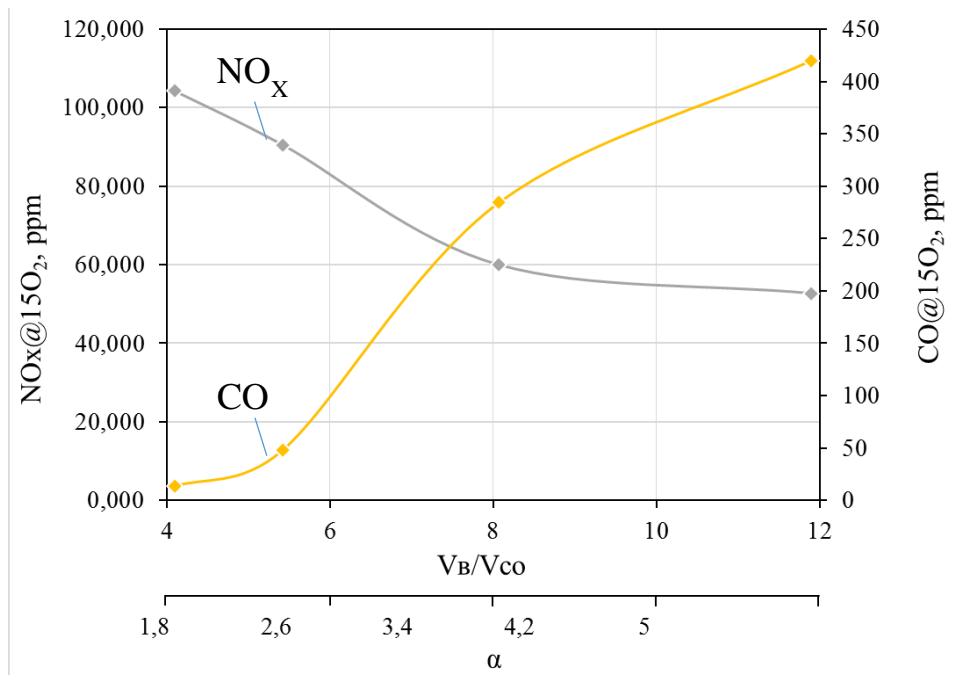
№	V, л/мин при 20°C и 0,1 МПа		Выбросы $\text{NO}_x @ 15\% \text{O}_2$ в температурном режиме, <i>ppm</i>				Выбросы $\text{CO} @ 15\% \text{O}_2$ в температурном режиме, <i>ppm</i>			
	Воздух	СО	I	II	III	IV	I	II	III	IV
1	2,518	0,614	24,59	104,25	180,78	270,41	201,64	13,50	11,69	20,53
2	2,518	0,464	20,00	90,49	162,41	224,00	276,25	48,20	22,76	26,78
3	2,518	0,312	10,59	60,00	124,39	204,32	442,94	284,29	134,63	73,87
4	3,713	0,312	9,68	52,73	116,57	170,32	497,42	420,00	353,14	177,82

На рисунке 3.14 представлены кривые построенные по данным таблицы 3.6. Из рисунка 3.14 видно, что при повышении температуры воздуха и газа выход СО уменьшается, а выход NO_x увеличивается. При увеличении отношения V_B/V_{CO} выход NO_x снижается, что связано с уменьшением скорости истечения СО и

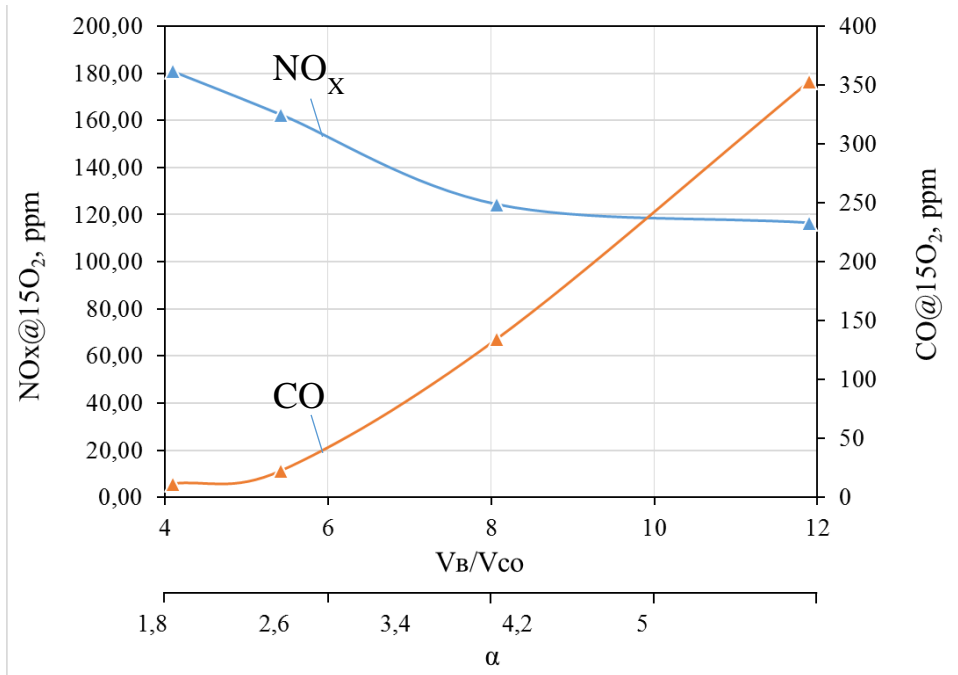
соответственно со снижением зон высоких температур. При этом увеличивается выход CO, что связано с увеличением длины факела.



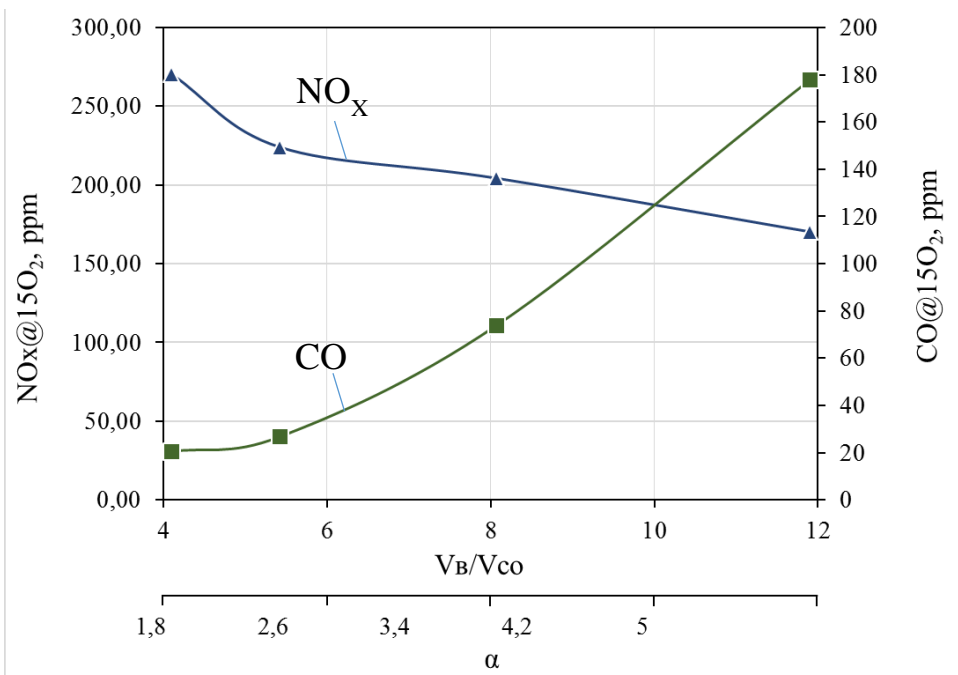
a)



б)



в)



г)

Рисунок 3.14 – Экспериментальная зависимость выбросов термических NO_x и химического недожога CO от уровня нагрева воздуха и расходов реагирующих сред: а) Режим I; б) Режим II; в) Режим III; г) Режим IV

Экспериментальные результаты температурного режима V представлены в таблице 3.7:

Таблица 3.7 – Результаты температурного режима V

№	V, л/мин (при 20°C и 0,1 МПа)			NO _x @15%O ₂ , ppm	CO@15%O ₂ , ppm	Q _{i,ТГ} ^r , МДж/нм ³
	Воздух	СО	N ₂			
1	2,518	0,614	0	484,56	27,34	12,65
			0,15	237,39	84,78	10,16
2	2,518	0,464	0	441,56	6,56	12,65
			0,15	189,04	14,79	9,56
3	2,518	0,312	0	355,14	1,62	12,65
			0,15	149,41	1,18	8,54

На рисунке 3.15 представлены кривые построенные по данным таблицы 3.7.

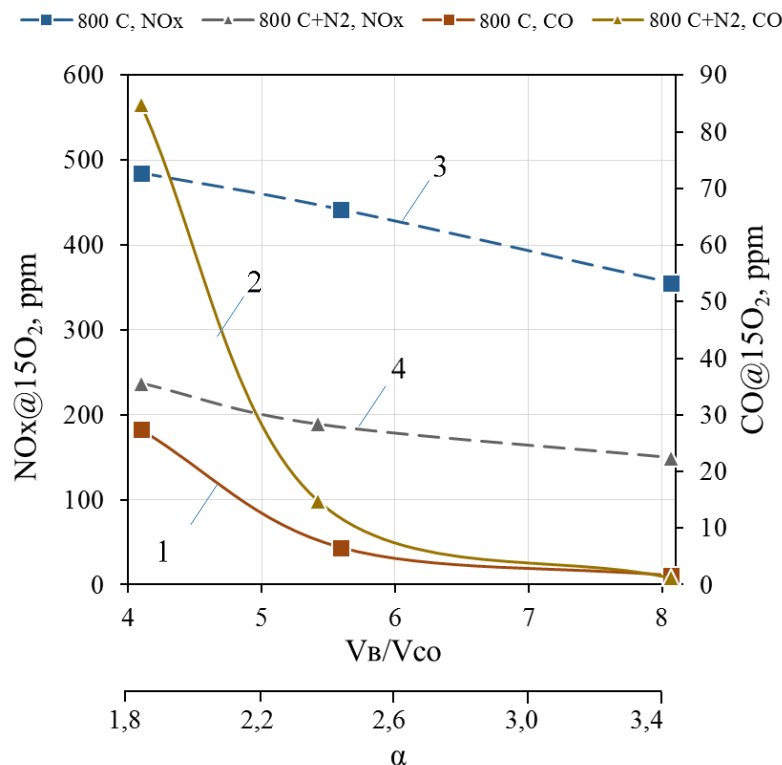


Рисунок 3.15 – Экспериментальная зависимость выбросов термических NO_x и химического недожога CO в температурном режиме V: 1 – выход CO при сжигании чистого CO; 2 – выход CO при сжигании разбавленного CO; 3 – выход NO_x при сжигании чистого CO; 4 – выход NO_x при сжигании разбавленного CO

Из таблицы 3.7 и рисунка 3.15 видно, что снижение теплоты сгорания топливного газа с 12,65 до 8,54 МДж/нм³ (что соответствует снижению концентрации СО в топливном газе от 100 до 67,5 об.%) уменьшает выбросы оксидов азота в ~2 раза. При снижении расхода СО снижается выход химического недожога, что связано с улучшением взаимной диффузии воздуха и газа, вызванного уменьшением скорости истечения газа.

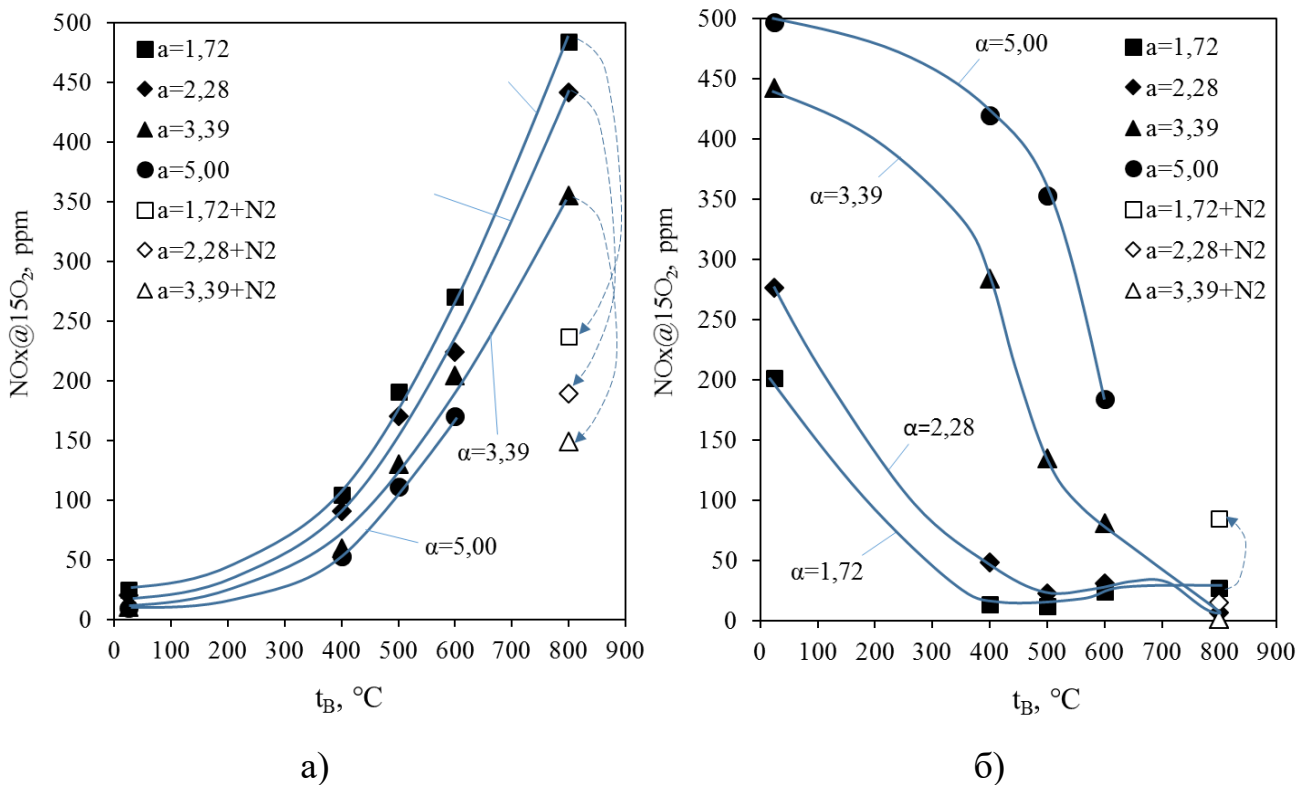


Рисунок 3.15 – Зависимость выхода термических NO_x (а) и химического недожога (б) от температуры воздуха и расхода воздуха (эксперимент №3)

Уровни выбросов NO_x , представленные на рисунке 3.15, превышают нормативные уровни. В настоящее время, ГТУ на синтез-газах с освоённой степенью нагрева воздуха (400°C) работают с выбросом оксидов азота на уровне $< 15 \text{ ppm}@15\% \text{O}_2$. ГТУ на синтез-газах с осваиваемой (500°C) и перспективной (800°C) степенью нагрева воздуха рассчитаны на уровень выбросов оксидов азота $< 25 \text{ ppm}@15\% \text{O}_2$. Такие уровни достигаются применением специальных мероприятий, направленных на улучшение смесеобразования (с переходом от

ламинарного к турбулентному режиму) и изменением режимов протекания реакций горения (коррекция состава топливного газа – см. главу 1).

3.3. Выводы

Сжигание концентрированных искусственных газов в высокотемпературном воздушном окислителе недопустимо вследствие многократного увеличения выбросов NO_x . Однако резко возрастающий при этом запас устойчивости горения по низшей теплоте сгорания (до $0,248 \div 0,502$ МДж/нм³ вместо достигнутых 4,2 МДж/нм³ в обычном режиме) позволяет обратиться к поиску режимов экологичного сжигания сверхнизкокалорийных искусственных газов путем применения отработанных в технике приемов.

4. Результаты численного исследования¹⁴

Ввиду выявленных в главе 1 проблем среднетемпературной газоочистки, в численном исследовании проводится оценка экологичности сжигания искусственных газов, неочищенных от нитросодержащих соединений (NH_3). Оценка экологичности проводится при трех температурных режимах подготовки к сжиганию, обозначенных ранее как: 1) Режим №2а: $t_{\Gamma} / t_{\text{B}} = 300^{\circ}\text{C} / 400^{\circ}\text{C}$; 2) Режим №2б: $t_{\Gamma} / t_{\text{B}} = 500^{\circ}\text{C} / 500^{\circ}\text{C}$; 3) Режим №3: $t_{\Gamma} / t_{\text{B}} = 500^{\circ}\text{C} / 900^{\circ}\text{C}$.

4.1. Сухая коррекция теплоты сгорания топливного газа

Как отмечено в главе 1, сухая коррекция влияет на экологичность сжигания за счет снижения теплоты сгорания топливного газа, вне зависимости от места подачи N_2 (перед или в камеру сгорания). На рисунке 4.1 представлена расчетная зависимость выбросов NO_x от теплоты сгорания искусственного газа среднетемпературной газоочистки.

Из рисунка 4.1 видно, что в режиме 2а (300/400) при теплоте сгорания газа $5,6 \text{ МДж/нм}^3$ расчетные выбросы NO_x с увеличением H_2/CO от 0,4 до 2,6 снижаются на ~30% (от 97 до 68 мг/нм^3), что качественно соответствует результатам, полученными в [47] – см. рисунок 1.4. однако уровень выбросов NO_x сохраняется выше нормативного.

Снижение теплоты сгорания до $4,2 \text{ МДж/нм}^3$ (нижняя граница унифицированных низкокалорийных газов группы Б) для всех трех значений H_2/CO (рисунок 4.1) позволяет уменьшить расчетные выбросы NO_x до 20 мг/нм^3 .

В режиме №2б (500/500) выбросы NO_x при теплоте сгорания $5,6 \text{ МДж/нм}^3$ более значительные и для их подавления теплоту сгорания газа при $\text{H}_2/\text{CO}=2,6$ необходимо снижать уже до $\leq 3,7 \text{ МДж/нм}^3$.

¹⁴ Результаты численного исследования опубликованы в [83, 93].

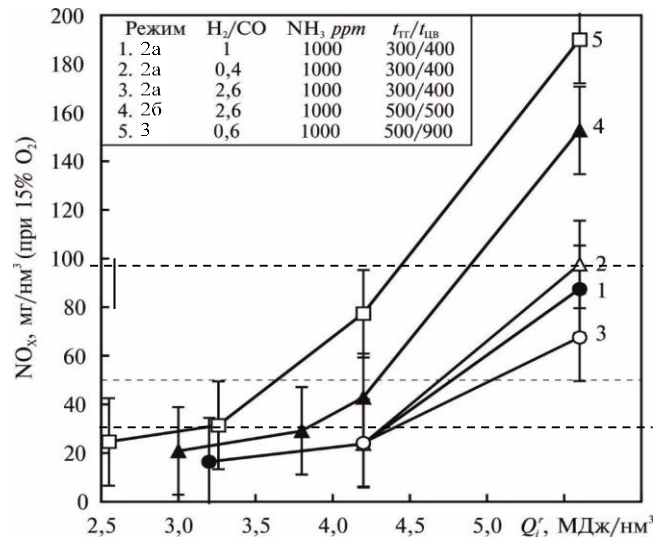


Рисунок 4.1 – Расчетное влияние сухой коррекции на выход NO_x

Переход от режима сжигания среднетемпературного газа с теплотой сгорания 5,6 МДж/нм³ в цикловом воздухе (№2а, №2б) к режиму сжигания среднетемпературного газа в высокотемпературном воздухе (№3) приводит к дальнейшему росту выхода NO_x. В этом режиме допустимая концентрация NO_x (менее 30 мг/нм³) достигается при теплоте сгорания синтез-газа менее 3 МДж/нм³. Снижение в топливном газе содержания аммиака с 1000 ppm до 30 ppm в области низких теплот сгорания позволяет снизить выход NO_x вдвое (рисунок 4.2) при практически полной независимости от параметра H₂/CO.

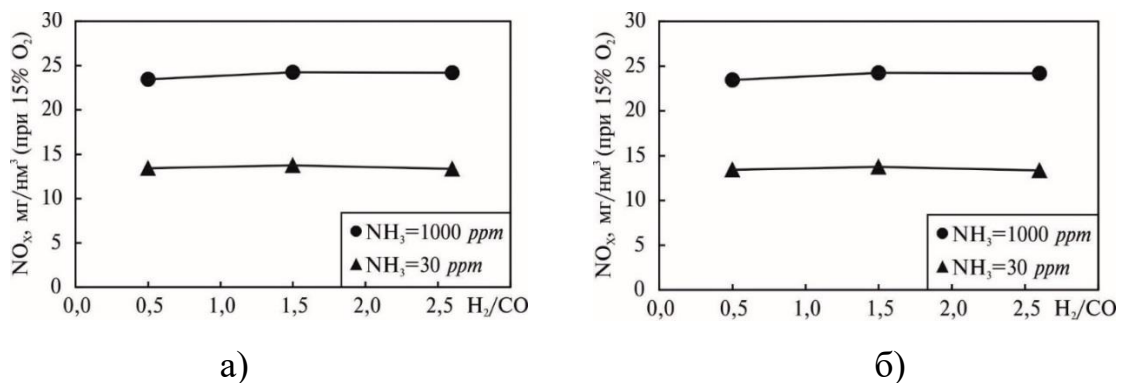


Рисунок 4.2 – Влияние содержания NH₃ в топливном газе на выход NO_x:

а) режим 2а ($t_{гр}/t_{цв} = 300/400$ °C), $Q_i' = 4,2$ МДж/нм³;

б) режим 3 ($t_{гр}/t_{цв} = 500/900$ °C), $Q_i' = 3,26$ МДж/нм³

4.2. Мокрая коррекция топливовоздушной смеси

Как отмечено в главе 1, мокрую коррекцию характеристик искусственного газа производят в тех случаях, когда нет возможности применить сухую коррекцию. Под мокрой коррекцией понимают:

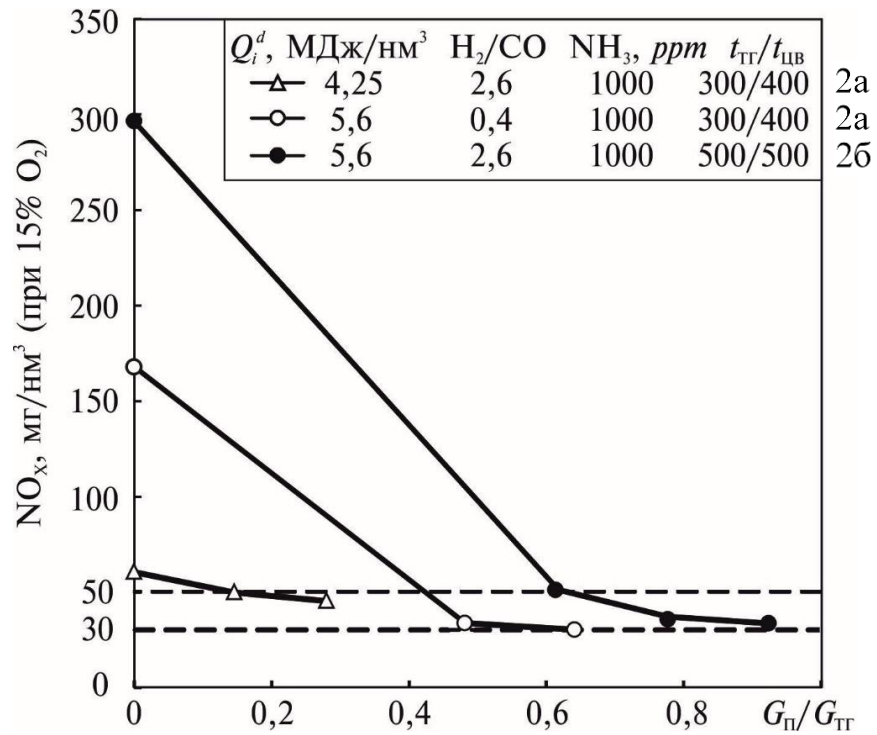
- впрыск пара в искусственный газ перед подачей камеру сгорания;
- впрыск пара в камеру сгорания.

Второй способ является предпочтительнее ввиду отсутствия вспомогательного оборудования (смесители) и системы трубопроводов в схеме подготовки искусственного газа к сжиганию.

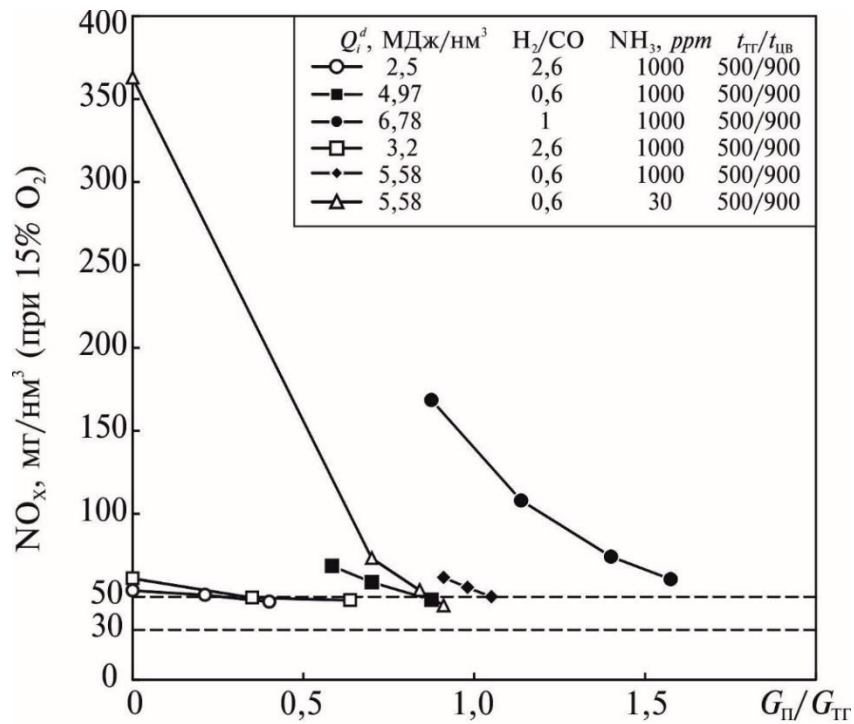
Расчетная зависимость выбросов NO_x от количества пара, подаваемого в камеру сгорания, представлена на рисунке 4.3.

Как видно из рисунка 4.3а, сжигание газотурбинного топлива в освоенных режимах с теплотой сгорания из нижнего диапазона унифицированных топлив (4,25 МДж/нм³) не требует мокрой коррекции. При сжигании газов из верхнего диапазона (5,6 МДж/нм³) паровая коррекция с трудом снижает выбросы NO_x до действующей нормы. С повышением степени сжатия в компрессоре и переходе на температурный режим 500°С/500°С критическое отношение $G_{\text{П}}/G_{\text{ТГ}}$ становится больше обычно используемого в освоенных ПГУ-ВЦГ, данные о чем приведены в разделе 1.3.2.

В режиме 500°С/900°С (рисунок 4.3б) сжигание газов в сухой камере сгорания без запаса по выбросам допустимо при $Q_{i,\text{ТГ}}^r = 2,5 \div 3,2$ МДж/нм³. Впрыск пара в эти газы не оказывает заметного результата. Сжигание газов с $Q_{i,\text{ТГ}}^r = 4,97 \div 5,58$ МДж/нм³ нуждается в значительной присадке водяного пара, выходящей за отработанные в промышленности режимы, с переходом к иной – технологии *STIG*.



а)



б)

Рисунок 4.3 – Расчетное влияние мокрой коррекции на выход NO_x в режимах

№2а, 2б (а) и 3 (б)

4.3. Выводы

Сочетание методов сухой и мокрой коррекции позволяет сжигать искусственное газовое топливо с температурными режимами 500°С/500°С и 500°С/900°С с выбросами NO_x ниже нормируемых в [44, 45] значений в диапазоне $Q_{i,ТГ}^r = 2,5 \div 3,2$ МДж/нм³, превышающем на порядок найденный в экспериментах порог потухания.

5. Результаты термодинамического исследования¹⁵

Методом термодинамического анализа проводится исследование влияния калорических и термодинамических способов управления теплофизическими параметрами рабочего тела на энергетические и экономические характеристики простого газотурбинного цикла Брайтона. Термодинамический анализ выполнен для рабочих тел разного состава в выбранной области управляющих параметров. Проводится сравнение действенности вариации параметров рабочего тела на удельную работу газовой турбины l_T . Оценивается эффективность повышения энергетических и экономических показателей газовой турбины за счет разработанных и применяемых на практике способов коррекции теплофизических параметров рабочего тела, описанных в главе 1.

5.1. Выбор рабочих сред и управляющих параметров газотурбинного цикла

Рассмотрим влияние теплофизических параметров рабочего тела на работу газовой турбины в диапазоне параметров, представленном в таблице 5.1.

Таблица 5.1 – Диапазон вариации управляющих параметров

Параметр x_i	Единицы измерения	Значение параметра	
		min	max
$P'_{PT} \equiv P_3$	МПа	1,1	33,0 ¹⁶
$P''_{PT} \equiv P_4$	МПа	0,1	3,0 ¹⁶
π_T	-	11 ¹⁶	18
$t'_{PT} \equiv t_3$	°С	1100	1400
$(H_2O)_{PT}$	об.%	0	100
$(CO_2)_{PT}$	об.%	0	100
$(N_2)_{PT}$	об.%	~1÷2	~70÷80
$(O_2)_{PT}$	об.%	~1÷2	~15
k_{PT}	-	1,170	1,666
μ_{PT}	кг/кмоль	4	132
$c_{pm,PT}$	кДж/(кг·К)	0,158	5,204

¹⁵ Результаты термодинамического исследования опубликованы в [98, 106].

¹⁶ $P'_{PT,max} = P_{3,max} = 33$ МПа, $P''_{PT,max} = P_{4,max} = 3$ МПа, $\pi_T = 11$ – цикл *Allam*.

Выбор давления P_3 и температуры t_3 рабочего тела перед газовой турбиной обусловлен принятыми в настоящее время к использованию и разработке E и F классами ГТУ, модифицируемыми для работы на искусственных газах.

Диапазон изменения показателей адиабаты $k_{рТ}$, молярных масс $\mu_{рТ}$ и удельных теплоемкостей $c_{рТ,рТ}$, $c_{р\mu,рТ}$ соответствует параметрам рабочих тел, состоящих из чистых сред, а также их комбинаций, применяемых в практике открытых (ГТЦ), полужамкнутых (ПЗГТЦ) и замкнутых (ЗГТЦ) газотурбинных циклов (таблица 5.2).

Таблица 5.2 – Характеристики рабочих тел¹⁷

Среда	$\mu_{рТ}$, кг/кмоль	$k_{рТ}$	$c_{рТ,рТ}$, кДж/(кг·К)	$c_{р\mu,рТ}$, кДж/(кмоль·К)	Тип рабочего тела	Применение
Гелий (He)	4	1,666	5,204	20,816	\boxed{G}	ЗГТЦ
Водяной пар (H ₂ O)	18	1,228÷ 1,237	2,407÷ 2,526	43,321÷45,472	\boxed{H}	ПЗГТЦ
Стандартное рабочее тело – СРТ (сжигание природного газа в воздухе)	27,72÷ 27,93	1,296÷ 1,309	1,198÷ 1,244	33,447÷34,495	\boxed{A}	ГТЦ
Азот (N ₂)	28	1,315÷ 1,326	1,165÷ 1,196	32,621÷33,500	\boxed{A}	ЗГТЦ, ГТЦ
Воздух	28,75	1,312÷ 1,322	1,150÷ 1,179	33,051÷33,892	\boxed{A}	ЗГТЦ
Углекислый газ (CO ₂)	44	1,165÷ 1,170	1,282÷ 1,310	56,397÷57,656	\boxed{C}	ПЗГТЦ
Ксенон (Xe)	131	1,666	0,158	20,750	\boxed{G}	ЗГТЦ

Разнообразие составов рабочих тел, формируемых на основе приведенных в таблице 5.2 сред, укрупненно можно разбить на четыре группы (типа), выделяемые по технологии получения и/или применения:

¹⁷ В диапазоне температур $t_3 = 1200 \div 1400^\circ\text{C}$ и давлений $P_3 = 1,1 \div 1,8 \text{ МПа}$

– \boxed{A} (от «*Air*») – состав рабочих тел на основе воздуха и получаемых при сжигании в воздухе природного и искусственных газов. Применяется в ГТУ открытого цикла в составе освоенных и разрабатываемых ПГУ на природном газе, ПГУ-ВЦГ и ПГУ на промышленных газах [31, 84] и в разработке ЗГТЦ [107];

– \boxed{H} (от «*Hydrogen*») – состав рабочих тел, получаемых при сжигании в среде O_2 - H_2O синтез-газов парокислородной конверсии после отделения углерода (CO_2) по технологии *pre-combustion CCS*. Применяется в разработках ГТУ полузамкнутого цикла в составе *Oxy-fuel* ПГУ-ВЦГ и в разработке ЗГТЦ на основе водорода [29, 108];

– \boxed{C} (от «*Carbon*») – состав рабочих тел, получаемых при сжигании в среде O_2 - CO_2 синтез-газов O_2 - CO_2 конверсии. Применяется в перспективных разработках ГТУ полузамкнутого цикла в составе *Oxy-fuel* ПГУ-ВЦГ [109, 110] и *Oxy-fuel* ГТУ с регенерацией [21, 23];

– \boxed{G} (от «*Gas*») – специальные среды (смеси He с Xe, N_2 или Ar) используемые в ЗГТЦ малой мощности с высокотемпературными гелиевыми реакторами (*High Temperature Reactor Helium Gas Turbine – HTR-GT*) [111]¹⁸.

Для стационарных энергетических ГТУ в составе ПГУ-ВЦГ и ГТУ с регенерацией актуальными будут рабочие тела типа \boxed{A} , \boxed{H} , \boxed{C} с молярной массой $\mu_{РТ}$ из диапазона $18 \div 44$ кг/кмоль, а также их комбинации.

5.2. Удельная работа газовой турбины

Показатель степени адиабатичности рабочего тела $m_{РТ}$

Теоретическая зависимость $m_{РТ}$ от мольной теплоемкости $c_{p\mu,РТ}$ согласно формулы (2.9) носит гиперболический характер, с падением от $m_{РТ,max} = 1$ (точка М при $c_{p\mu,РТ} = R_\mu$) до нуля при $c_{p\mu,РТ} \rightarrow \infty$ (рисунок 5.1):

¹⁸ В настоящее время ЗГТЦ малой электрической мощности ($2 \div 2,2$ МВт), использующие в качестве рабочего тела He, находятся на стадии ОКР, а ГТУ большей электрической мощности ($120 \div 800$ МВт) находятся на стадии поисковых научных исследований [36].

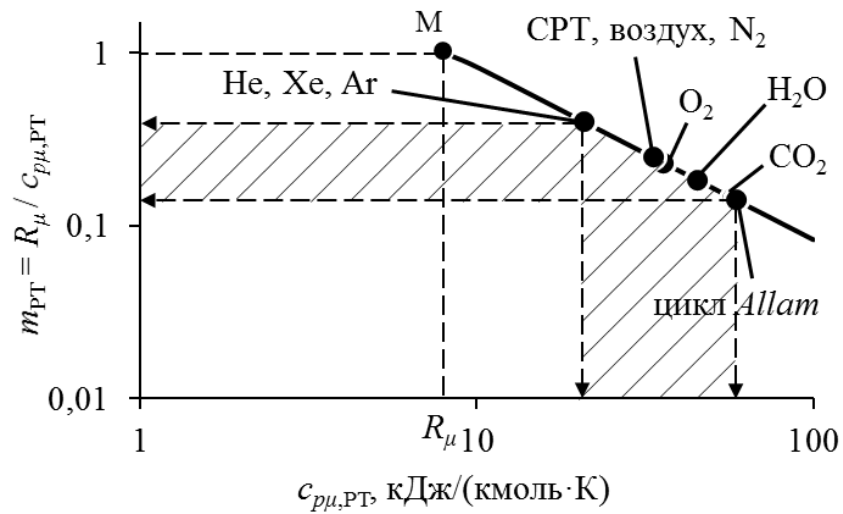


Рисунок 5.1 – Зависимость m_{pT} от мольной теплоемкости $c_{pμ,pT}$

Однако реализация этой зависимости весьма ограничена. Точками на рисунке 5.1 нанесены значения m_{pT} для стандартного рабочего тела (СРТ), получаемого при сжигании природного газа в воздухе, а также для сред, входящих в СРТ в качестве компонентов, либо представляющих индивидуальные рабочие тела. Как видно, фактические значения показателя m_{pT} для рабочих сред из таблицы 5.2 лежат в диапазоне $0,4 \geq m_{pT} \geq 0,14$.

Безразмерная работа расширения φ_T

Параметр φ_T , вычисляемый по формуле (5.1) и показывающий, какая доля тепловой энергии (энтальпии) рабочего тела переходит во внешнюю работу, ведет себя подобно показателю m_{pT} :

$$\varphi_T = \frac{l_T}{c_{pμ,pT} \cdot T_3} = 1 - \left(\frac{1}{\pi_T}\right)^{m_{pT}} < 1 \quad (5.1)$$

На рисунке 5.2 представлена зависимость параметра φ_T от мольной теплоемкости рабочего тела $c_{pμ,pT}$ при температуре $t_3 = 1400^\circ\text{C}$ и степени расширения $\pi_T = 11$ и 18 . Как видно, для исследуемых рабочих тел доля энтальпии рабочего тела, перешедшая в работу (параметр φ_T) составляет $\sim 35 \div 70\%$ от предельной, достигающей $\varphi_{T,\max} = 0,93 \div 0,95$ в точке М при $m_{pT} = 1$.

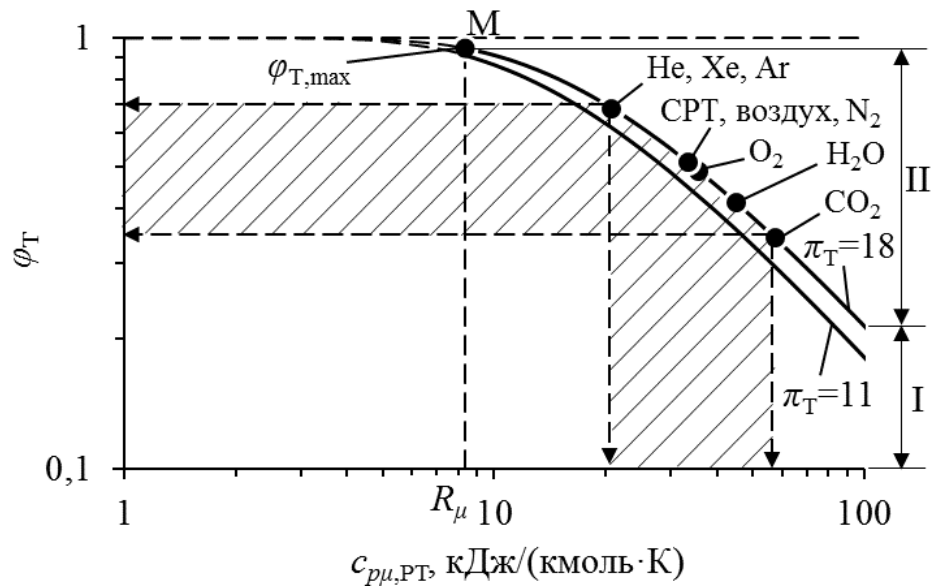


Рисунок 5.2 – Зависимость параметра φ_T от мольной теплоемкости рабочего тела $c_{p\mu,PT}$ при $t_3 = 1400^\circ\text{C}$: I – доля энтальпии рабочего тела, переходящая в l_T ; II – доля энтальпии рабочего тела, переданная в котел-утилизатор

Величина $(1 - \varphi_T)$ показывает долю энтальпии рабочего тела, передаваемую в паросиловой цикл ПГУ (область II). Минимальный сброс энтальпии газов в паросиловой цикл при $\pi_T = 18$ наблюдается у одноатомных (He, Xe, Ar) газов $(1 - \varphi_T) = 0,315$; максимальный – у трехатомных газов $(1 - \varphi_T) = 0,588$ для H_2O и $(1 - \varphi_T) = 0,658$ для CO_2 .

На рисунке 5.3 представлена зависимость параметра φ_T от показателей m_{PT} и π_T . Заштрихованная часть полосы между $m_{PT} = 0,14$ и $m_{PT} = 0,4$ дает представление о зависимости φ_T от показателя π_T в области рассматриваемых рабочих сред (таблица 5.2). Как видно, в диапазоне $\pi_T = 11 \div 18$ параметр φ_T слабо зависит от показателя π_T .

Перестроение данных рисунков 5.1-5.3 в координатах $(\varphi_T - m_{PT})$ убедительно показывает, что показатель адиабатичности процесса m_{PT} может рассматриваться при оценочном анализе в качестве основного управляющего параметра для φ_T (рисунок 5.4)

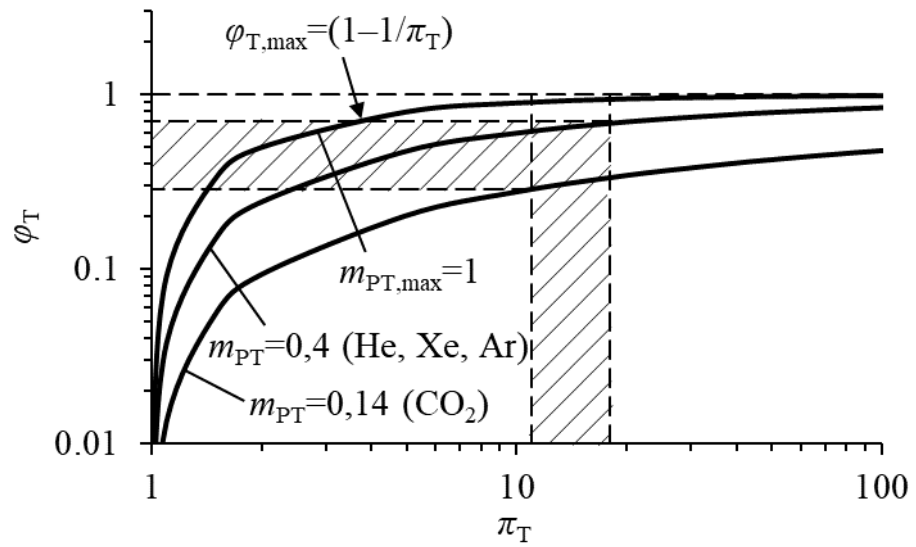


Рисунок 5.3 – Зависимость параметра φ_T от показателей m_{PT} и π_T

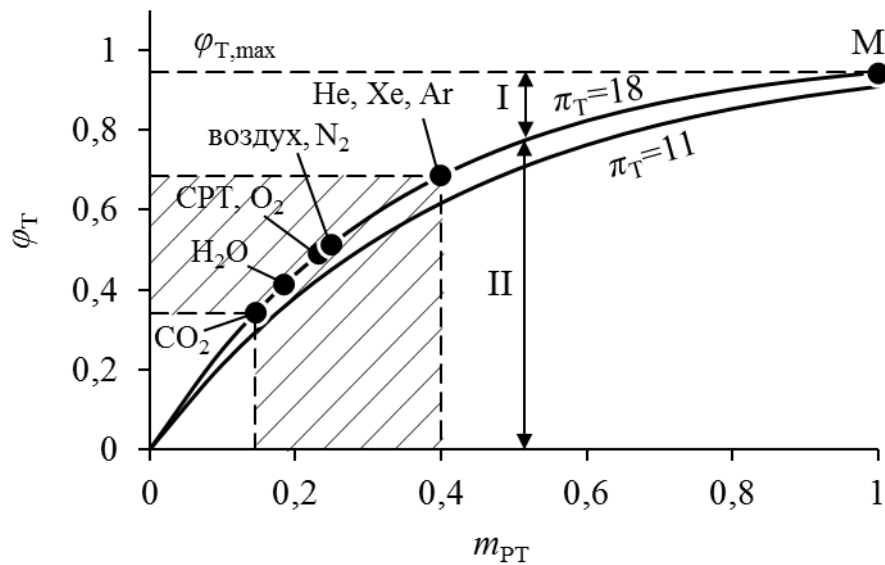
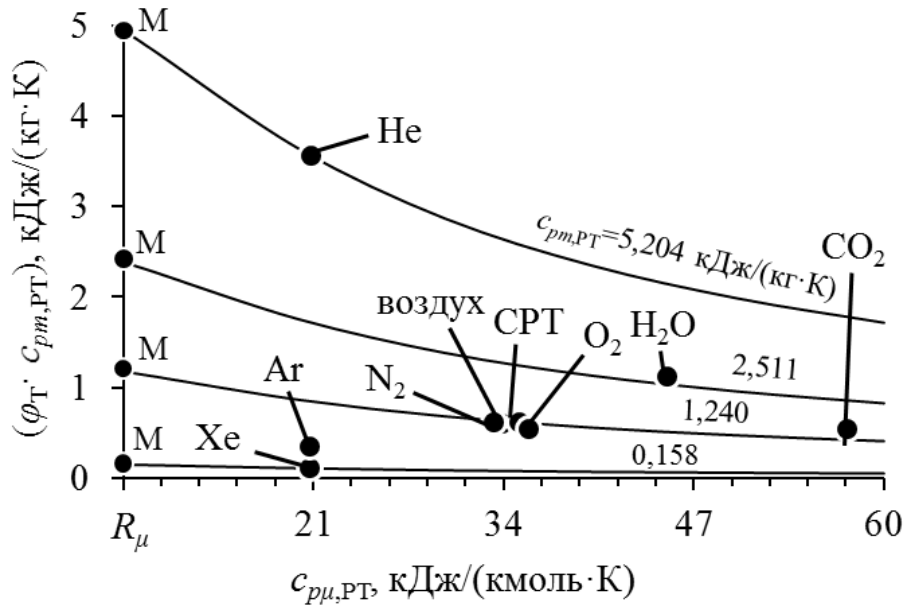


Рисунок 5.4 – Зависимость φ_T от m_{PT} : I – доля энтальпии рабочего тела, переходящая в работу расширения; II – доля энтальпии рабочего тела, передаваемая в котел-утилизатор

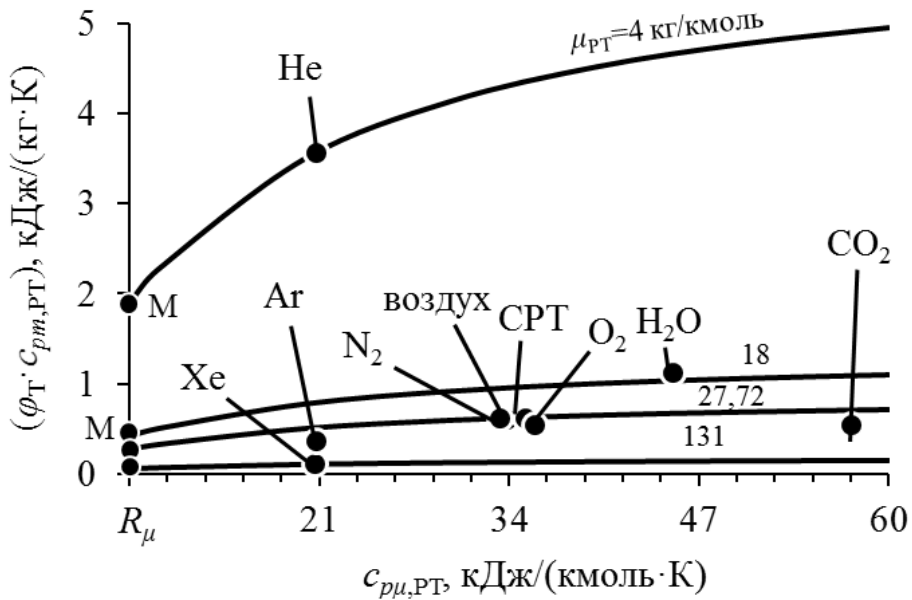
Другое представление зависимости (5.1) позволяет оценить понижение энтальпии рабочего тела в процессе расширения, происходящее при понижении температуры на 1 К:

$$(\varphi_T \cdot c_{pm,PT}) = \frac{l_T}{T_3} < c_{pm,PT} \quad (5.1a)$$

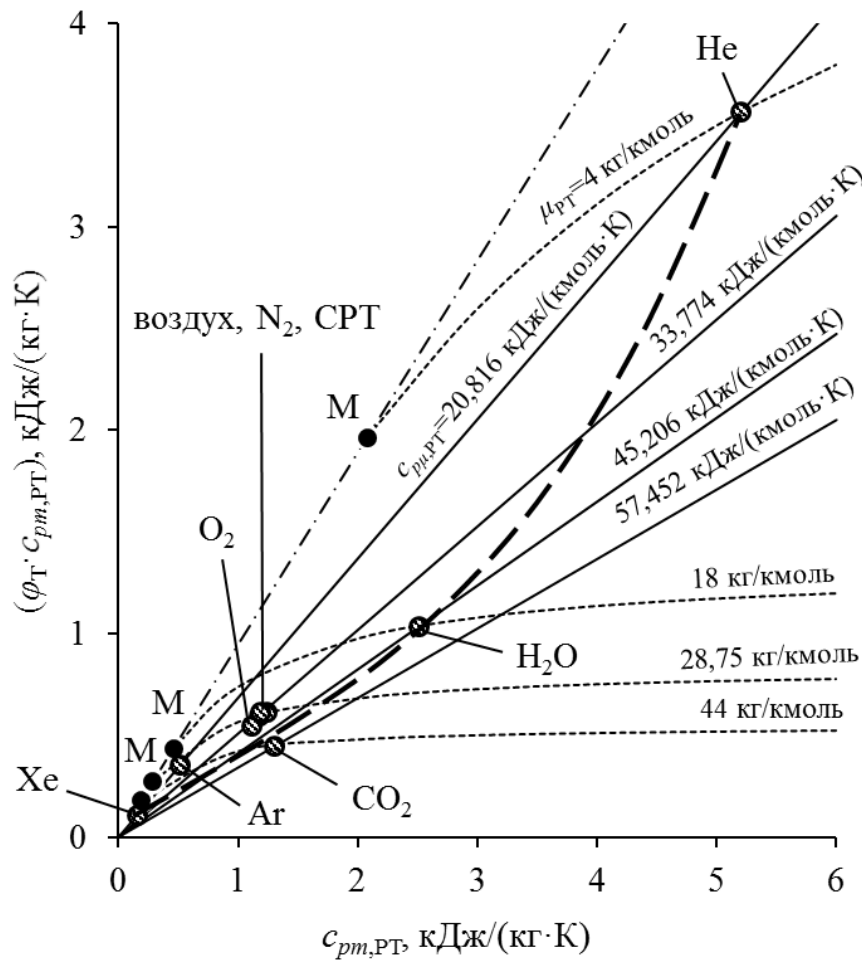
Рассмотрим численные значения величины $(\varphi_T \cdot c_{pm,PT})$, переходящей в работу расширения для режимов, изображенных на рисунках 5.1-5.3.



а)



б)



в)

Рисунок 5.4 – Зависимость $(\varphi_T \cdot c_{pm,PT})$ от мольной и массовой теплоемкости рабочих сред при $t_3 = 1400^\circ\text{C}$, $\pi_T = 18$: а – изолинии $c_{pm,PT}$; б – изолинии μ_{PT} ; в – изолинии $c_{p\mu,PT}$ и μ_{PT}

Как видно из рисунка 5.4, чем выше $c_{pm,PT}$ и меньше μ_{PT} , тем больше (при всех $c_{p\mu,PT}$) показатель $(\varphi_T \cdot c_{pm,PT})$ и производимая рабочим телом удельная работа l_T . Существенное влияние на $(\varphi_T \cdot c_{pm,PT})$ оказывает изменение массовой теплоемкости $c_{pm,PT}$, которая в свою очередь является функцией от μ_{PT} . Уменьшение μ_{PT} от 44 до 18 кг/кмоль при сохранении $c_{p\mu,PT}$ приводит к росту $c_{pm,PT}$ от ~ 1 кДж/(кг·К) до $\sim 2,5$ кДж/(кг·К) и повышению переходящей в работу $(\varphi_T \cdot c_{pm,PT})$ в ~ 2 раза.

В координатах $(\varphi_T \cdot c_{pm,PT}) - c_{pm,PT}$ (рисунок 5.4в) расчетные зависимости представляют два пучка расходящихся изолиний $\mu_{PT} = idem$ и $c_{pm,PT} = idem$, крутизна которых возрастает по мере уменьшения молярной массы μ_{PT} и мольной теплоемкости $c_{pm,PT}$. Семейство рабочих сред, объединенных штриховой линией, передает тренд роста удельной работы газовой турбины $(l_T/T_3) \equiv (\varphi_T \cdot c_{pm,PT})$ с ростом $c_{pm,PT}$ и снижением молярной массы μ_{PT} .

Удельная работа расширения

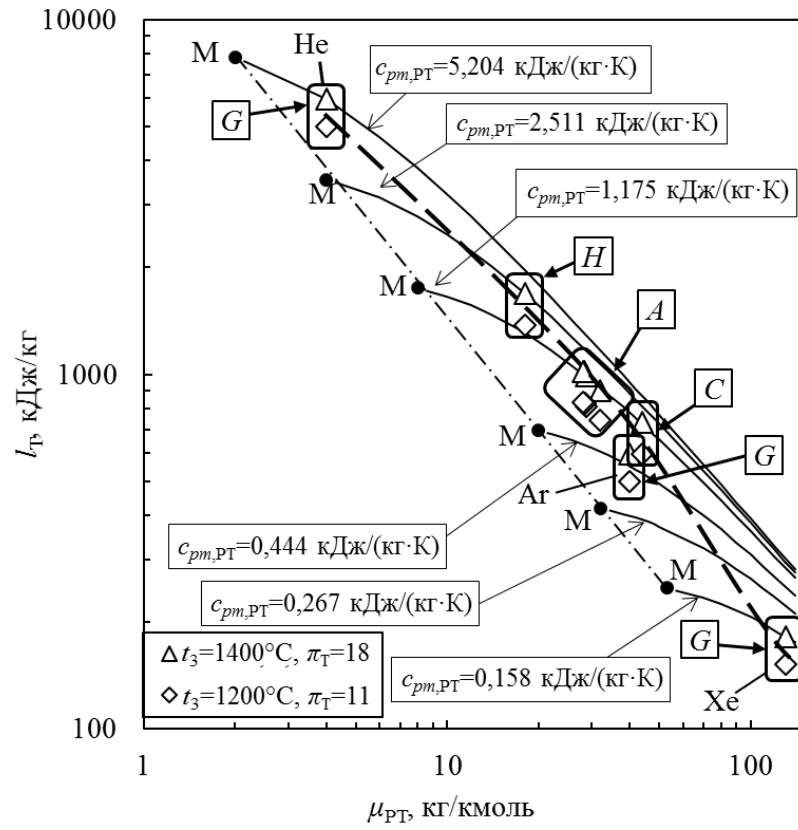
Результаты расчета удельной работы расширения для параметров, приведенных в таблицах 5.1 и 5.2 сред размещены в таблице 5.3.

Таблица 5.3 – Результаты расчета l_T и t''_{PT}

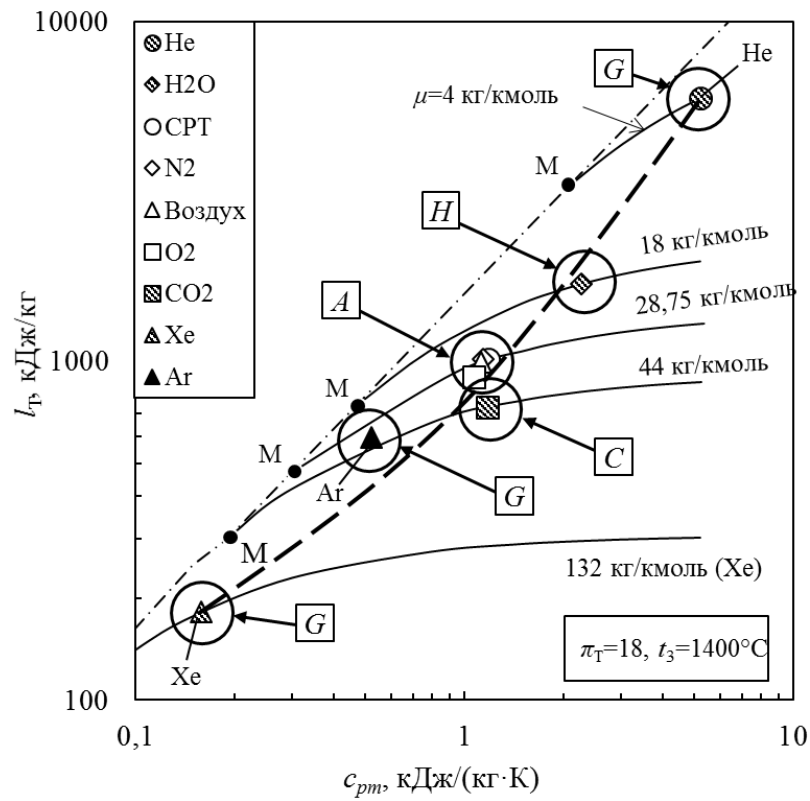
Среда	l_T , кДж/кг		t_3 , °C	
	min	max	min	max
Гелий (He)	4 994	5 963	191	310
Водяной пар (H ₂ O)	1 409	1 728	570	752
Стандартное рабочее тело – СРТ (сжигание природного газа в воздухе)	861	1 064	468	648
Азот (N ₂)	849	1 037	447	621
Воздух	829	1 012	451	624
Кислород (O ₂)	750	915	467	634
Углекислый газ (CO ₂)	610	750	695	871
Ксенон (Xe)	152	182	189	309

На рисунке 5.5 представлена зависимость работы l_T от теплофизических характеристик рабочего тела.

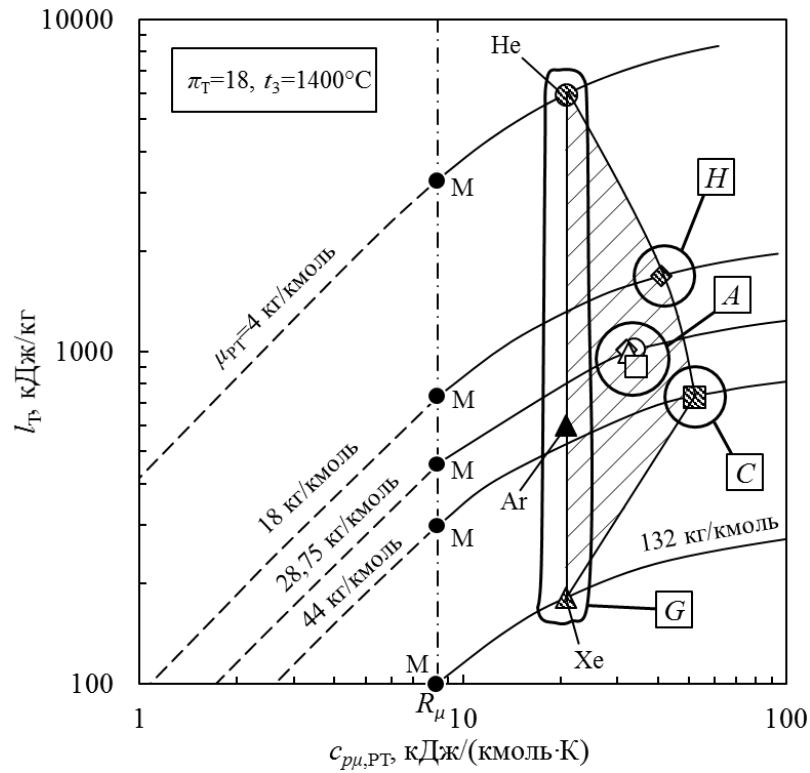
В логарифмических координатах $l_T - \mu_{PT}$ (рисунок 5.5а) расчетные зависимости представляют собой пучок падающих слабовыпуклых изолиний $c_{pm,PT} = idem$, сходящихся по мере увеличения молярной массы рабочего тела μ_{PT} . Крутизна изолиний увеличивается по мере роста удельной массовой теплоемкости $c_{pm,PT}$. В простых координатах расчетные зависимости имеют вид гиперболических кривых.



a)



б)



в)

Рисунок 5.5 – Расчетная зависимость работы l_T от молярной массы μ_{PT} (а), массовой $c_{pm,PT}$ (б) и мольной $c_{p\mu,PT}$ (в) теплоемкостей рабочего тела

Области рабочих сред $[A]$, $[H]$, $[C]$, $[G]$ энергетических ГТУ расположены правее предельных точек M на соответствующих изолиниях $c_{pm,PT} = idem$.

В координатах $l_T - c_{pm,PT}$ (рисунок 5.5б) расчетные зависимости представляют пучок расходящихся изолиний $\mu_{PT} = idem$, крутизна которых возрастает по мере уменьшения молярной массы рабочего тела. Области рабочих сред $[A]$, $[H]$, $[C]$, $[G]$ энергетических ГТУ расположены существенно правее точек M предельных состояний, объединенных штрих-пунктирной линией в семейство $(c_{pm,PT})_{min} = f(\mu_{PT})$.

Рассматриваемые на рисунках 5.5а и 5.5б управляющие параметры μ_{PT} и $c_{pm,PT}$ оказывают на результирующий показатель l_T разнонаправленное воздействие. Используя их произведение $(c_{pm,PT} \cdot \mu_{PT})$, представляющее собой

мольную теплоемкость $c_{p\mu,PT}$ можно получить обобщающий график (рисунок 5.5в) с выделенным полем возможных значений удельных работ расширения для рабочих тел при параметрах, приведенных в таблицах 5.1 и 5.2. Наибольшие значения удельной работы l_T достигаются в ГТУ, использующих в качестве рабочего тела максимально-легкие среды (He) из области \boxed{G} .

Для энергетических ГТУ открытого или полужамкнутого цикла наибольшую работу l_T можно получить в технологиях из области \boxed{H} , за ними следуют технологии из области \boxed{A} и замыкают список газы из области \boxed{C} .

5.3. Удельная работа компрессора

На рисунке 5.7 представлено влияние мольной теплоемкости $c_{p\mu,K}$ на безразмерную работу φ_K :

$$\varphi_K = \frac{l_K}{c_{p\mu,K} \cdot T_1} \quad (5.2)$$

Из рисунка 5.7 видно, что для трехатомных рабочих сред (H_2O , CO_2) параметр сжатия φ_K в 2 раза меньше, чем для двухатомных (N_2 и O_2) и в 4 раза меньше, чем для одноатомных (He и Xe).

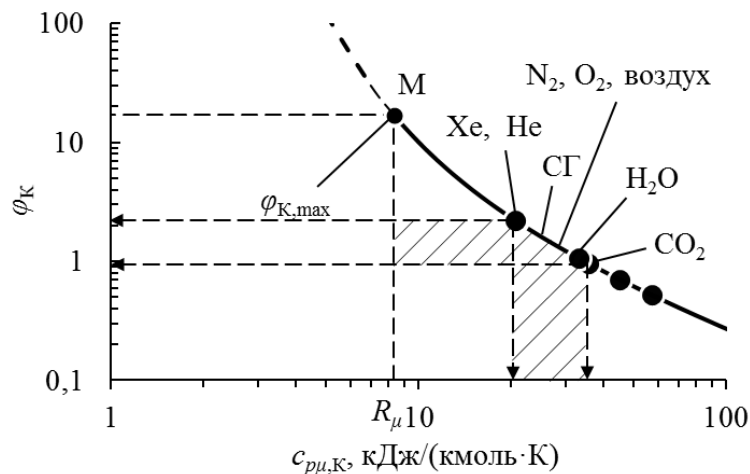


Рисунок 5.7 – Влияние мольной теплоемкости $c_{p\mu,K}$ на φ_K для различных рабочих сред при $\pi_K = 18$: СГ – синтез-газ

На рисунке 5.8 представлена зависимость $(\varphi_K \cdot c_{pm,K})$ от теплофизических параметров рабочего тела компрессора, характерных для рассматриваемых в таблице 5.2 рабочих сред.

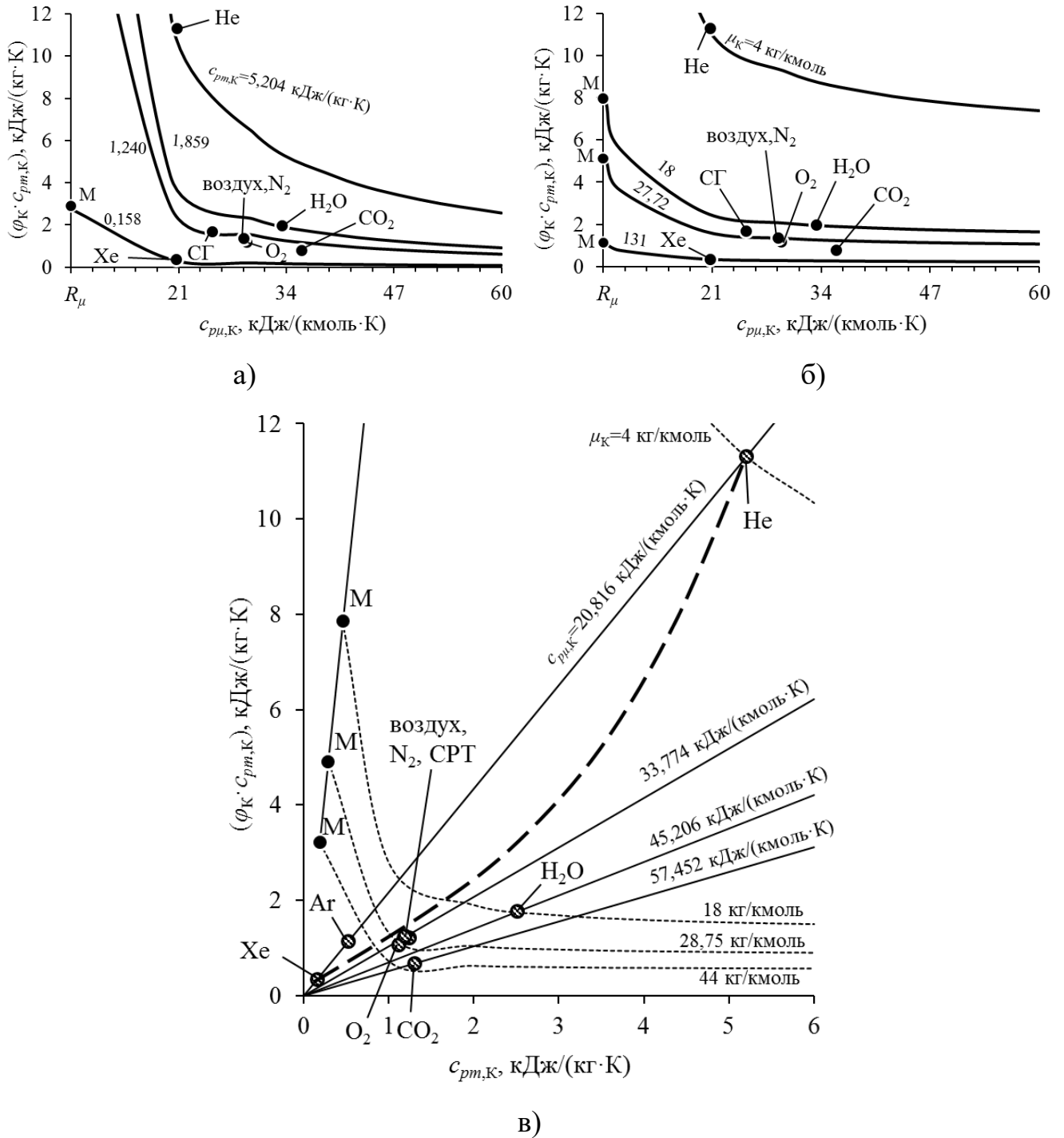


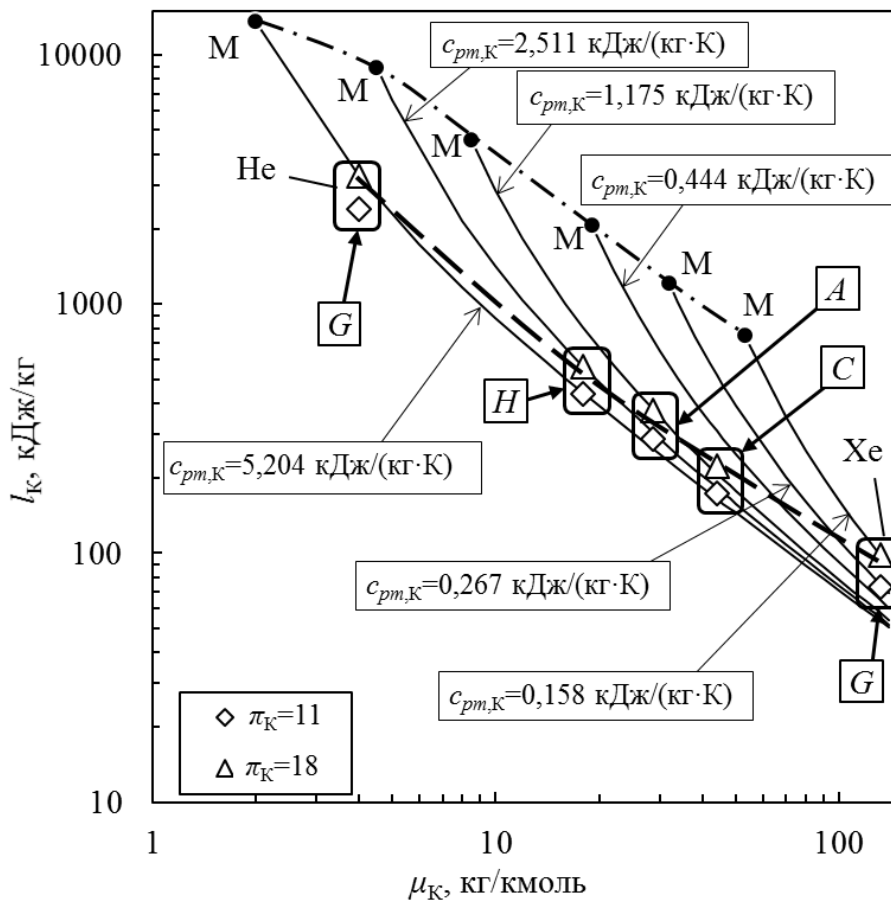
Рисунок 5.8 – Зависимость $(\varphi_K \cdot c_{pm,K})$ от $c_{pm,K}$ сжимаемых сред при $\pi_K = 18$:

а – изолинии $c_{pm,K}$; б – изолинии μ_K ; в – изолинии $c_{pm,K}$ и μ_K

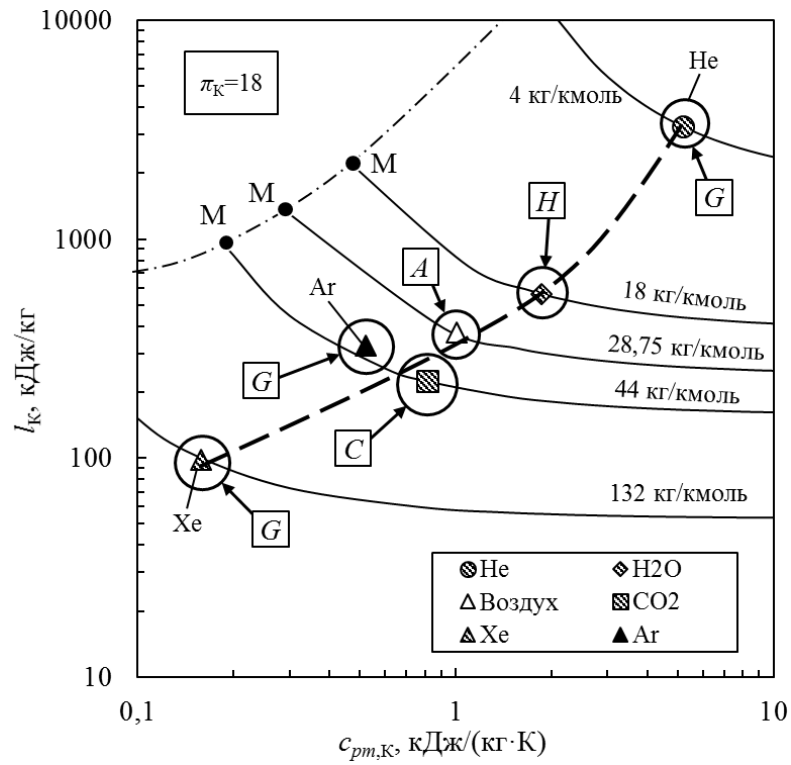
По сравнению с ходом кривых при расширении ($\varphi_T \cdot c_{pm,RT}$), изолинии при сжатии ($\varphi_K \cdot c_{pm,K}$) для $c_{pm,K} = idem$ растут со снижением $c_{p\mu,K}$ более интенсивно (рисунок 5.8а) и достигают предела (точка М) при гораздо более высоких значениях ($\varphi_K \cdot c_{pm,K}$).

При этом характер зависимости ($\varphi_K \cdot c_{pm,K}$) от мольной теплоемкости $c_{p\mu,K}$ при $\mu_K = idem$ изменяется на противоположный (рисунок 5.8б). В результате значение ($\varphi_K \cdot c_{pm,K}$) с повышением массовой теплоемкости $c_{pm,K}$ при $\mu_K = idem$ уменьшается по гиперболической зависимости от предельной точки М (рисунок 5.8в).

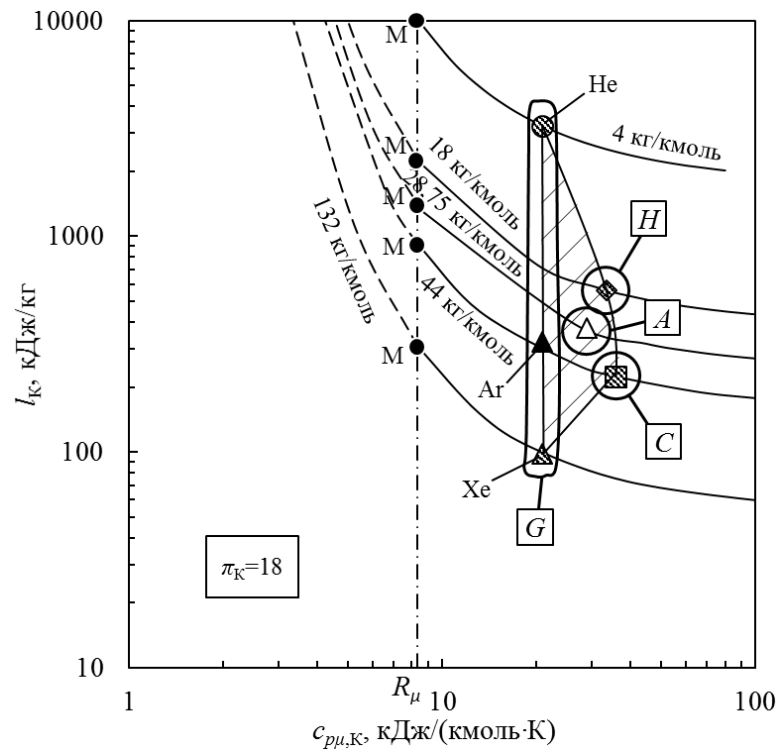
На рисунке 5.9 приведены результаты расчетов l_K от теплофизических характеристик рабочего тела.



а)



б)



в)

Рисунок 5.9 – Расчетная зависимость l_K от молярной массы μ_K (а), массовой $c_{pm,K}$ (б) и мольной $c_{p\mu,K}$ (в) теплоемкостей сжимаемой среды

В координатах $l_K - \mu_K$ (рисунок 5.9а) расчетные зависимости представляют собой пучок падающих изолиний $c_{pm,K} = idem$, сходящихся по мере увеличения μ_K . Крутизна изолиний уменьшается по мере роста $c_{pm,K}$. Семейство сжимаемых сред $[A]$, $[H]$, $[C]$ и $[G]$ энергетических ГТЦ, ПЗГТЦ и ЗГТЦ расположено ниже предельных точек М на соответствующих изолиниях $c_{pm,K} = idem$.

В координатах $l_K - c_{pm,K}$ (рисунок 5.9б) расчетные зависимости представляют пучок сходящихся изолиний $\mu_K = idem$, крутизна которых возрастает по мере уменьшения молярной массы рабочей среды. Семейство рабочих сред $[A]$, $[H]$, $[C]$ и $[G]$ энергетических ГТУ расположено существенно правее точек М предельных состояний, объединенных штрих-пунктирной линией в семейство $(c_{pm,K})_{min} = f(\mu_K)$.

Наименьшие значения работы l_K достигаются при использовании наиболее тяжелой среды Хе из области $[G]$. Для энергетических ГТУ открытого или полужамкнутого цикла Брайтона наименьшую работу l_K можно получить в технологиях из области $[C]$, за ними следуют технологии из области $[A]$ и замыкают список газы из области $[H]$. В последнем случае рассматривается формально процесс сжатия водяного пара, а не питательной воды, как принято в цикле Ренкина. Такой подход часто используют в термодинамических расчетах верхнего цикла ПГУ-ВЦГ с $[H]$ средами [109]. При замене компрессора на питательный насос работа сжатия будет мала и эффективность цикла ГТУ резко возрастет.

Рассматриваемые на рисунках 5.9а и 5.9б управляющие параметры оказывают, как и в случае расширения, разнонаправленное действие. При этом обобщающий график (рисунок 5.9в) с выделенным полем возможных значений работ сжатия для сред из таблицы 5.2 по оси абсцисс оказывается в 1,5 более компактным, чем работа расширения, благодаря разнице температур T_1 и T_3 (рисунок 5.10).

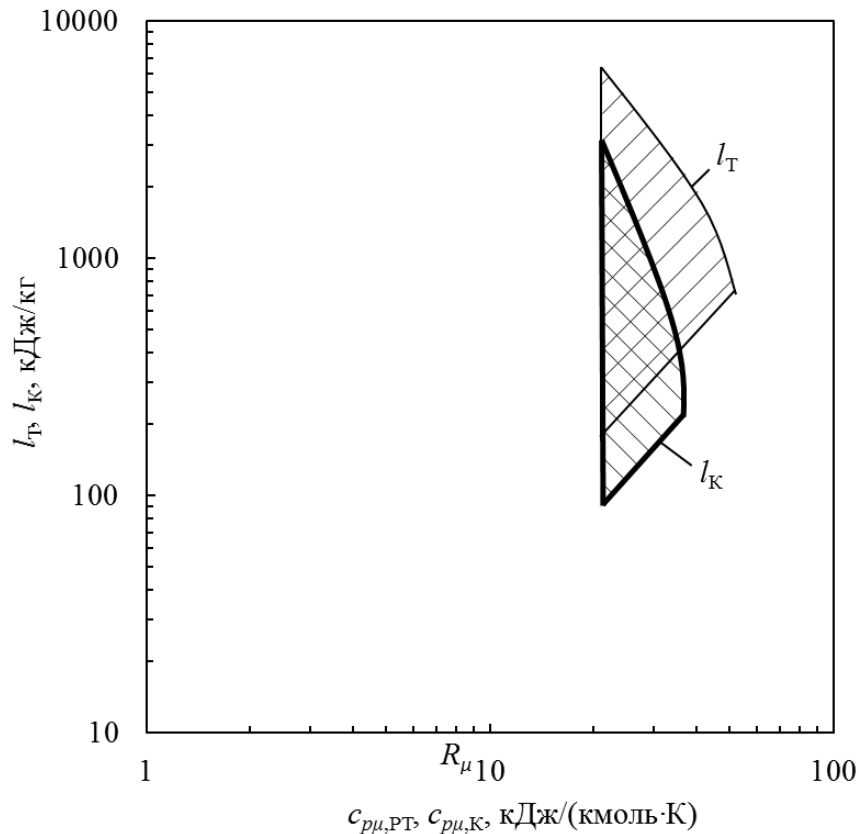


Рисунок 5.10 – Сравнение рабочих значений l_K и l_T при $t_3=1400^\circ\text{C}$ и $\pi_T=\pi_K=18$

5.4. Температурный режим

Рассмотрим зависимость температуры на выходе из компрессора T_2 и из газовой турбины T_4 от мольной теплоемкости рабочих сред в предположении равенства химического состава сжимаемой и расширяющейся сред.

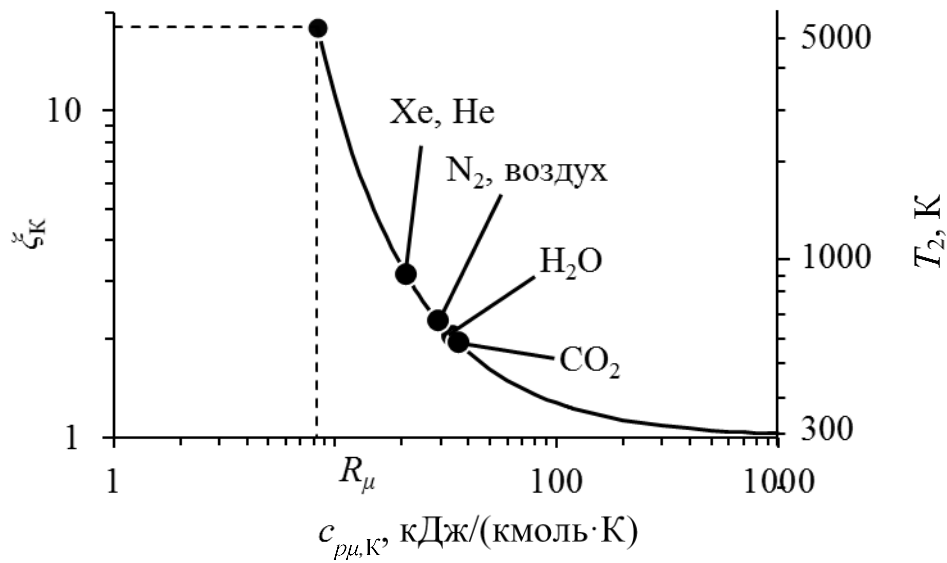
Безразмерная температура (или степень нагрева) в газотурбинном цикле $\xi=T_3/T_1$ может быть расписана:

$$\xi = \frac{T_3}{T_1} = \frac{T_2}{T_1} \cdot \frac{T_3}{T_2} = \xi_K \cdot \xi_T \quad (5.3)$$

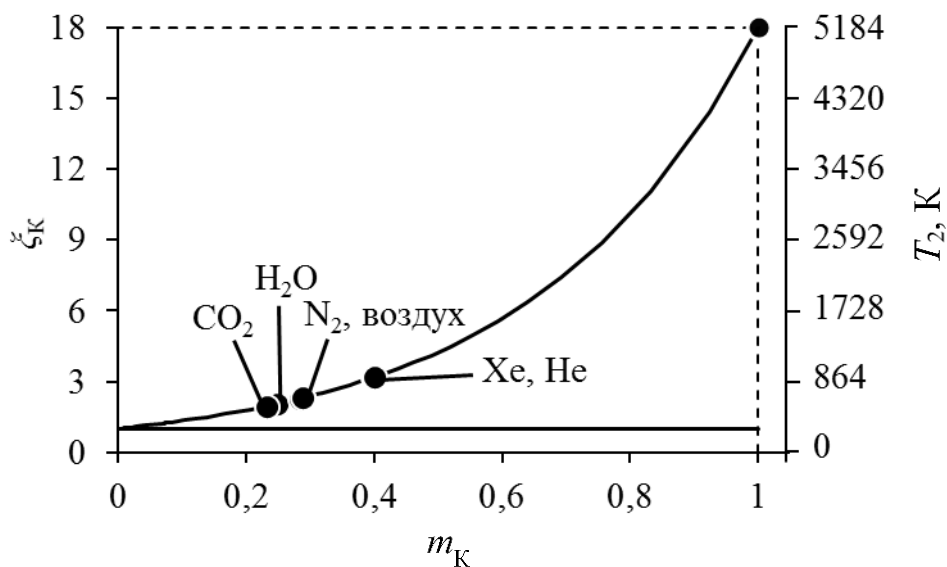
$\xi_K = T_2/T_1 = \pi_K^{m_K}$ – степень нагрева рабочей среды в компрессоре;

$\xi_T = T_3/T_2 = \xi/\pi_K^{m_{PT}}$ – степень перегрева рабочего тела в камере сгорания ГТУ.

На рисунке 5.11 представлена зависимость температуры рабочей среды за компрессором от мольной теплоемкости $c_{p\mu,K}$ и от параметра m_K при $\pi_K = 18$:



а)



б)

Рисунок 5.11 – Влияние мольной теплоемкости рабочей среды $c_{p\mu,K}$ (а) и параметра m_K (б) на нагрев в компрессоре при $\pi_K = 18$

При заданной общей степени ξ нагрев в компрессоре ξ_K и перегрев в камере сгорания ξ_T могут быть существенно разными в зависимости от теплофизических параметров рабочей среды (рисунок 5.12). Отношение ξ_T/ξ_K с ростом $c_{p\mu,K}$ и $c_{p\mu,PT}$ изменяется от 0,018 до 5,5 (см. рисунок 5.13). Пересечение кривых ξ_T и ξ_K происходит при оптимальной мольной теплоемкости $(c_{p\mu,PT})_{\text{опт}}$.

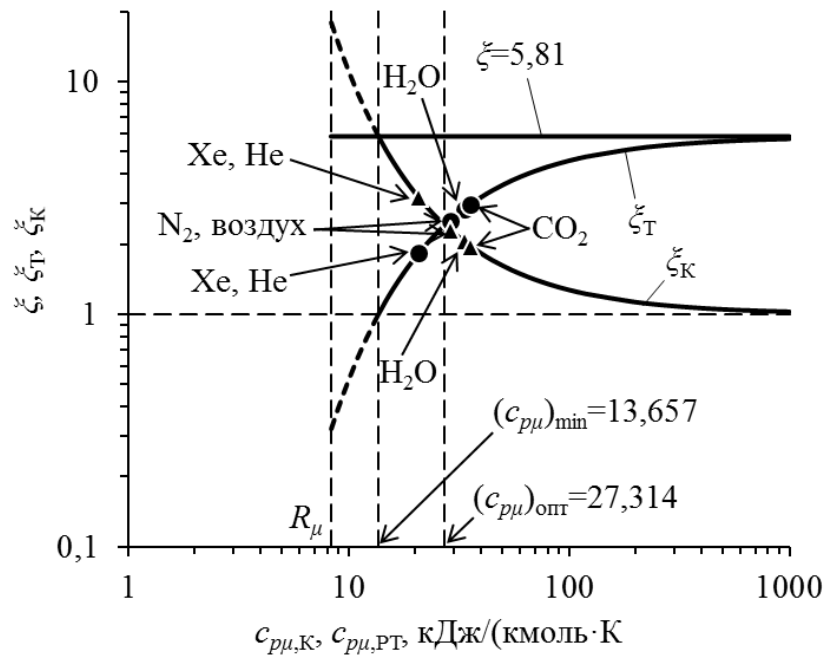


Рисунок 5.12 – Зависимость степени нагрева в компрессоре и перегрева в камере сгорания от молярных теплоемкостей рабочих сред при $\pi_K = 18$ и $t_3 = 1400^\circ\text{C}$

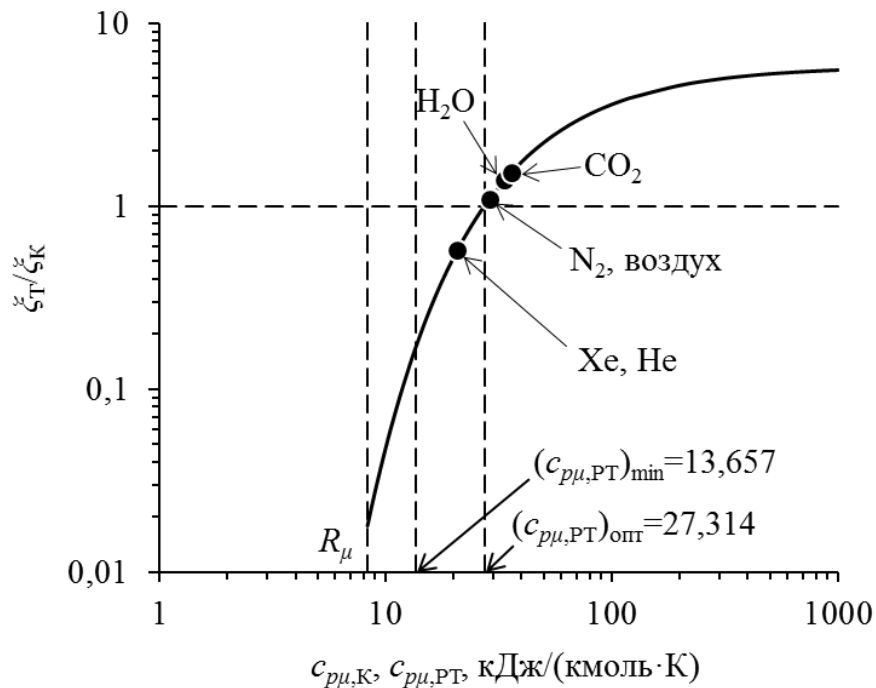


Рисунок 5.13 – Зависимость отношения ξ_T / ξ_K от молярной теплоемкости рабочей среды при $\pi_K = 18$ и $t_3 = 1400^\circ\text{C}$

В области семейства рабочих сред перегрев в газовой турбине по отношению к нагреву в компрессоре для $[A]$, $[H]$, $[C]$, $[G]$ составляет $\xi_T/\xi_K = 0,5 \div 2,5$. Из них для газов типа $[G]$ нагрев в компрессоре ξ_K оказывается выше, чем перегрев в камере сгорания ГТУ ξ_T , для остальных сред перегрев в камере сгорания ξ_T выше, чем нагрев в компрессоре ξ_K . Наибольший перегрев для достижения заданной степени нагрева ξ необходим при применении в качестве рабочей среды H_2O и CO_2 . Увеличение отношения ξ_T/ξ_K положительно сказывается на работе цикла за счет увеличения подводимого в цикл тепла, однако при превышении критического значения будет снижать термический КПД цикла.

На рисунке 5.14 рассмотрена зависимость температуры рабочего тела в конце процесса расширения t_4 от его мольной теплоемкости $c_{p\mu,PT}$ для освоенных и перспективных параметров. Точками обозначены значения t''_{PT} , рассчитанные для рабочих сред из таблицы 5.3 при $t_3 = 1400^\circ\text{C}$ и $\pi_T = 18$.

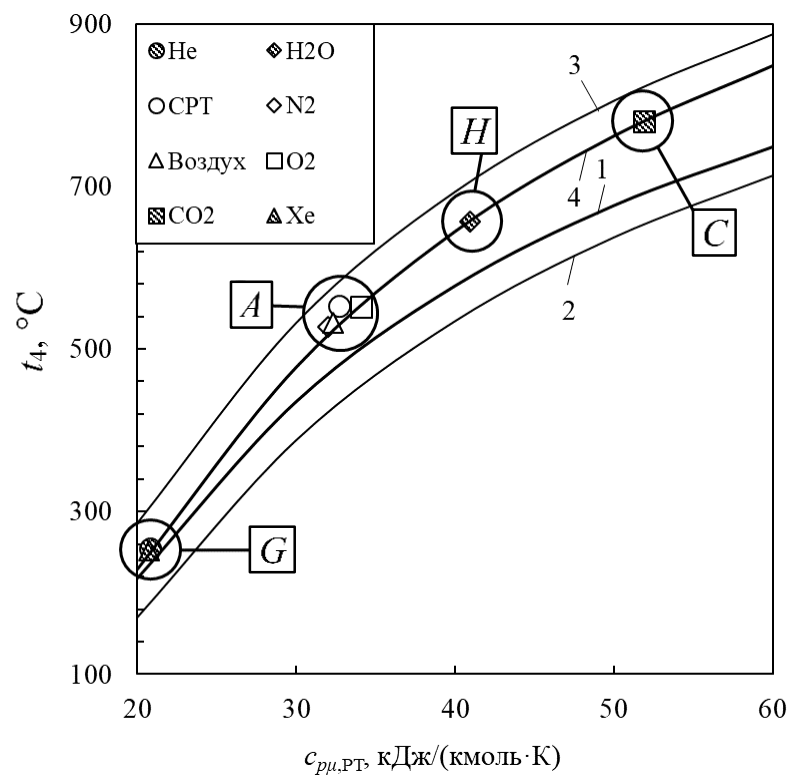


Рисунок 5.14 – Зависимость температуры t_4 от $c_{p\mu,PT}$: 1 – $t_3 = 1200^\circ\text{C}$, $\pi_T = 14$; 2 – $t_3 = 1200^\circ\text{C}$, $\pi_T = 18$; 3 – $t_3 = 1400^\circ\text{C}$, $\pi_T = 14$; 4 – $t_3 = 1400^\circ\text{C}$, $\pi_T = 18$

Как видно, при заданных t_3 и $\pi_T = 18$ температура рабочего тела в конце расширения однозначно определяется значением мольной теплоемкости $c_{p\mu,PT}$. Это отличает её от l_T , значение которой задается помимо $c_{p\mu,PT}$ еще и массовым значением μ_{PT} .

Наибольшее значение температуры t_4 дают CO_2 и H_2O , наименьшее – He и Xe . Воздушные технологии \boxed{A} занимают промежуточное положение между \boxed{H} и \boxed{G} . Таким образом переход от воздушных *Air-fuel* технологий сжигания синтез-газа на $\text{O}_2\text{-H}_2\text{O}$ и $\text{O}_2\text{-CO}_2$ (*Oxy-fuel* технологии) должен повышать эффективность нижнего цикла комбинированной парогазовой установки. Применение рабочих сред типа \boxed{G} резко снизит температуру t_4 до неприемлемого в ПГУ уровня ($t_4 < 300^\circ\text{C}$), что меньше температуры насыщения воды при давлении 9 МПа. Использование такого рабочего тела в паросиловом цикле для получения водяного пара энергетических параметров становится неэкономичным.

С повышением π_T температура t_4 снижается (кривая 2 на рисунке 5.14).

Малозначительное отклонение расчетных точек от изолинии 4 обусловлено погрешностью расчета функции $t_4 = f(t_3, \pi_T, c_{p\mu,PT})$, т.к. при расчете изолиний связь между мольной теплоемкостью $c_{p\mu,PT}$ и показателем адиабаты k_{PT} принята как для идеального газа, а для рабочих тел показатель адиабаты k_{PT} рассчитан с учетом фактических значений $c_{pm,PT}$ и $c_{pv,PT}$, приведенных в [112]

5.5. Полезная работа газотурбинного цикла

В зависимости от применяемых рабочих сред возможны два предельных режима:

1. Для цикла с косвенным нагревом (режим типа ЗГТЦ), для которого при одинаковой температуре $c_{pm,K} = c_{pm,PT}$;
2. Для цикла с прямым нагревом (режимы типа ГТЦ и ПЗГТЦ), для которого при одинаковой температуре $c_{pm,K} \neq c_{pm,PT}$.

Анализ тепловых и массовых балансов работы газотурбинных установок с рабочими телами, перечисленными в таблице 5.2, показывает, что при использовании рабочих тел типа \boxed{H} и \boxed{C} в полужамкнутом цикле с хорошей точностью выдерживается выражение $c_{pm,PT}/c_{pm,K} = 1$.

При применении рабочего тела типа \boxed{A} расхождение теплоемкостей для ГТУ перспективных параметров по нашим оценкам лежит в пределах:

$$\frac{c_{pm,PT}}{c_{pm,K}} - 1 = 0,1 \div 0,19$$

Поэтому в первом приближении можно положить отношение теплоемкостей $c_{pm,PT}$ и $c_{pm,K}$ равным единице, что позволит упростить расчетные выражения.

Для цикла с косвенным нагревом рабочего тела безразмерная полезная работа \tilde{l}_0 замкнутого газотурбинного цикла определяется как разность между кривыми работ газовой турбины и компрессора:

$$\tilde{l}_0 = \frac{l_0}{c_{pm,PT} \cdot T_1} = \frac{l_T - l_K}{c_{pm,PT} \cdot T_1} = \xi \cdot \varphi_T - \varphi_K \quad (5.4)$$

Порядок графического построения зависимости \tilde{l}_0 от $c_{pm,PT}$ по данным выполненных ранее расчетов иллюстрирует рисунок 5.15.

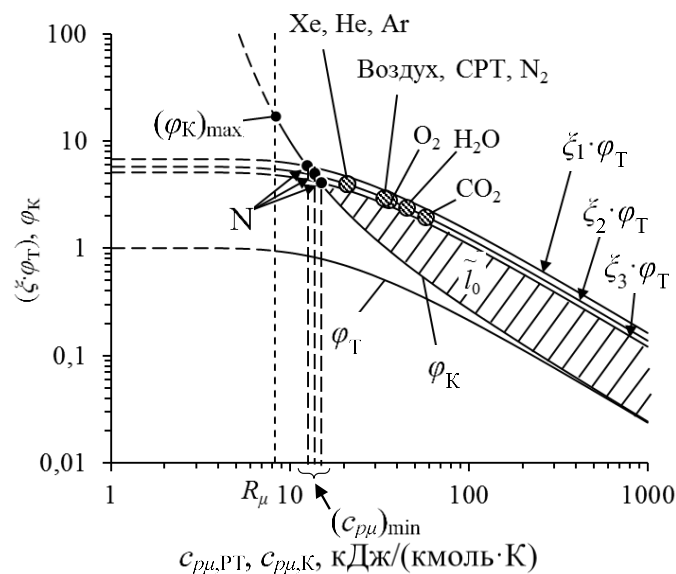


Рисунок 5.15 – Влияние $c_{pm,PT}$ на теоретическую работу газовой турбины и компрессора при $\pi_T = \pi_K = 18$: $\xi_1 = 6,85$; $\xi_2 = 5,81$; $\xi_3 = 5,11$ в ЗГТЦ

С изменением мольной теплоемкости $c_{p\mu,PT}$ показатель \tilde{l}_0 проходит через максимум, устремляясь к нулю при малых и больших значениях $c_{p\mu,PT}$ (рисунок 5.16).

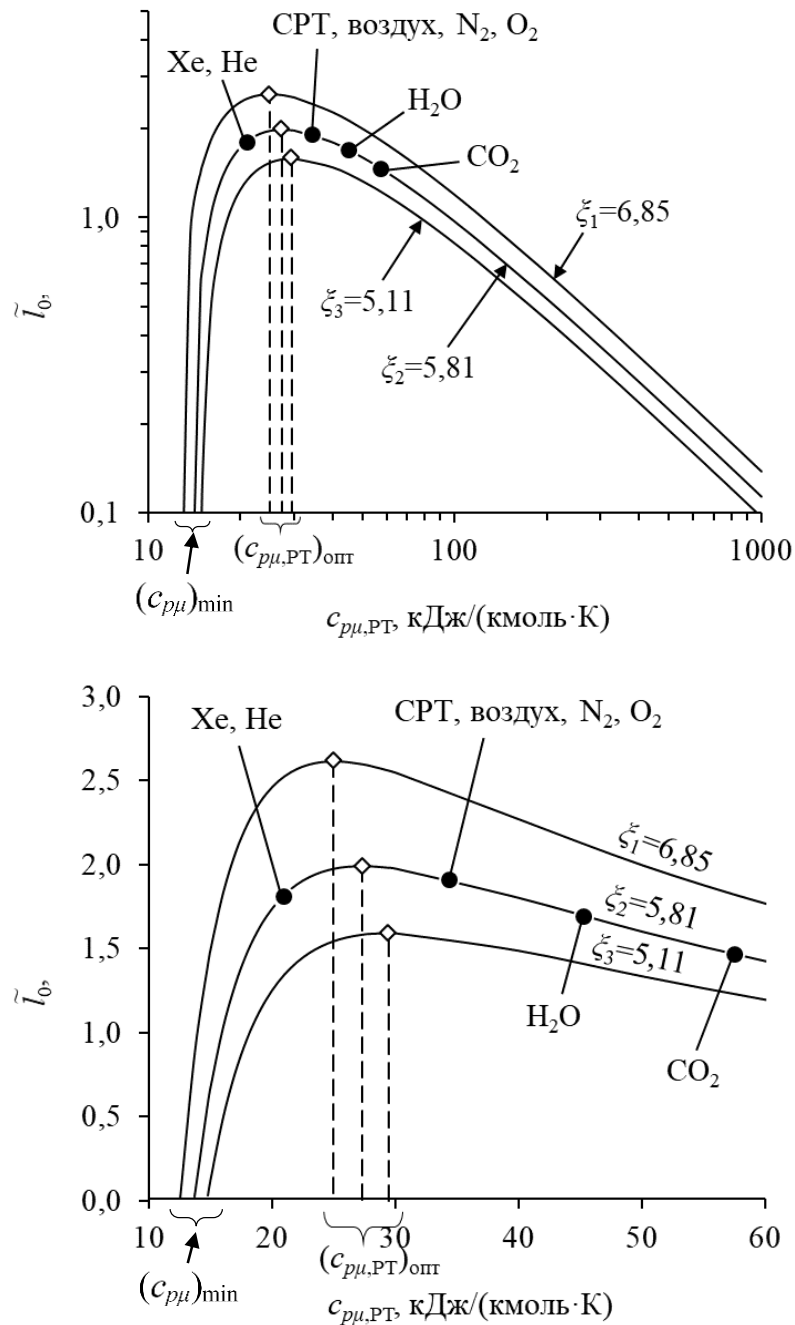


Рисунок 5.16 – Зависимость безразмерной работы \tilde{l}_0 от $c_{p\mu,PT}$ в ЗГТЦ при $\pi_K = 18$.

Точками обозначены рабочие среды при $\xi = 5,81$

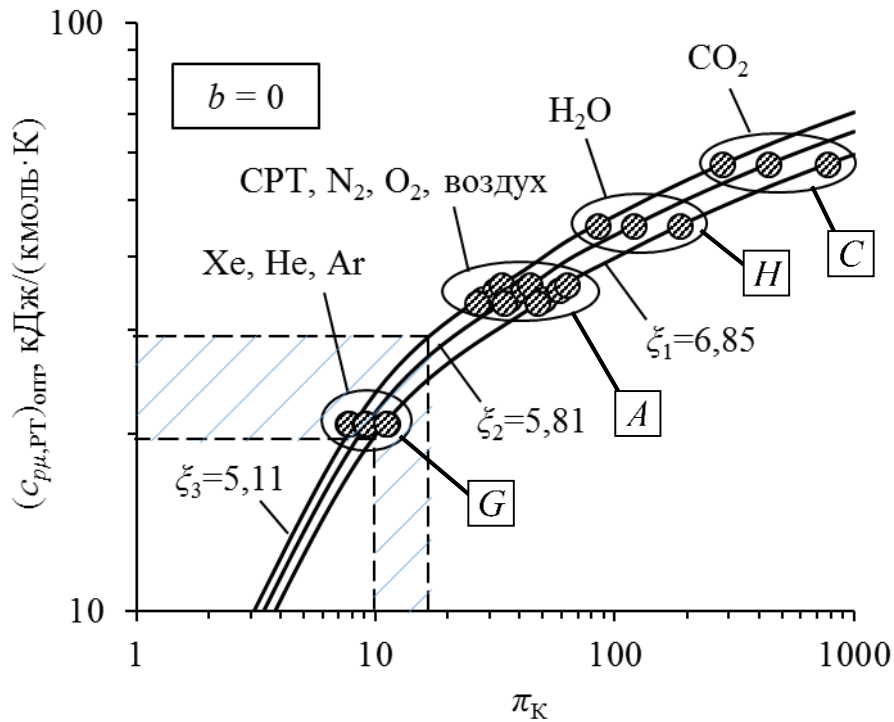
Оптимальное расчетное значение $(c_{p\mu,PT})_{\text{опт}}$ отвечающее максимальной полезной внешней работе $(\tilde{l}_0)_{\text{max}}$ при $\pi_K = 18$ и $\xi = 5,81$ в ЗГТЦ составляет 27,3 кДж/(кмоль·К). Крутизна тренда \tilde{l}_0 при $c_{p\mu,PT} < 27,3$ МДж/(кмоль·К) больше, чем при $c_{p\mu,PT} > 27,3$ МДж/(кмоль·К). С ростом $c_{p\mu,PT}$ тренд стремится к нулевой крутизне. С повышением температуры ξ значение $(c_{p\mu,PT})_{\text{опт}}$ уменьшается, а $(\tilde{l}_0)_{\text{max}}$ – растет.

Оптимальное значение $(c_{p\mu,PT})_{\text{опт}}$, соответствующее максимальному значению $(l_0)_{\text{max}}$, находится по стандартной процедуре определения положения экстремума функции одной переменной:

$$\left. \frac{dl_0}{dc_{p\mu,PT}} \right|_{c_{p\mu,PT}=(c_{p\mu,PT})_{\text{опт}}} = c_{p\mu,PT} \cdot T_1 \cdot \frac{d}{dc_{p\mu,PT}} \left[\xi \cdot \left(1 - \frac{1}{\pi_K^{R_\mu/c_{p\mu,PT}}} \right) - \left(\pi_K^{R_\mu/c_{p\mu,PT}} - 1 \right) \right] = 0 \quad (5.4)$$

Решением уравнения (5.4) является:

$$(c_{p\mu,PT})_{\text{опт}} = 2 \cdot \frac{R_\mu}{\log_{\pi_K} \xi} = 2 \cdot R_\mu \cdot \frac{\ln \pi_K}{\ln \xi} \quad (5.5)$$



a)

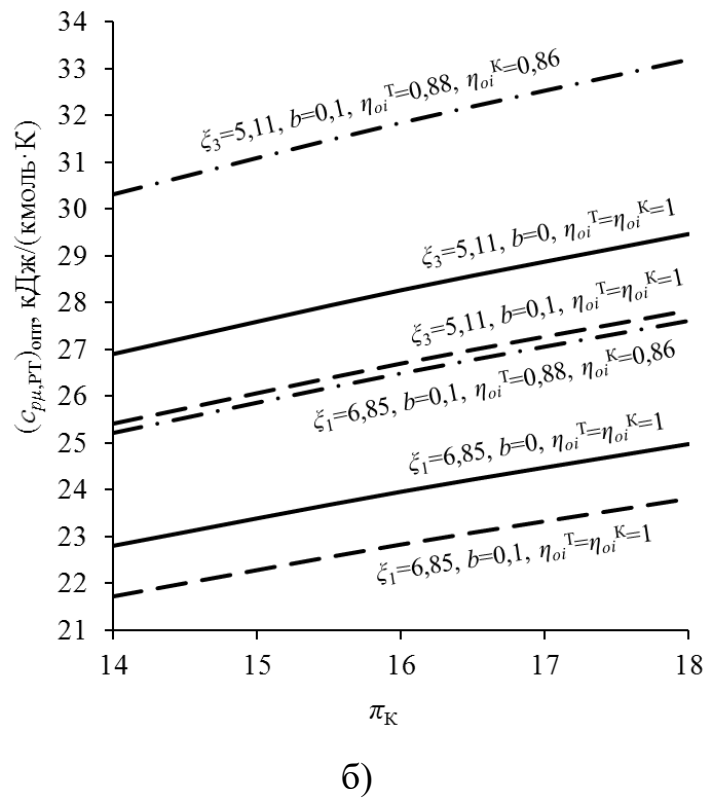


Рисунок 5.17 – Зависимость оптимальной мольной теплоемкости $(c_{p\mu,PT})_{\text{опт}}$ от термодинамических параметров в простом замкнутом ($b = 0$) и открытом ($b = 0,1$) цикле для широкого (а) и освоенного (б) диапазонов

Количественные соотношения между оптимальными значениями мольной теплоемкости $c_{p\mu,PT}$ и термодинамическими параметрами π_K и ξ по формуле (5.5) приведены на рисунке 5.17. Как видно, оптимальная теплоемкость $c_{p\mu,PT}$ увеличивается с ростом π_K и снижением ξ (рисунок 5.17а). Для освоенных термодинамических параметров (заштрихованная область на рисунке 5.17а) наиболее близкую к оптимальной $(c_{p\mu,PT})_{\text{опт}}$ мольную теплоемкость из применяемых на практике рабочих сред имеют двухатомные (N_2, O_2) среды, воздух и СРТ, а также одноатомные (He, Ne). Для сред типа H_2O и CO_2 применение простого газотурбинного цикла требует значительного повышения степени сжатия.

Рассмотрим зависимость оптимальной степени сжатия π_K в простом цикле от вариации степени адиабатичности m рабочих тел, приведенных в таблице 5.1.

Для циклов с косвенным нагревом рабочего тела зависимость $(\pi_K)_{\text{опт}}$ от m_K представляется показательной функцией, получаемой преобразованием формулы (5.5) к общеизвестному [114, 115] виду:

$$(\pi_K)_{\text{опт}} = \sqrt[2 \cdot m_K]{\xi} \quad (5.6)$$

Для циклов с прямым нагревом рабочего тела удельная работа расширения, отнесенная к 1 кг сжимаемого тела, увеличивается на величину топливного коэффициента, определяемого из теплового баланса камеры сгорания ГТУ:

$$\Delta t \cdot c_{pm} \cdot (G_B + G_{\text{ТГ}}) = G_{\text{ТГ}} \cdot Q_i^r \cdot \eta_{\text{КС}} \quad (5.7)$$

$\Delta t = T_3 - T_3$ – нагрев рабочего тела в камере сгорания, °С;

Q_i^r – низшая теплота сгорания топливного газа, МДж/кг;

$\eta_{\text{КС}}$ – КПД камеры сгорания, для современных ГТУ составляет $0,97 \div 0,99$, поэтому принимаем, что $\eta_{\text{КС}} = 1$.

Из выражения (5.12) вытекает, что:

$$b = \frac{T'_K \cdot (\xi - \pi^{m_K})}{\frac{Q_i^r}{c_{pm,K}} - T'_K \cdot (\xi - \pi^{m_K})} \quad (5.8)$$

Зависимость топливного коэффициента b от параметров Q_i^r и ξ для рабочих тел типа **А** представлена на рисунке 5.18 при $T_1 = 288,15$ К, $m_K = 0.286$ и $c_{pm,PT} = c_{pm,K} = 1$ кДж/(кг · К).

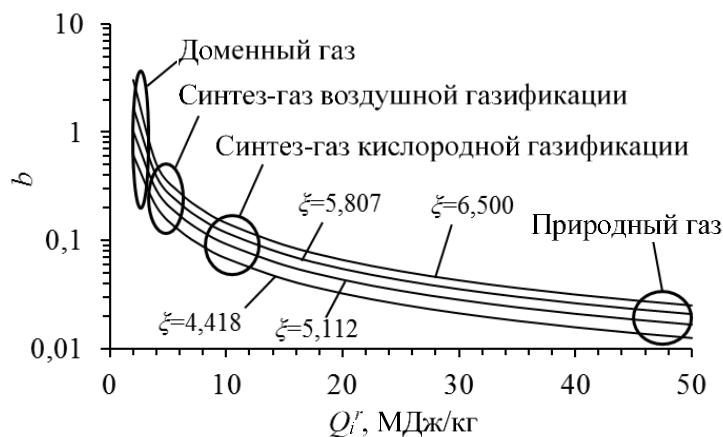


Рисунок 5.18 – Зависимость топливного коэффициента b от параметров Q_i^r и ξ при $T_1 = 288,15$ К, $m_K = 0.286$ и $c_{pm,PT} = c_{pm,K} = 1$ кДж/(кг · К)

Для рабочих тел типа G в замкнутом цикле коэффициент $b = 0$. Для рабочих тел типа A в открытом цикле, H и C в полужамкнутом цикле коэффициент $b > 0$. Для ГТУ, работающей на природном газе, коэффициент b близок к нулю ($0,01 \div 0,03$).

Увеличение удельной работы расширения в открытом цикле за счет появления множителя $(1+b)$ в формуле (2.14) вызовет увеличение $(\tilde{l}_0)_{\max}$ и сдвинет положение оптимума в формуле (5.5) в сторону уменьшения $(c_{p\mu,PT})_{\text{опт}}$. В полужамкнутом цикле за счет регенеративного возврата теплоты выхлопных газов топливный коэффициент будет меньше, чем в открытом. Соответственно оптимальная теплоемкость для полужамкнутого цикла на рисунке 5.17б будет располагаться между изолиниями $b = 0$ и $b = 0,1$.

С учетом относительных внутренних КПД газовой турбины и компрессора, а также топливного коэффициента формулы (5.5) и (5.6) переписутся как:

$$(c_{p\mu,PT})_{\text{опт}} = 2 \cdot R_{\mu} \cdot \frac{\ln \pi_T}{\ln(\eta_{oi}^K \cdot \eta_{oi}^T \cdot (1+b) \cdot \xi)} \quad (5.9)$$

$$(\pi_K)_{\text{опт}} = \sqrt[2 \cdot m]{\eta_{oi}^K \cdot \eta_{oi}^T \cdot (1+b) \cdot \xi} \quad (5.10)$$

Вычисленные по формуле (5.9) значения $(c_{p\mu,\mu})_{\text{опт}}$ для открытого реального цикла ($b > 0; \eta_{oi}^K, \eta_{oi}^T < 1$) нанесены на рисунке 5.17б. Как видно из рисунка 5.17б, переход от замкнутого теоретического цикла к реальному заметно изменяет оптимальную теплоемкость $(c_{p\mu,\mu})_{\text{опт}}$ в сторону увеличения.

Вычисленные по формуле (5.10) оптимальные $(\pi_K)_{\text{опт}}$ для разных рабочих тел приведены на рисунке 5.19а. Найденные для оптимальных $(\pi_K)_{\text{опт}}$ значения максимальной безразмерной работы простого цикла $(\tilde{l}_0)_{\max} = l_{0,\max} / (T_1 \cdot c_{p\mu,PT})$ приведены на рисунке 5.19б. Точками на графиках обозначены фактические и расчетные данные, полученные для работы ГТУ на различных газах. Как видно,

большинство освоенных и разрабатываемых ПГУ с воздушным окислителем A на искусственных газах, как и на природном газе работают при параметрах, близких к оптимальным (рисунок 5.19а). Из рисунка 5.19б видно, что зависимость показателя $(\tilde{l}_0)_{\max} = l_{0,\max}/(T_1 \cdot c_{pm,PT})$ не зависит от типа окислителя топливного газа в ГТУ.

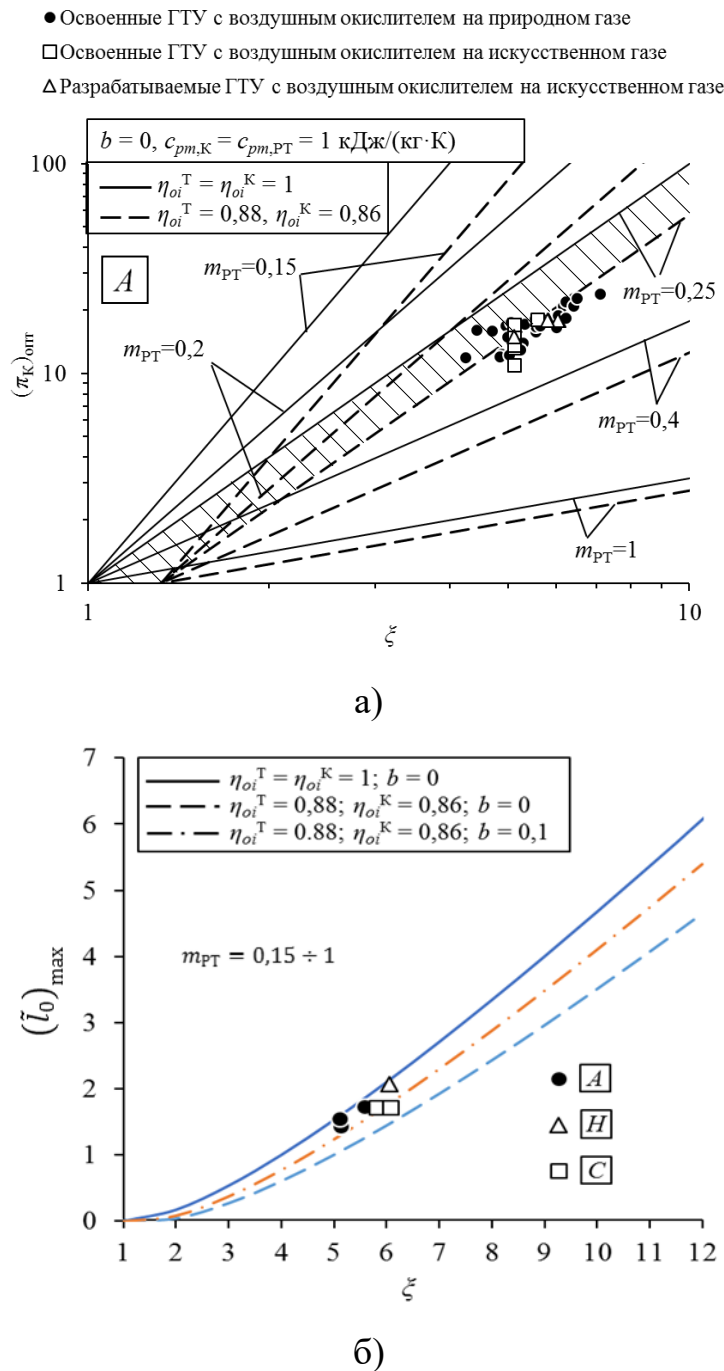


Рисунок 5.19 – Зависимость оптимальных термодинамических параметров (а) и полезной максимальной работы (б) в простом газотурбинном цикле от ξ

Выполненные расчеты создают основу для дальнейших частных исследований.

5.6. Экономичность газотурбинного цикла

Термический КПД

Повышение термического КПД замкнутого цикла в соответствии с формулой (2.17) связано с увеличением параметра π_K в степени m_K . Показатель m_K в свою очередь растет с уменьшением $c_{p\mu,PT}$ и с приближением к R_μ . При этом для роста энергетической эффективности цикла l_0 необходимо повышать значение массовой теплоемкости $c_{p\mu,PT}$. Для одновременного согласованного роста термического КПД η_t и энергетической эффективности l_0 необходима такая коррекция рабочего тела газовой турбины, при которой значительное снижение молярной массы μ_{PT} сопровождалось бы умеренным ростом массовой теплоемкости $c_{p\mu,PT}$.

На рисунке 5.20 представлены тренды термического КПД (η_t) и энергетических (q_1 и l_0) показателей в зависимости от молярной массы рабочего тела μ_{PT} в замкнутом цикле при $c_{p\mu,PT} = 1$ кДж/(кг · К), $\pi_K = 18$ и $\xi = 5,81$.

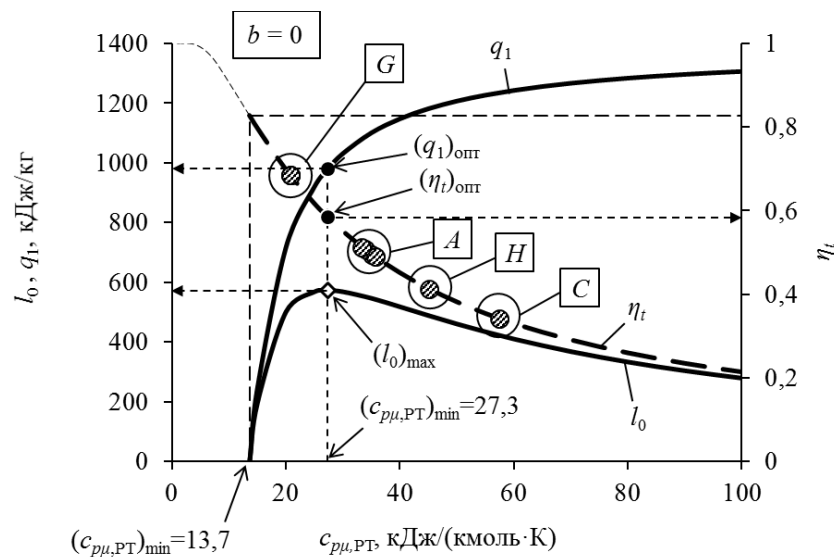
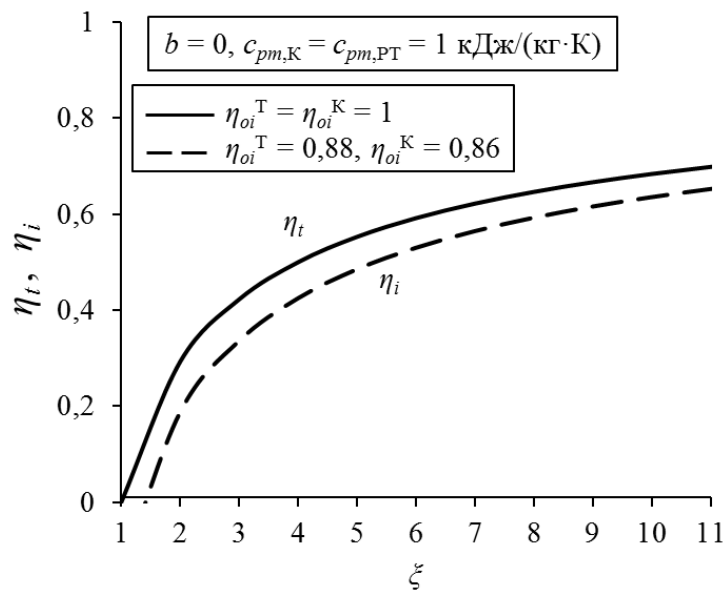


Рисунок 5.20 – Тренды экономического η_t и энергетических q_1 и l_0 показателей в зависимости от $c_{p\mu,PT}$ при $t_3 = 1400^\circ\text{C}$ и $\pi_K = 18$

Оптимальное расчетное значение $(c_{p\mu,PT})_{\text{опт}}$, отвечающее максимальной полезной работе газотурбинного цикла $(l_0)_{\text{max}}$, при $c_{pT,PT} = 1$ кДж/(кг·К) составляет 27,3 кДж/(кмоль·К). Крутизна трендов полезной работы l_0 и подведенной в цикл теплоты q_1 при $c_{p\mu,PT} < 27,3$ кДж/(кмоль·К) больше, чем при $c_{p\mu,PT} > 27,3$ кДж/(кмоль·К). Тренд термического КПД цикла η_t имеет уменьшающийся характер с ростом $c_{p\mu,PT}$ во всем рассматриваемом диапазоне. С ростом $c_{p\mu,PT}$ тренды стремятся к нулевой кривизне.

При повышении $c_{pT,PT}$ значение $(c_{p\mu,PT})_{\text{опт}}$ будет смещаться левее значения 27,3 кДж/(кмоль·К), например при $c_{pT,PT} = 2$ кДж/(кг·К) значение $(c_{p\mu,PT})_{\text{опт}}$ составит 13,7 кДж/(кмоль·К).

В оптимальных условиях, приведенных на рисунке 5.18 термический КПД будет меняться в соответствии с рисунком 5.21.



Рисунком 5.21 – Зависимости η_t и η_i от ξ при $(\pi_K)_{\text{опт}}$

Внутренний КПД

Приняв по [25], что $\eta_{oi}^K = 0,86$ и $\eta_{oi}^T = 0,88$, перепишем выражения (2.20) и (2.21) в расчетном виде:

$$l_0^A = c_{pm,K} \cdot T_1 \cdot (\pi_K^m - 1) \cdot (0,88 \cdot \xi_T - 1,163)$$

$$\eta_i = \frac{(\pi_K^m - 1) \cdot (0,757 \cdot \xi_T - 1)}{0,86 \cdot \pi_K^m \cdot (\xi_T - 1)} \quad (5.27)$$

При такой записи тренды действительных значений экономического (η_i) и энергетических (q_1 и l_0^A) показателей в зависимости от $c_{pm,PT}$ в замкнутом цикле при $c_{pm,PT} = 1$ кДж/(кг · К), $\pi_K = 18$ и $\xi = 5,81$ примут вид:

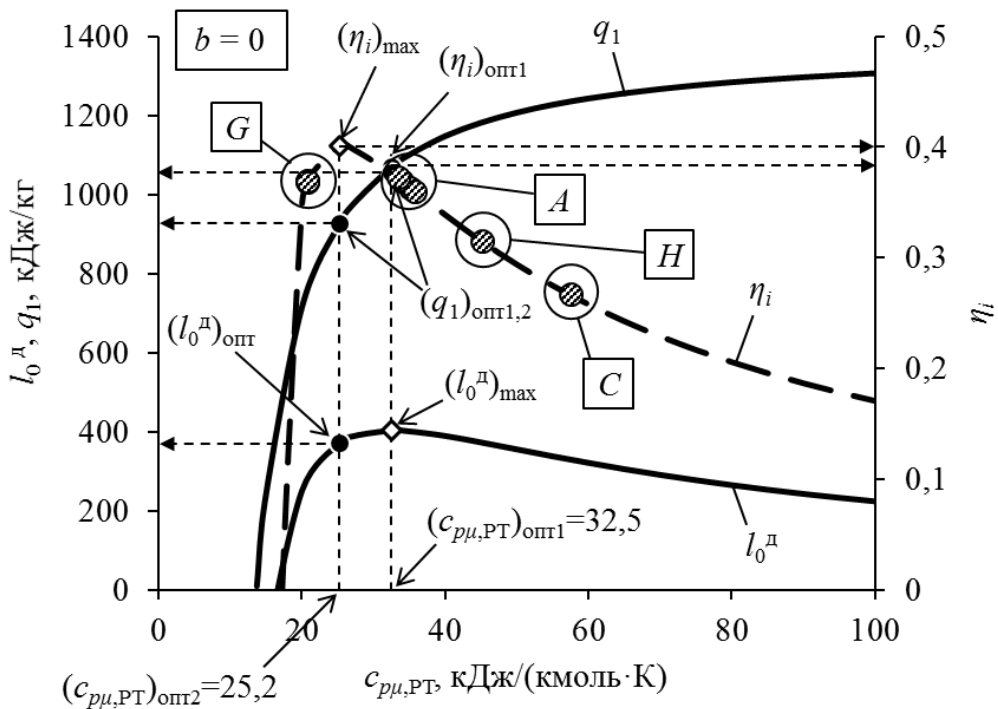


Рисунок 5.22 – Тренды показателей η_i , q_1 и l_0^A в зависимости от $c_{pm,PT}$ при $t_3 = 1400^\circ\text{C}$ и $\pi_K = 18$

Как видно из рисунка 5.22, при $c_{pm,PT} = 1$ кДж/(кг · К) максимальная полезная работа l_0^A приходится на $(c_{pm,PT})_{opt1} = 32,5$ кДж/(кмоль · К), а максимальный внутренний КПД η_i – на $(c_{pm,PT})_{opt2} = 25,2$ кДж/(кмоль · К). Вычисленная ранее максимальная теоретическая работа l_0 располагается между ними – при $c_{pm,PT} = 27,3$ кДж/(кмоль · К).

При $c_{pm,PT} = 2$ кДж/(кг · К) соответствующие значения $(c_{pm,PT})_{opt}$ будут составлять 16,3 и 12,6 кДж/(кмоль · К).

5.7. Влияние способов коррекции рабочего тела на показатели газотурбинного цикла

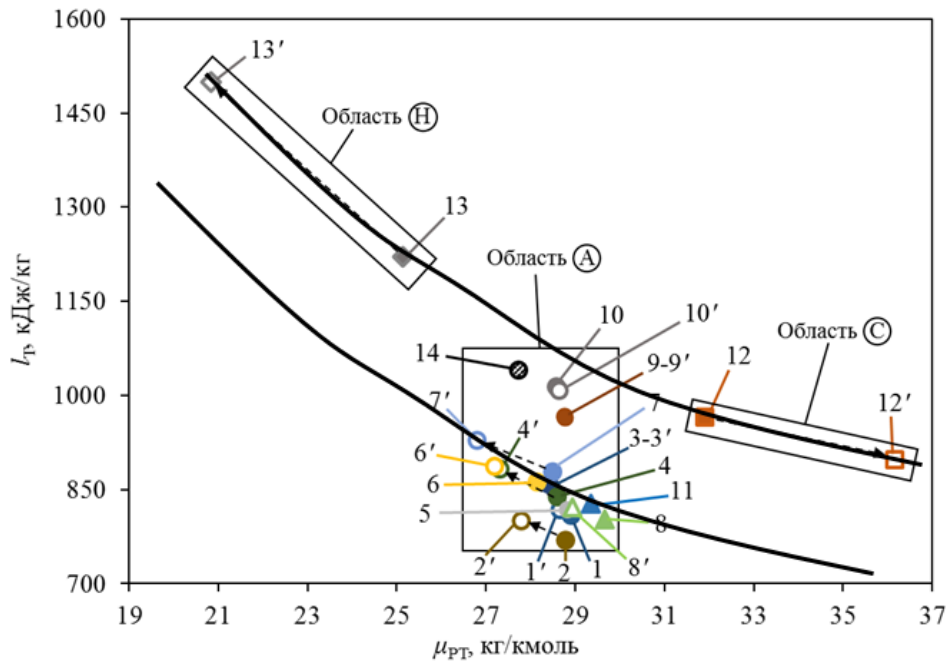
Рассмотрим зависимость работы газовой турбины l_T от состава рабочих тел, применяемых в освоенных и разрабатываемых ПГУ на искусственных газовых топливах. Основными компонентами рабочего тела газовой турбины являются многоатомные продукты сгорания (H_2O , CO_2) искусственного газа в кислороде и балласт – смесь N_2 и O_2 . Наибольшую работу газовая турбина совершает при расширении H_2O , наименьшую – CO_2 . Работа расширения N_2 и O_2 соизмерима и располагается между H_2O и CO_2 .

Общий тренд зависимости работы газовой турбины l_T от молярной массы рабочего тела $\mu_{рТ}$ повторяет тренд, приведенный ранее на рисунке 5.5а для чистых сред (рисунок 5.23). Изменение молярной массы рабочего тела $\Delta\mu_{рТ}$ для применяемых способов коррекции составляет $0,1 \div 4,5$ кг/кмоль.

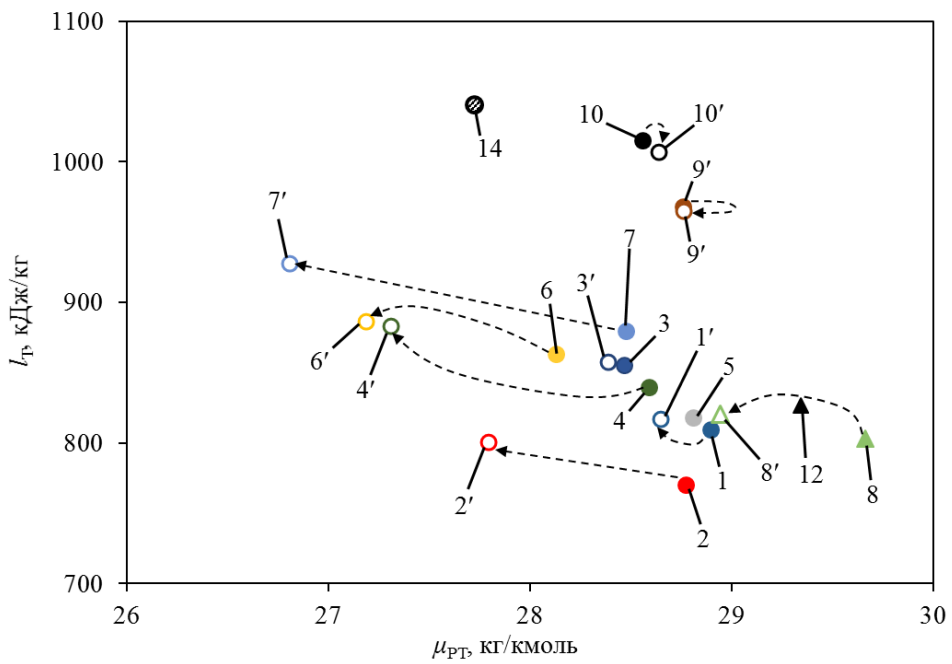
Разбавление сырого искусственного газа азотом в технологически допустимых пределах приводит к незначительному уменьшению молярной массы рабочего тела $\mu_{рТ}$ (т.3-3') по сравнению с разбавлением паром (4-4'). При использовании в качестве разбавителя комбинации азота и пара $\Delta\mu_{рТ}$ уменьшается на 0,18 кг/кмоль при уменьшении соотношения N_2/H_2O с 31,84 до 22,82 (т.1-1') и на 0,67 кг/кмоль при уменьшении соотношения N_2/H_2O с 25,24 до 8,70 (т.2-2').

При удалении из искусственного газа CO_2 молярная масса $\mu_{рТ}$ рабочего тела уменьшается ($\Delta\mu_{рТ} < 0$). В 6-6' и 7-7' разное уменьшение $\mu_{рТ}$ в процессах связано с глубиной удаления CO_2 (степень *CCS*). При степени *CCS* 70% изменение молярной массы $\Delta\mu_{рТ} = 0,87$ кг/кмоль (т.6-6'), а при степени *CCS* 90% показатель $\Delta\mu_{рТ} = 1,68$ кг/кмоль (т.7-7').

При обогащении доменного газа водородсодержащим коксовым газом молярная масса рабочего тела падает на 0,73 кг/кмоль.



а)



- | | | | |
|-----------------|--------------|-------------------|------------------|
| 1 ● Puertollano | 2 ● Buggenum | 3 ● Tampa Polk | 4 ● Wabash River |
| 5 ● Nakoso | 6 ● Kemper | 7 ● Osaki CoolGen | 8 ▲ Kimitsu |
| 9 ● Guiffrida | 10 ● Fuel | 11 ▲ Конвертерный | 14 ⊗ ПГ |

б)

Рисунок 5.23 – Зависимость l_T от молярной массы рабочего тела $\mu_{РТ}$ для областей

\boxed{A} , \boxed{H} , \boxed{C} (а) и для области \boxed{A} (б)

Тренды 9-9' и 10-10' показывают влияние термических режимов подготовки топливного газа и воздуха перед подачей в камеру сгорания ГТУ на изменение молярной массы рабочего тела газовой турбины $\Delta\mu_{рТ}$. Нагрев топливного газа до 500°C за счет перехода с *CGC* на *WGC* (т.9-9') не оказывает заметного влияния на $\mu_{рТ}$ (т.е. $\Delta\mu_{рТ} = 0$). Нагрев воздуха до 900°C приводит к повышению $\mu_{рТ}$ на 0,2 кг/кмоль.

Траектория изменения работы газовой турбины l_T определяется составом топливного газа, технологией его подготовки к сжиганию (разбавление инертном, обогащение высококалорийным газом, удаление углеродосодержащих компонентов, повышение температуры) и технологией сжигания – видом окислителя в камере сгорания ГТУ (воздух, кислород) и разбавителя (пар, азот, CO_2).

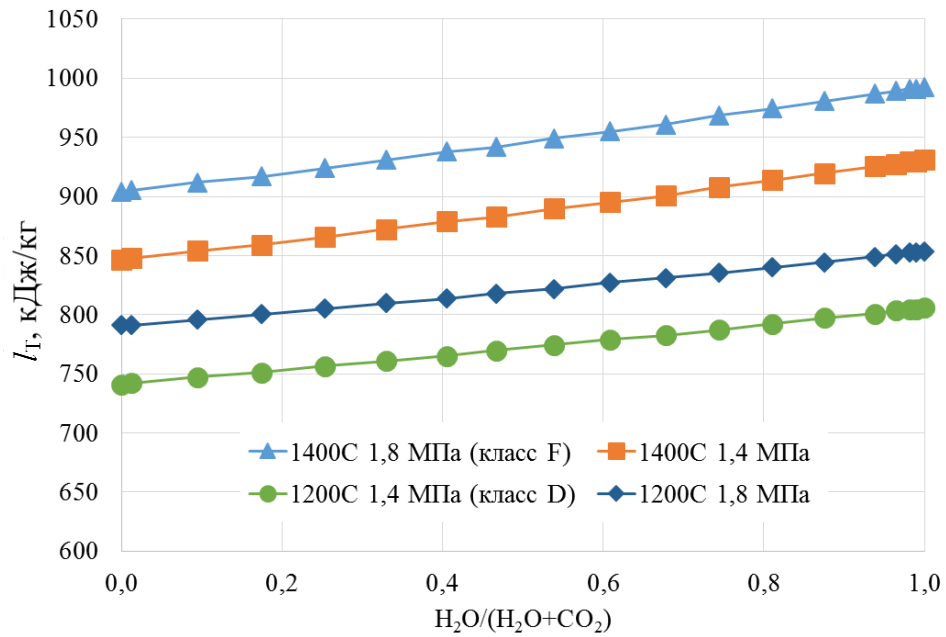
В соответствии с анализом, выполненным разделе 5.2 (рисунок 5.5б) изменение работы газовой турбины в сторону увеличения в процессе коррекции может происходить за счет роста $c_{рТ,рТ}$ (слабый фактор) и снижения $\mu_{рТ}$ (сильный фактор).

Наиболее ярко подобное сочетание слабого и сильного факторов проявляется при изменении соотношения трехатомных газов – продуктов сгорания топлив:

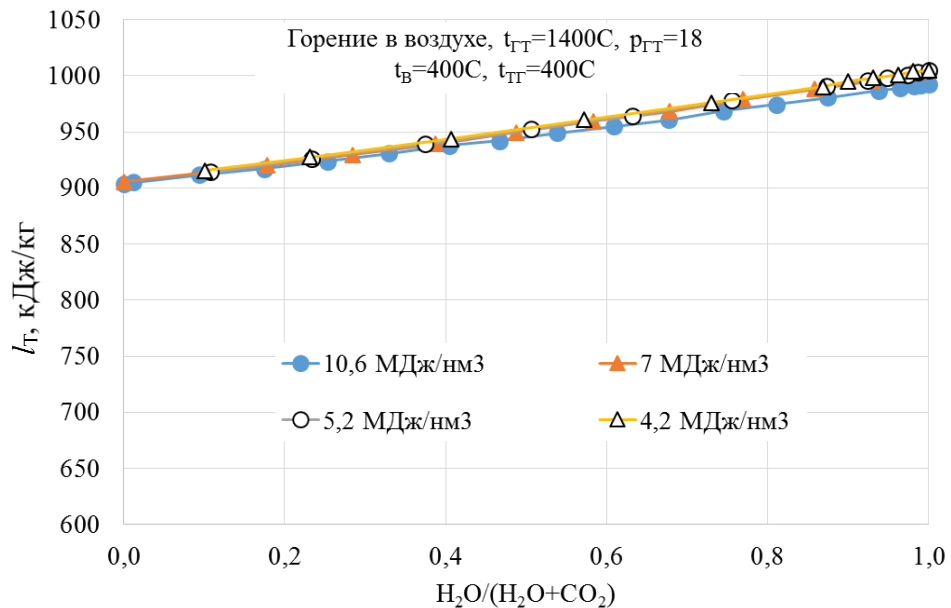
$$\frac{H_2O}{H_2O + CO_2}$$

Эффективность действия этого соотношения будет зависеть от типа применяемого окислителя (воздух, кислород) и от типа разбавителя (N_2 , H_2O , CO_2).

Рассмотрим влияние вариации соотношения трехатомных газов – продуктов сгорания топлив на удельную работу газовой турбины l_T с воздушным и с кислородным окислителем (рисунки 5.24 и 5.25) в исследуемом диапазоне управляющих параметров (см. рисунок 5.24).



а)



б)

Рисунок 5.24 – Влияние начальных параметров рабочего тела разного состава (а) и теплоты сгорания искусственного газа (а) на удельную работу газовой турбины с воздушным окислителем

Из рисунка 5.24а следует, что изменение соотношения $H_2O/(H_2O+CO_2)$ при сжигании в воздухе (*Air-fuel*) оказывает в целом слабое влияние на удельную работу газовой турбины. Так при переходе от сжигания CO к сжиганию H_2 работа

газовой турбины увеличивается на $\Delta l_T = 50$ кДж/кг (что соответствует 6,67% от исходного) при $t_3 = 1200^\circ\text{C}$ и на $\Delta l_T = 100$ кДж/кг (11,76% от исходного) при $t_3 = 1400^\circ\text{C}$. Увеличение температуры рабочего тела от 1200 до 1400°C повышает l_T на $\Delta l_T = 100$ кДж/кг.

Увеличение давления от 1,4 МПа до 1,8 МПа оказывает меньшее влияние, повышая удельную работу расширения газовой турбины на $\Delta l_T = 45 \div 50$ кДж/кг.

При совместном повышении температуры и давления рабочего тела газовой турбины прирост удельной работы расширения составит $\Delta l_T = 95 \div 150$ кДж/кг.

Необходимость поддерживать определенную температуру t_3 на входе в газовую турбину приводит к независимости результата от теплоты сгорания (рисунок 5.24б).

При сжигании искусственного газа в кислороде (*Oxy-fuel*) исключается присутствие в рабочем теле кислорода и азота. В результате влияние соотношения $\text{H}_2\text{O}/(\text{H}_2\text{O}+\text{CO}_2)$ заметно усиливается и для условий, приведенных на рисунке 5.25, и составляет $\Delta l_T = 1100$ кДж/кг.

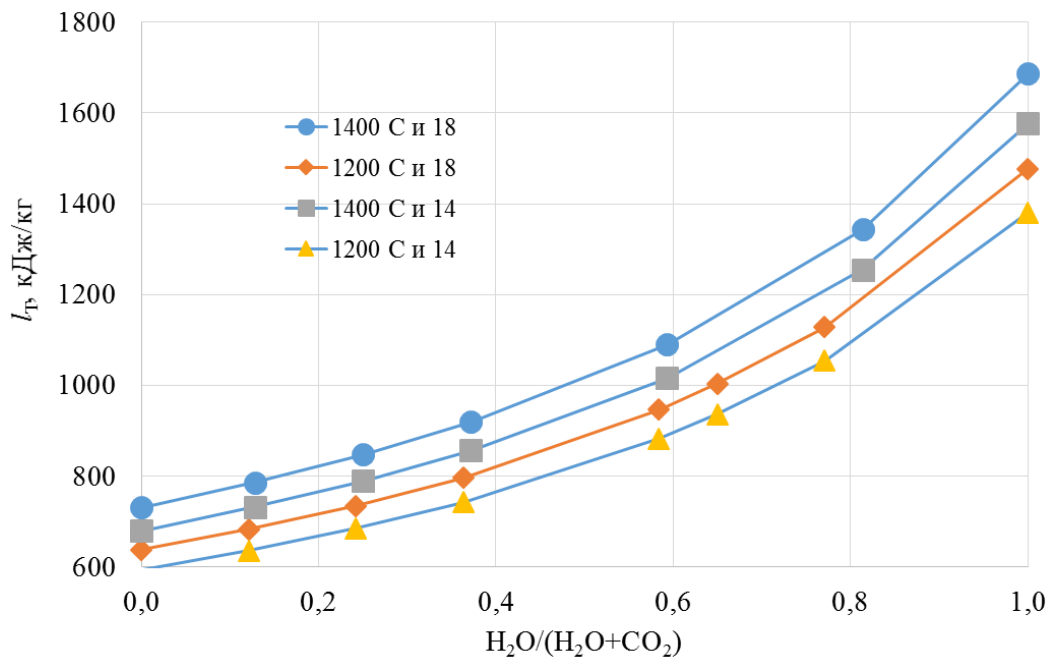


Рисунок 5.25 – Влияние начальных параметров рабочего тела на удельную работу расширения газовой турбины с кислородным окислителем

Наложим на результаты расчетов фактические и проектные данные, известные из литературы.

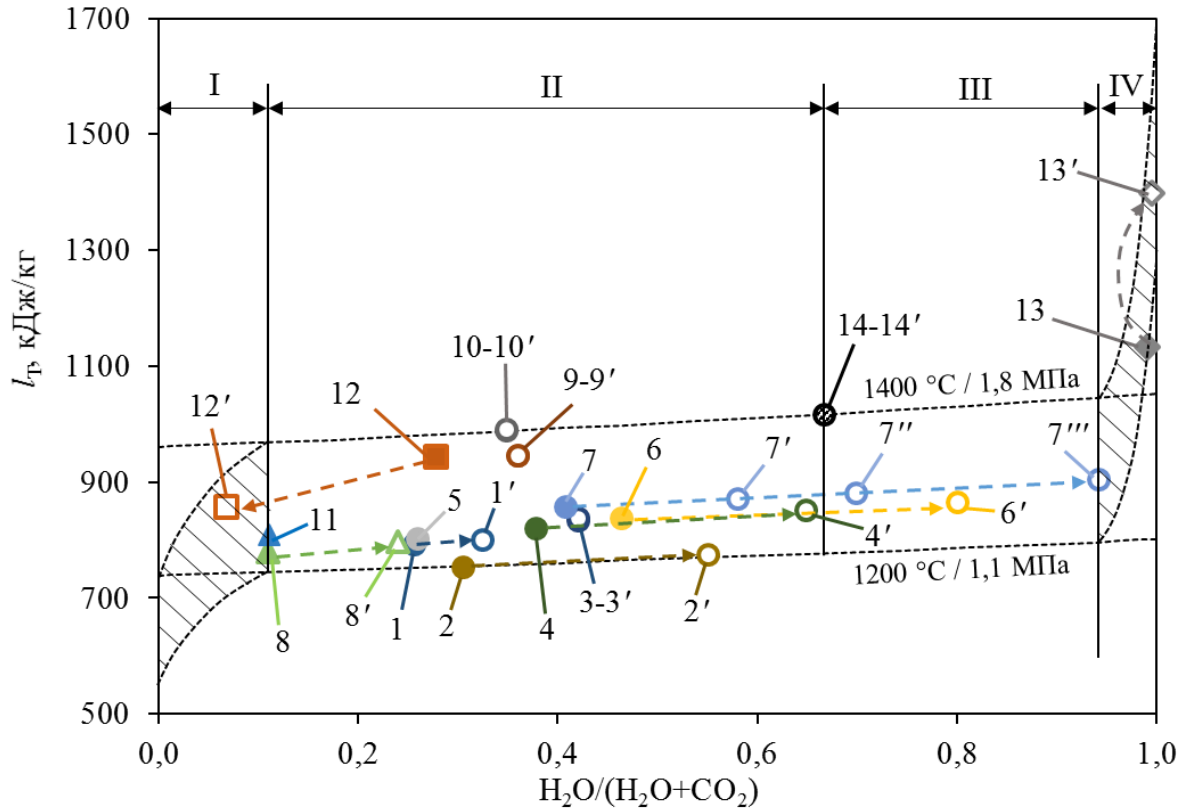


Рисунок 5.26 – Зависимость l_T от состава рабочего тела газовой турбины: точка без «'» – рабочее тело до коррекции; точка с «'» – рабочее тело после коррекции)

Выделенное на рисунке 5.26 рабочее пространство сосредоточено между двумя пологими изолиниями $P_3 = idem$, $t_3 = idem$, построенными для ГТУ классов D и F , применяемых в анализируемых проектах.

Здесь же нанесены значения работы расширения, вычисленные по формуле (3.1) для рабочих тел, полученных из исходных (сырых) искусственных газов и газов после коррекции. Расчеты произведены для составов рабочих тел ГТУ классов D и F в освоенных (т.1÷8) и разрабатываемых (т.9÷13) ПГУ на искусственных газах, а также для ПГУ на природном газе (т.14). Начальные положения трендов (точки со сплошной заливкой) получены для сырых искусственных газов, конечные положения трендов (точки без заливки)

соответствуют составу рабочих тел после коррекции топливного газа или окислителя. Всего на рисунке 5.26 представлены результаты анализа поведения четырех групп рабочих тел:

I – рабочее тело с высоким содержанием углерода (CO и CO₂) на основе промышленных газов и *Oxy-fuel* технологий;

II – рабочее тело со средним содержанием углерода (CO и CO₂) на основе синтез-газов и *Air-fuel* технологий;

III – рабочее тело с высоким содержанием H₂O на основе синтез-газов *pre-combustion* и *Air-fuel* технологий;

IV – рабочее тело с высоким содержанием H₂O на основе синтез-газов *pre-combustion* и *Oxy-fuel* технологий

Из этих групп наиболее широкий диапазон изменения состава рабочего тела газовой турбины наблюдается для группы II. Газы этой группы занимают среднюю часть графика (область A), расположенную между двумя пологими прямыми 1200°C / 1,1МПа и 1400°C / 1,8МПа между $H_2O / (H_2O + CO_2) = 0,1 \div 0,95$.

Группа I тяготеет к области C, группа IV тяготеет к области H.

В зависимости от типа используемой технологии сжигания доминирующее направление трендов носит разнонаправленный характер.

При сжигании газа в воздухе (область A) доминирующим направлением является сдвиг изображающей точки вправо – в сторону увеличения отношения $H_2O / (H_2O + CO_2)$ практически параллельно ограничивающим изолиниям 1200°C / 1,1МПа и 1400°C / 1,8МПа. Такое развитие происходит в результате разбавления синтез-газа водяным паром или питательной водой высокого давления (точка 4-4'), азотом (точка 3-3') или их комбинацией (точки 1-1' и 2-2'), коксовым газом (1-1'), применением технологии *pre-combustion CCS* со сжиганием топливного газа в воздухе (точки 6-6' и 7-7').

Иным направлением повышения удельной работы газовой турбины l_T за счет коррекции состава рабочего тела является изменение термического режима

подготовки топливного газа и воздуха (точки 9-9' и 10-10'). Здесь в результате нагрева реагирующих сред и роста физического тепла, вносимого с реагирующими средами [1], изменяется не соотношение $H_2O/(H_2O+CO_2)$ в рабочем теле, а их концентрация, поскольку для соблюдения условия постоянства t_3 и массового расхода рабочего тела снижается расход газа и увеличивается расход воздуха.

Границами применения воздушных технологий сжигания являются т. 11 (где ГТУ работает на газе с предельно-высоким содержанием CO) и 7' (где расчетная степень конверсии CO и удаления CO₂ из синтез-газа составляет ~90%).

При работе ПГУ по технологии *Oxy-fuel* с O₂-CO₂ окислителем сдвиг изображающей точки в процессе подготовки рабочего тела происходит в обратном направлении, при котором рабочее тело переходит из области \boxed{A} в область \boxed{C} . При значительном обогащении углекислотой падение l_T весьма заметное (на 25÷30%). При умеренном обогащении углекислотой можно ограничиться незначительным падением l_T по сравнению с исходным (точки 12-12').

При сжигании газа парокислородной газификации в среде O₂ с разбавлением водяным паром можно достичь значительного увеличения l_T (точки 13-13').

При сжигании природного газа в воздухе экологический впрыск воды, производимый в пределах 5% от массового расхода рабочего тела не отражается на работе газовой турбины (т.14-14').

Проанализируем влияние действия применяемых способов коррекции на удельную работу газовой турбины l_T .

На рисунках 5.27 и 5.28 подробно показано изменение удельной работы газовой турбины l_T с воздушным и кислородным окислителем в зависимости от способа коррекции состава рабочего тела.

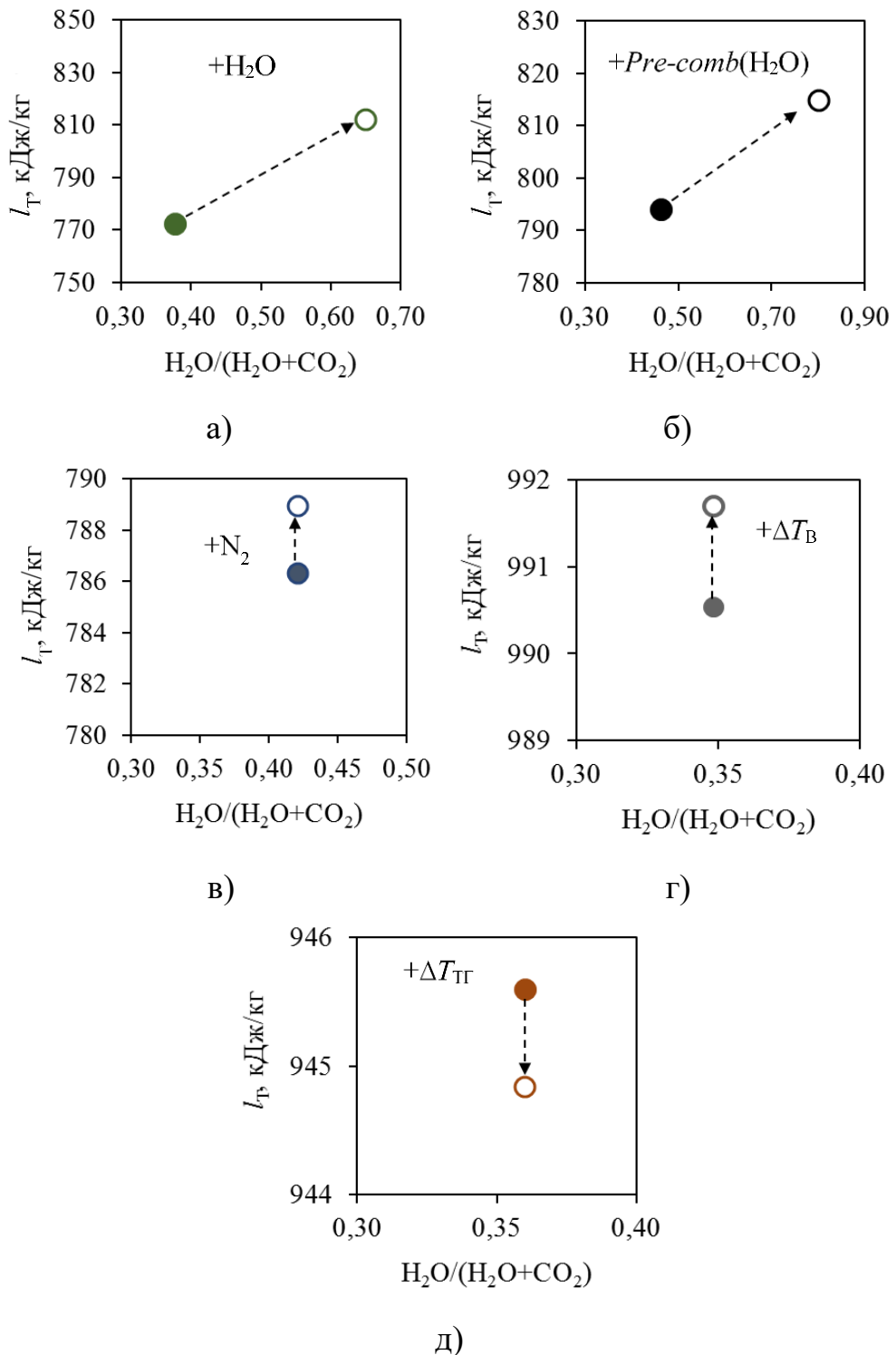


Рисунок 5.27 – Изменение удельной работы газовой турбины с воздушным окислителем в зависимости от способа коррекции состава рабочего тела: а) разбавление водяным паром [84]; б) *pre-combustion CCS* [38]; в) разбавление азотом [41]; г) нагрев воздуха от 440 до 900°С при постоянной температуре

топливного газа – 300°C [65]; д) нагрев топливного газа от 250 до 500°C при постоянной температуре воздуха – 420°C [31]

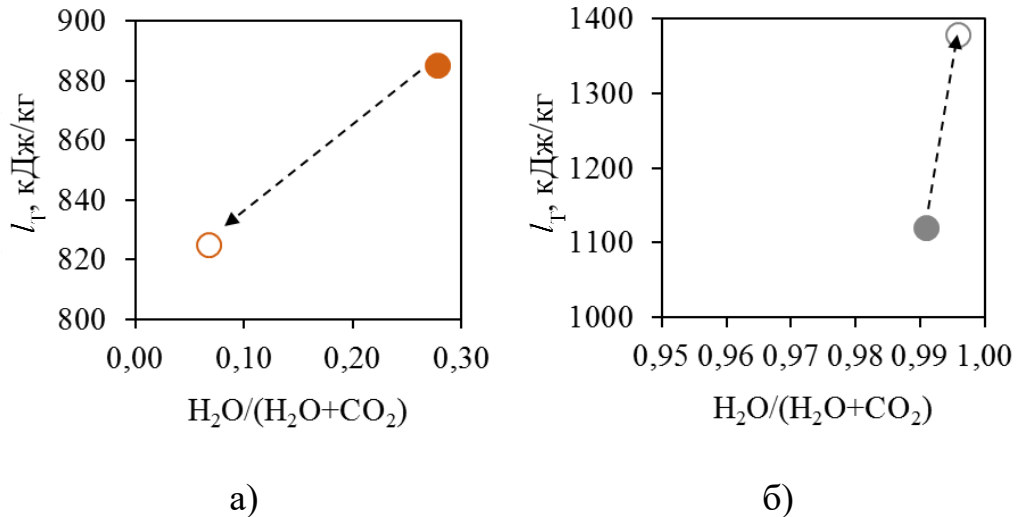


Рисунок 5.28 – Изменение удельной работы газовой турбины с кислородным окислителем в *Oxy-fuel* технологиях: а) тип \boxed{C} [29]; б) тип \boxed{H} [109]

Применяемые способы можно подразделить на две группы:

I – группа способов, где отношение $H_2O/(H_2O+CO_2)$ изменяется;

II – группа способов, где отношение $H_2O/(H_2O+CO_2)$ не изменяется.

В первой группе способов увеличение работы газовой турбины l_T происходит вместе с ростом отношения $H_2O/(H_2O+CO_2)$. Увеличение работы газовой турбины l_T происходит интенсивнее для случая кислородного окислителя, медленнее – для воздушного окислителя.

В освоенной ПГУ-ВЦГ *Wabash River* (разбавление водяным паром $G_{\text{пар}}/G_{\text{СГ}}=0,259$ кг. H_2O /кг. $СГ$, отношение $H_2O/(H_2O+CO_2)$ в рабочем теле увеличивается от 0,38 до 0,65, $c_{pT,PT}$ растет на 5%) показатель адиабаты рабочего тела газовой турбины k_{PT} падает с 1,297 до 1,290, молярная масса μ_{PT} уменьшается на 4,5% (с 28,59 до 27,31 кг/кмоль), а удельная работа газовой турбины l_T повышается на 5,21% (рисунок 5.27а).

В освоённой ПГУ-ВЦГ *Kemper* (*pre-combustion CCS* – отношение H_2/CO в топливном газе повышается с 0,67 до 15,80, отношение $H_2O/(H_2O+CO_2)$ в рабочем теле увеличивается от 0,46 до 0,80, $c_{pm,PT}$ растёт на 1,5%) показатель адиабаты рабочего тела газовой турбины k_{PT} повышается с 1,292 до 1,304, молярная масса μ_{PT} уменьшается на 3,4% (с 28,13 до 27,18 кг/кмоль), а удельная работа газовой турбины l_T повышается на 2,58% (рисунок 5.27б).

При работе ПГУ-ВЦГ по типу [С] в технологии *Oxy-fuel* [29] (отношение $H_2O/(H_2O+CO_2)$ в рабочем теле уменьшается от 0,28 до 0,07) снижение удельной работы газовой турбины l_T (рисунок 5.28а) происходит с такой же скоростью, с какой растёт l_T при разбавлении водяным паром (рисунок 5.27а). При этом $c_{pm,PT}$ растёт на 5%, показатель адиабаты k_{PT} снижается с 1,273 до 1,207, молярная масса μ_{PT} увеличивается на 13,4% (с 31,90 до 36,16 кг/кмоль), а удельная работа газовой турбины l_T уменьшается на 6,83%.

При работе ПГУ-ВЦГ по типу [Н] в технологии *Oxy-fuel* (цикл *Zecomix*) [109] расчетная скорость увеличения удельной работы газовой турбины l_T значительно выше (рисунок 5.28б), чем при разбавлении водяным паром или применении технологии *pre-combustion CCS*. Резкое увеличение l_T связано с тем, что при сжигании высоководородосодержащего газа в кислороде отношение $H_2O/(H_2O+CO_2) \approx 1$ и работа газовой турбины приближается к работе расширения чистого водяного пара. При этом показатель адиабаты рабочего тела газовой турбины k_{PT} снижается с 1,270 до 1,246, молярная масса μ_{PT} уменьшается с 25,15 до 20,84 кг/кмоль, удельная работа газовой турбины l_T увеличивается на 23,06%.

Во второй группе способов отношение $H_2O/(H_2O+CO_2)$ не изменяется. В этом случае вариации $c_{pm,PT}$ и μ_{PT} оказываются значительно слабее, чем в предыдущем случае и расчетное изменение работы турбины становится на порядок меньше.

Направленность коррекции работы газовой турбины ($+\Delta l_T$ или $-\Delta l_T$) обусловлена направленностью изменения $\Delta c_{pm,PT}$ и $\Delta \mu_{PT}$ в процессе трансформации.

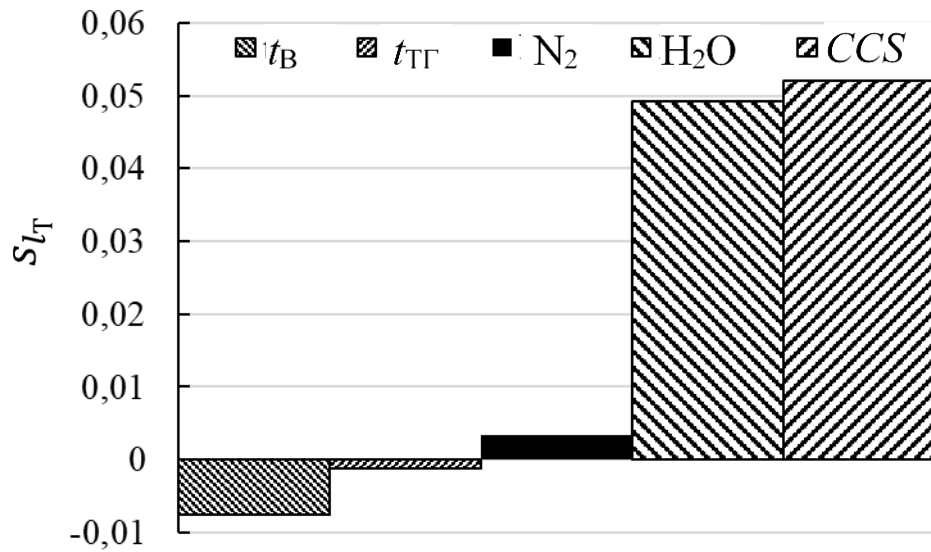
Разбавление топливного газа азотом в освоённой ПГУ-ВЦГ *Tampa Polk* организуется в соотношении $G_{N_2}/G_{CG}=1,14$ кг. N_2 /кг. CG . При этом показатель m_{pT} остается практически неизменным ($m_{pT} \approx 0,249$), молярная теплоемкость рабочего тела $c_{p\mu,pT}$ уменьшается на 0,28% за счет падения молярной массы μ_{pT} с 28,47 до 28,39 кг/кмоль, отношение $H_2O/(H_2O+CO_2)$ в рабочем теле сохраняется на уровне 0,42, удельная работа газовой турбины l_T повышается на 0,33% (рисунок 5.27в).

При повышении температуры воздуха в проекте [65] (рисунок 5.27г) показатель m_{pT} увеличивается на 2,1%, молярная теплоемкость рабочего тела $c_{p\mu,pT}$ уменьшается на 2,1% за счет падения молярной массы μ_{pT} с 29,28 до 29,09 г/моль, отношение $H_2O/(H_2O+CO_2)$ в рабочем теле остается на уровне 0,35, удельная работа газовой турбины l_T увеличивается на 0,1%.

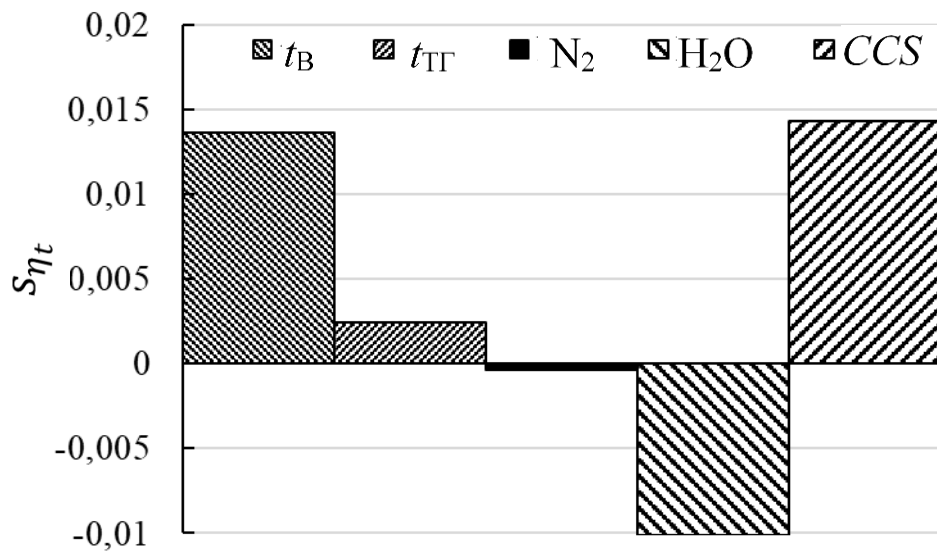
При повышении температуры топливного газа в проекте [31] (рисунок 5.27д) показатель m_{pT} увеличивается на 0,4%, молярная теплоемкость рабочего тела $c_{p\mu,pT}$ уменьшается на 0,4% за счет падения молярной массы μ_{pT} с 29,44 до 29,40 г/моль, отношение $H_2O/(H_2O+CO_2)$ в рабочем теле остается на уровне 0,36, удельная работа газовой турбины l_T уменьшается на 0,08%.

Чувствительность показателей ГТУ к применяемым способам коррекции

На рисунке 5.29 приведены данные по средней расчетной чувствительности работы газовой турбины l_T и термического КПД η_t идеального газотурбинного цикла ($\eta_{oi}^K = \eta_{oi}^T = 1$) к изменению состава рабочего тела в освоённых и разрабатываемых ПГУ на искусственных газах, сжигаемых в воздухе [А] и представленных в Приложении 3. Состав рабочего тела газовой турбины зависит от степени разбавления искусственного газа N_2 , CO_2 или H_2O , от степени интеграции *CCS* и температур искусственного газа (t_{TG}) и воздуха (t_B) перед камерой сгорания.



а)



б)

Рисунок 5.29 – Чувствительность работы s_{l_T} (а) и термического КПД s_{η_t} (б) к способам коррекции рабочего тела газовой турбины при сжигании в воздухе

На рисунке 5.30 представлены расчетные данные по чувствительности работы газовой турбины s_{l_T} и термического КПД s_{η_t} идеального газотурбинного цикла ($\eta_{oi}^K = \eta_{oi}^T = 1$) к степени интеграции технологии *Oxy-fuel* и цикла *Zecomix* в разрабатываемых ПГУ-ВЦГ со сжиганием в кислороде [29, 109].

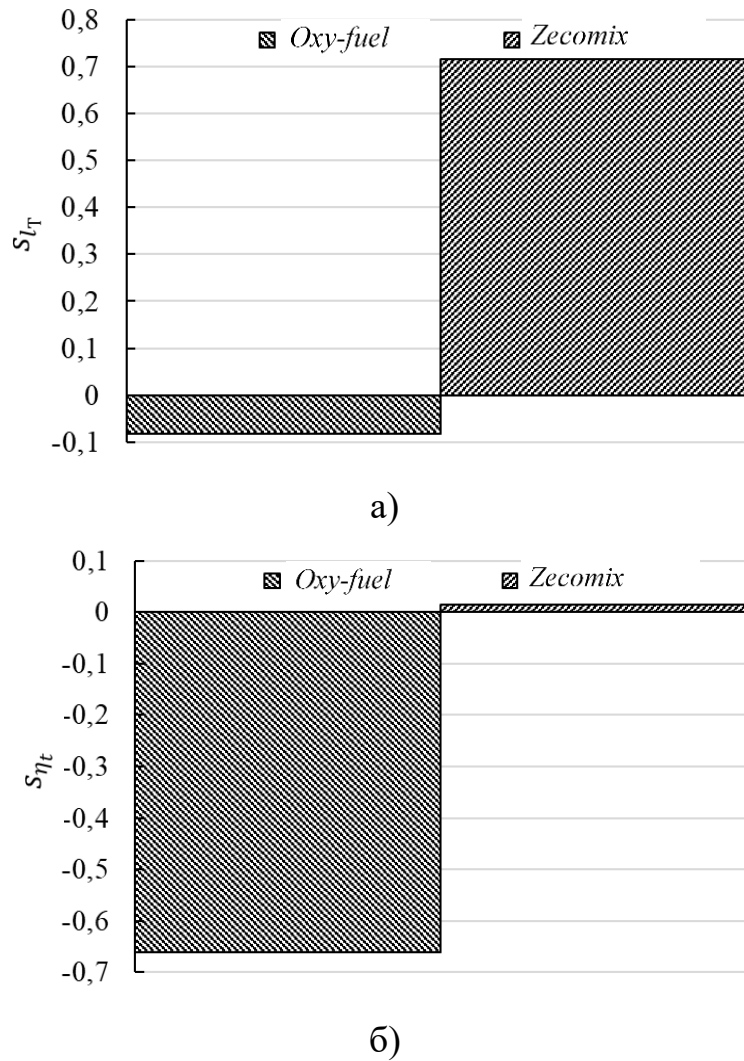


Рисунок 5.30 – Чувствительность работы s_{l_T} (а) и термического КПД s_{η_t} (б) к режимам работы ГТУ при сжигании в кислороде

Рассмотрим покомпонентную чувствительность работы газовой турбины s_{l_T} к изменению состава рабочего тела в расчетном режиме. Исходный состав рабочего тела газотурбинного цикла в расчетном режиме принят по среднему составу продуктов сгорания топливного газа в освоенных ПГУ на искусственных газах с воздушным окислителем и со стандартной комплектацией (без специальных технологий типа *pre-combustion CCS*) и ГТУ класса 1200°C. Исходный состав рабочего тела представлен в таблице 5.4.

Таблица 5.4 – Исходный состав рабочего тела газотурбинного цикла
при $t_3 = 1200^\circ\text{C}$ и $\pi_K = 18$

Компонент	H ₂ O	CO ₂	N ₂	O ₂	H ₂ O/CO ₂
Содержание, об. %	6,06	7,95	74,18	11,81	0,762
Расчетный расход рабочего тела, кг/с	100				

Расчет чувствительности s_{l_T} к изменению состава рабочего тела проведен в предположении разбавления рабочего тела чистыми средами (N₂, H₂O или CO₂) в количестве 10 кг/ч.

На рисунке 5.31 представлены результаты расчета s_{l_T} к изменению состава рабочего тела газотурбинного цикла при разбавлении рабочего тела чистыми средами (N₂, H₂O или CO₂).

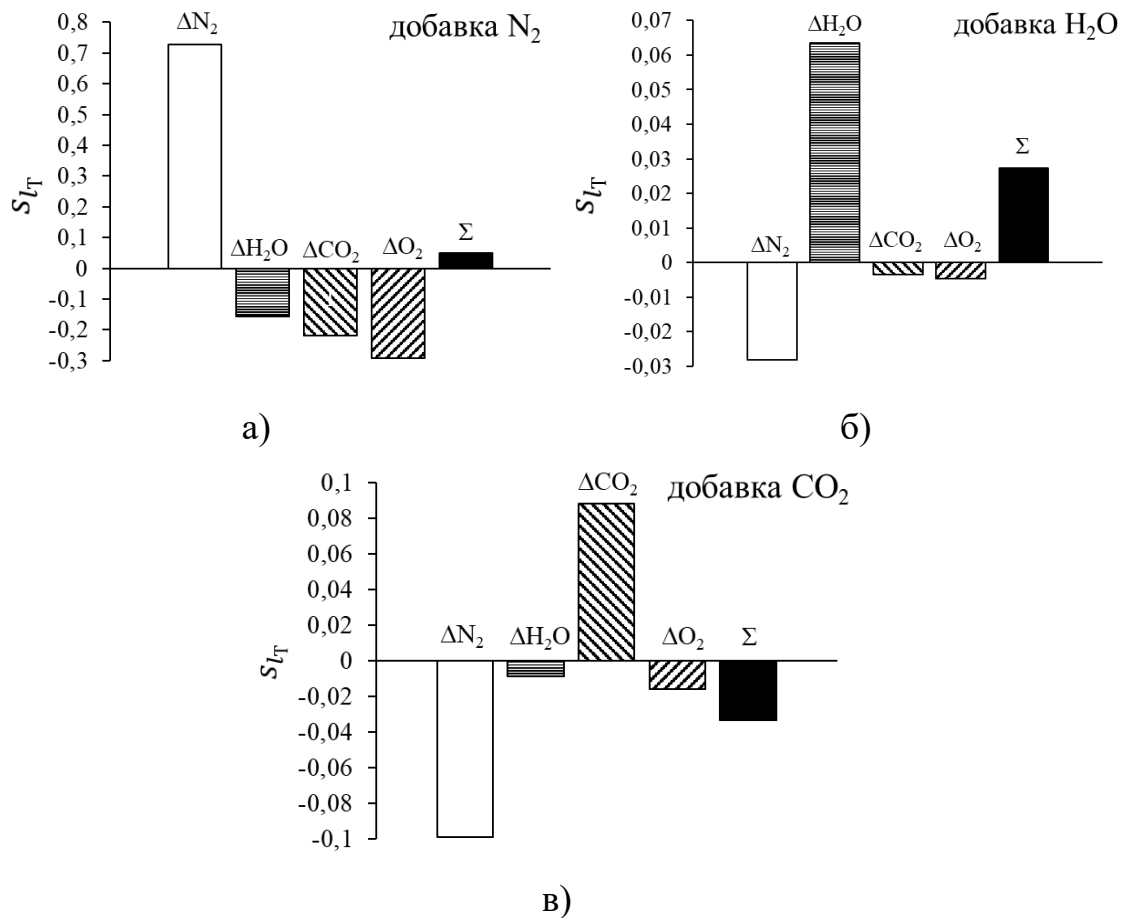


Рисунок 5.31 – Покомпонентная чувствительность s_{l_T} при подмешивании N₂ (а), H₂O (б) и CO₂ (в) к рабочему телу типа **A**

Как видно, в случае разбавления рабочего тела азотом покомпонентная чувствительность s_{l_T} на порядок выше (рисунок 5.31а), чем при разбавлении водяным паром (рисунок 5.31б) или CO_2 (рисунок 5.31в). Это связано с относительно большим содержанием N_2 в исходном рабочем теле по сравнению с другими компонентами (см. таблицу 5.4).

Как видно из рисунка 5.31, наиболее выгодным и доступным способом коррекции состава рабочего тела является разбавление водяным паром. С точки зрения поддержания необходимого температурного уровня рабочего тела и контроля за выбросами NO_x оптимальным способом для ввода водяного пара в газотурбинный цикл является впрыск пара в искусственный газ. Разбавление искусственного газа водяным паром может привести к нестабильной работе камеры сгорания, вызываемой чрезмерным понижением низшей теплоты сгорания топливного газа до уровня $2 \div 3 \text{ МДж/нм}^3$, недопустимого для работы газотурбинного цикла с освоенными термическими режимами подготовки искусственного газа и воздуха ($t_{\text{ТГ}} \approx 300 \div 400^\circ\text{C}$, $t_{\text{В}} \approx 400 \div 500^\circ\text{C}$).

5.8. Выводы

Основными определяющими параметрами, характеризующими влияние теплофизических характеристик на энергетические показатели простого газотурбинного цикла Брайтона являются $c_{p\mu, \text{РТ}}$ и (в большей степени) $\mu_{\text{РТ}}$ рабочего тела, а также их производные – мольная теплоемкость $c_{p\mu, \text{РТ}} = c_{p\mu, \text{РТ}} \cdot \mu_{\text{РТ}}$ и степень адиабатичности $m_{\text{РТ}} = R_{\mu} / c_{p\mu, \text{РТ}}$ рабочего тела, определяющие распределение энтальпии расширяющегося потока в механическую работу турбины и в тепловую энергию, передаваемую в паросиловой цикл ПГУ. С увеличением $c_{p\mu, \text{РТ}}$ работы турбины l_{T} и компрессора $l_{\text{К}}$ уменьшаются, но $l_{\text{К}}$ уменьшается медленнее. С уменьшением $c_{p\mu, \text{РТ}}$ работы турбины l_{T} и компрессора $l_{\text{К}}$ увеличиваются, но $l_{\text{К}}$ растет быстрее. В результате полезная работа

газотурбинного цикла $l_0 = l_T - l_K > 0$ имеет ограниченный диапазон реализаций от $(c_{p\mu,PT})_{\min}$ до $(c_{p\mu,PT})_{\max}$, в пределах которого l_0 проходит через максимум. Оптимальное значение $(c_{p\mu,PT})_{\text{опт}}$, соответствующее $l_{0,\max}$ зависит от ряда определяющих параметров:

- термодинамические параметры – π_K и ξ ;
- необратимые потери – η_{oi}^T и η_{oi}^K ;
- способа подвода тепла – косвенный, прямой;
- тип применяемого топлива – топливный коэффициент b .

По характеру действия определяющие параметры могут быть разбиты на две группы – увеличивающие мольную теплоемкость $(c_{p\mu,PT})_{\text{опт}}$ и понижающие мольную теплоемкость $(c_{p\mu,PT})_{\text{опт}}$. Увеличение $(c_{p\mu,PT})_{\text{опт}}$ происходит при повышении степени сжатия в газотурбинном цикле. В остальных случаях, связанных с увеличением температуры ξ , совершенством конструкции ($\eta_{oi}^T, \eta_{oi}^K \rightarrow 1$), снижением удельного расхода топливного газа ($b \rightarrow 0$) величина $(c_{p\mu,PT})_{\text{опт}}$ понижается.

Выполненные расчеты хорошо коррелируют с известными фактическими данными по действующим энергоустановкам и расчетно-проектными данными по перспективным разработкам энергоустановок на искусственных газах, получаемых из ископаемых топлив, что позволяет использовать их при прогностических оценках новых циклов для экологически чистых энергоустановок.

Наибольшие значения удельной работы l_T достигаются в ГТУ, использующих в качестве рабочего тела максимально-легкие среды (He) из области G .

Минимальный сброс энтальпии газов в нижний цикл при $\pi_T = 18$ – у одноатомных (He, Xe, Ar) газов $(1 - \varphi_T) = 0,315$; максимальный – у трехатомных газов $(1 - \varphi_T) = 0,588$ для H_2O и $(1 - \varphi_T) = 0,658$ для CO_2 .

Для энергетических ГТУ открытого или полужамкнутого цикла наибольшую работу l_T можно получить в технологиях из области $[H]$, за ними следуют технологии из области $[A]$ и замыкают список газы из области $[C]$.

Наименьшие значения работы компрессора l_K достигаются при использовании наиболее тяжелой среды Хе из области $[G]$. Для энергетических ГТУ открытого или полужамкнутого цикла наименьшую работу l_K можно получить в технологиях из области $[C]$, за ними следуют технологии из области $[A]$ и замыкают список газы из области $[H]$. В последнем случае рассматривается формально процесс сжатия водяного пара, а не питательной воды, как принято в цикле Ренкина. При замене компрессора на питательный насос работа сжатия будет мала и эффективность цикла резко возрастет, как это происходит в схемах, работающих по технологии *STIG*.

В области семейства рабочих сред перегрев в газовой турбине по отношению к нагреву в компрессоре для $[A]$, $[H]$, $[C]$, $[G]$ составляет $\xi_T/\xi_K = 0,5 \div 2,5$. Из них для газов типа $[G]$ нагрев в компрессоре ξ_K оказывается выше, чем перегрев в камере сгорания ГТУ ξ_T , для остальных сред перегрев в камере сгорания ξ_T выше, чем нагрев в компрессоре ξ_K . Наибольший перегрев для достижения заданной степени нагрева ξ необходим при применении в качестве рабочей среды H_2O и CO_2 . Увеличение отношения ξ_T/ξ_K положительно сказывается на работе цикла за счет увеличения подводимого в цикл тепла, однако при превышении критического значения будет снижать термический КПД цикла.

Влияние температуры воздуха и топливного газа на удельную работу газовой турбины незначительно. Такая коррекция применяется для повышения КПД энергоустановки путем оптимизации технологической части и для улучшения работы камеры сгорания при меньшем расходе топливного газа.

Заключение

1. Выявлены и проанализированы применяемые на практике и перспективные, находящиеся в разработке, калорические и термические способы управления теплофизическими параметрами рабочего тела газовой турбины ПГУ на искусственных газах.

Калорический способ управления позволяет получить две новые группы топливных газов перед подачей в камеру сгорания ГТУ, отличающиеся по диапазону применяемых на практике теплот сгорания.

Первая группа – топливные газы со средней теплотой сгорания (в диапазоне $7,0 \div 10,6$ МДж/нм³). Газы данной группы применяют в 9 из 16 рассмотренных известных ПГУ на искусственных газах.

Вторая группа – топливные газы с низкой теплотой сгорания (в диапазоне $4,2 \div 5,2$ МДж/нм³). Газы данной группы применяются в 7 из 16 рассмотренных известных ПГУ на искусственных газах.

Термический способ находится на стадии разработки. По расчетным данным нагрев циклового воздуха с 440°C до 900°C повышает КПД ГТУ на $\sim 3\%$ и КПД всей ПГУ с воздушной газификацией на $\sim 1,5\%$. Повышение температуры искусственного газа с $30 \div 130^{\circ}\text{C}$ до $300 \div 500^{\circ}\text{C}$ увеличивает КПД ГТУ на $\sim 3 \div 5\%$.

В опубликованных работах влияние обоих способов управления на энергетические и экономические показатели ПГУ на искусственном газе учтено со стороны количественного воздействия: увеличение массового расхода рабочего тела газовой турбины, уменьшение массового расхода рабочего тела компрессора, уменьшение расхода топливного газа.

По результатам анализа литературы поставлены основные задачи для исследования влияния калорических и термических способов управления на энергетические и экономические показатели ГТУ на искусственном газе со стороны качественного воздействия – чувствительности работы газовой турбины и газотурбинного цикла в целом к способам управления.

2. Разработана методика экспериментального исследования, позволяющая проводить исследование влияния термического способа управления теплофизическими параметрами рабочего тела на характеристики горения модельных искусственных газов на основе СО с погрешностью измерения температуры воздуха менее 6%. Получено, что если сжигание концентрированных искусственных газов в высокотемпературном воздушном окислителе недопустимо вследствие многократного увеличения выбросов NO_x , то резко возрастающий при этом запас устойчивости горения по низшей теплоте сгорания, выявленный в экспериментальной части работы, (до 0,248-0,502 МДж/нм³ вместо достигнутых 4,2 МДж/нм³ в обычном режиме) позволяет обратиться к поиску режимов экологичного сжигания сверхнизкокалорийных искусственных газов путем применения отработанных в технике приемов.

3. Разработана и верифицирована по литературным и собственным экспериментальным данным методика численного исследования, позволяющая выявлять режимы экологичного сжигания искусственных газов применительно к промышленным ГТУ, в диапазоне низших теплот сгорания 2,5÷4,2 МДж/нм³, превышающем на порядок найденный в экспериментах порог потухания.

4. Разработана методика термодинамического анализа, позволяющая сформировать новый подход к оценке эффективности термодинамических циклов ГТУ на основе выявления экстремальной зависимости между теплофизическими характеристиками рабочего тела и энергетическими показателями газотурбинного цикла ПГУ. Найдена связь между оптимальными теплофизическими характеристиками рабочего тела и термодинамическими параметрами газотурбинного цикла. Определена чувствительность удельной работы газовой турбины и газотурбинного цикла в целом к калорическим и термическим способам управления теплофизическими параметрами рабочего тела.

Перспективы дальнейшей разработки темы исследования. Выявленные расчетные зависимости энергетических и экономических показателей газовой турбины и газотурбинного цикла в целом от состава и теплофизических

характеристик рабочего тела создают теоретическую основу для разработки перспективных энергетических циклов на основе газотурбинных технологий. Практические результаты работы могут найти применение на предприятиях топливно-энергетического комплекса.

Список сокращений и условных обозначений

- B – массовый расход твердого топлива (угля), кг/с;
- C – содержание углерода, кг.С/кг.угля;
- c – удельная массовая или объемная теплоемкость, кДж/(кг·°С), кДж/(нм³·°С);
- D – паропроизводительность, кг/с;
- G – массовый расход жидкости, газа, кг/с;
- g – удельный расход пара, кг.пара/кг.угля;
- h – удельная энтальпия, кДж/кг;
- L – удельный массовый расход воздуха (продуктов сгорания) отнесенный к 1 кг топлива, кг/кг;
- l – удельная работа, кДж/кг;
- N – мощность, МВт;
- P – давление, МПа;
- s – удельная энтропия, кДж/(кг·°С);
- Q – объемный расход, нм³/с; удельная теплота сгорания твердого (газового) топлива, МДж/кг (МДж/нм³);
- q – удельный тепловой эффект реакции, кДж/моль;
- r – доля теплоты выхлопных газов, возвращаемая с паром из котла-утилизатора в ГТУ;
- t – температура, °С;
- V – удельный объемный расход воздуха (продуктов сгорания) отнесенный к 1 кг (1 нм³) топлива, нм³/кг (нм³/нм³);
- α – коэффициент расхода (избытка) воздуха;
- η – коэффициент полезного действия;
- μ – молярная масса, кг/кмоль;

В1 – воздух, подаваемый в газификатор;

В2 – воздух, подаваемый в ГТУ;

КЗО – коксозольный остаток;

П – пар;

ПС – продукты сгорания;

расш – расширение в газовой турбине;

расч – расчетный;

РТ – рабочее тело;

сж – сжатие в компрессоре;

СТ – стехиометрический;

С – углерод;

СГ – синтез-газ;

Т – топливо;

ТГ – топливный газ;

Ф – физический;

факт – фактический;

Х – химический;

экв – эквивалентный;

m – массовый;

i – низший;

is – изоэнтропический;

oi – относительный внутренний;

p – при постоянном давлении;

s – высший;

v – объемный;

Σ – суммарный;

Верхние индексы

В – воздух;

ГТ – газовая турбина;

КС – камера сгорания;

МН – механический недожег;

нел – нелетучий;

Т – топливо;

d – *dry basis* (сухая масса топлива)

daf – *dry ash-free basis* (сухая беззольная (горючая) масса топлива);

maf – *moisture ash-free basis* (органическая масса топлива);

r – *as-received basis* (рабочая масса топлива);

∇ – горячий синтез-газ после газификатора;

∇∇ – топливный газ после WGC или HGC;

0 – теоретический.

Список литературы

1. Левин Е.И. Глава 10. Исследование ПГУ-ВЦГ мощностью 500 МВт на воздушном дутье / Е.И. Левин, С.И. Гордеев, А.Ф. Рыжков, П.С. Филиппов // Анализ технологических решений для ПГУ с внутрицикловой газификацией: монография под ред. Рыжкова А.Ф. – 2016. – С.511-589.
2. Анализ работы парогазовых установок с внутрицикловой газификацией угля: учебное пособие для студентов вуза, обучающихся по направлению подготовки 13.03.01, 13.04.01 – Теплоэнергетика и теплотехника / А.Ф. Рыжков, П.С. Филиппов, Т.Ф. Богатова. – Екатеринбург : Уральский федеральный университет, 2019. – 168 с.
3. Poloczek V. Modern gas turbines with high fuel flexibility / V. Poloczek, H. Hermsmeyer // Proceedings of International symposium of POWER-GEN Asia – 2008. – P. 1-19.
4. Mitsubishi Hitachi Power Systems [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.mhps.com>.
5. Tanaka K. Gas Turbine Combustor Technology Contributing to Environmental Conservation / K. Tanaka, K. Nishida, W. Akizuki // Mitsubishi Heavy Industries Technical Review. – 2009. – V. 46. – № 2. – P. 6-12.
6. Мюллер П. Исследование процессов горения синтетического газа в ГТУ / П. Мюллер, Д. Уинклер, Т. Гриффин, С. Даниэле, П. Янсон // Газотурбинные технологии. – 2009. – № 7. – С. 18-24.
7. Sayad P. Experimental investigations of the lean blowout limit of different syngas mixtures in an atmospheric, premixed, variable-swirl burner / P. Sayad, A. Schonborn, J. Klingmann // Energy Fuels. – 2013. – V. 27. – P. 2783-2793
8. Таамаллах S. Fuel flexibility, stability and emissions in premixed hydrogen-rich gas turbine combustion: Technology, fundamentals, and numerical simulations / S. Taamallah, K. Vogiatzaki, F. M. Alzahrani, E. M. A. Mokheimer, M. A. Habib, A. F. Ghoniem // Applied Energy. – 2015. – № 154. – P. 1020-1047.

9. Komori T. Design for F Class Blast Furnace Gas Firing 300 MW Gas Turbine Combined Cycle Plant [Электронный ресурс] / Т. Komori, Н. Hara, Н. Arimura, Y. Kitauchi // Proceedings of the International Gas Turbine Congress 2003 Tokyo. – 2003. – Режим доступа: https://nippon.zaidan.info/seikabutsu/2003/00916/pdf/igtc2003tokyo_ts103.pdf.
10. Komori T. Development of Leading Technology for a Low-BTU Gas-firing Gas-turbine Combined-cycle Plant at a Steelworks / Т. Komori, N. Yamagami, Y. Shimamura // Mitsubishi Heavy Industries Technical Review. – 2011. – V. 48. – № 3. – P. 24-28.
11. Frey H.C. Improved System Integration for Integrated Gasification Combined Cycle (IGCC) Systems / H. C. Frey, Y. Zhu // Environmental Science & Technology. – 2006. – V. 40. – № 5. – P. 1693-1699.
12. Jones D. Optimal design and integration of an air separation unit (ASU) for an integrated gasification combined cycle (IGCC) power plant with CO₂ capture / D. Jonesa, D. Bhattacharyyaa, R. Turtona, S. E. Zitneyb // Fuel Processing Technology. – 2011. – V. 92. – № 9. – P. 1685-1695.
13. Asai T. Performance of Multiple-Injection Dry Low-NO_x Combustors on Hydrogen-Rich Syngas Fuel in an IGCC Pilot Plant / T. Asai, S. Dodo, M. Karishuku, N. Yagi, Y. Akiyama, A. Hayashi // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. – 2015. – V. 137. – № 9. – paper number 091504 (11 pp.).
14. Jones R. M. IGCC gas turbines for refinery applications / R. M. Jones, N. Z. Shilling. – GE Power Systems, 2003. – 16 pp.
15. Bonzani F. Operating experience of high flexibility syngas burner for IGCC power plant / F. Bonzani, P. Gobbo // Proceedings of ASME Turbo Expo 2007: Power for Land, Sea and Air. – 2007. – P. 65-71.
16. Dodo S. Dry Low-NO_x Combustion Technology for Novel Clean Coal Power Generation Aiming at the Realization of a Low Carbon Society / S. Dodo, M. Karishuku, N. Yagi, T. Asai, Y. Akiyama // Mitsubishi Heavy Industries Technical Review. – 2015. – V. 52. – № 2. – P. 24-31.

17. Ольховский Г.Г. Разработка отечественной ПГУ с газификацией угля / Г. Г. Ольховский, С. И. Сучков, П. А. Березинец, А. Н. Епихин, И. О. Крылов, И. Г. Луговская, А. А. Сомов, В. Н. Гудков, А. А. Заикин // Теплоэнергетика. – 2010. – № 2. – С. 19-26.

18. Сулимов Д.Д. Газотурбинные установки ОАО «Авиадвигатель» для работы на синтез-газе, полученном в результате газификации угля / Д. Д. Сулимов // Теплоэнергетика. – 2010. – № 2. – С. 27-29.

19. Маркович Д.М. Эффективное малоэмиссионное сжигание синтез-газа для газотурбинных установок [Электронный ресурс]. – 2018. – Режим доступа: http://www.fcpir.ru/participation_in_program/contracts/05.583.21.0090.

20. Перечень критических технологий Российской Федерации [Электронный ресурс]. – 2011. – Режим доступа: <http://kremlin.ru/supplement/988>.

21. Allam R. Demonstration of the Allam Cycle: An Update on the Development Status of a High Efficiency Supercritical Carbon Dioxide Power Process Employing Full Carbon Capture / R. Allam, S. Martin, B. Forrest, J. Fetvedt, X. Lu, D. Freed, G. W. Brown Jr., T. Sasaki, M. Itoh, J. Mannings // Energy Procedia. – 2017. – V. 114. – P. 5948-5966.

22. Jericha H. CO₂ – Retention Capapility of CH₄/O₂ – Fired Graz Cycle [Электронный ресурс] / W. Sanz, J. Woisetschläger, M. Fesharakiю – 1995. – Режим доступа: http://www.graz-cycle.tugraz.at/pdfs/grazcycle_cimac_1995.pdf.

23. Mathieu Ph. Sensitivity analysis of the MATIANT cycle / Ph. Mathieu, R. Nihart // Energy Conversion and Management. – 1999. – V. 40. – № 15-16. – P. 1687-1700.

24. Oki Y. Development of High-efficiency Oxy-fuel IGCC System / Y. Oki, H. Namada, M. Kobayashi, I. Yuri, S. Hara // Energy Procedia. – 2017. – V. 114. – P. 501-504.

25. Амарская И. Б. Глава 2. Термодинамический анализ работы ПГУ-ВЦГ на нестандартных газах / И. Б. Амарская, В. С. Белоусов // Анализ технологических

решений для ПГУ с внутрицикловой газификацией: монография под ред. Рыжкова А.Ф. – 2016. – С.121-154.

26. Giuffrida A. Thermodynamic analysis of air blown gasification for IGCC applications / A. Giuffrida, M. C. Romano, G. Lozza // *Applied Energy*. – 2011. – V. 88. – № 11. – P. 3949-3958.

27. Duke Edwardsport IGCC Simulator [Электронный ресурс]. – 2018. – Режим доступа: <http://scs.org/wp-content/uploads/2018/01/SCS-Fos-GE-Duke-Edwardsport-IGCC-rev-1.pdf>.

28. Integrated Gasification Combined Cycle (IGCC) Design Considerations for High Availability: отчет НИР / J. Philips. – Electric Power Research Institute, 2007. – 122 pp.

29. Lozza G. Thermodynamic Performance of IGCC with Oxy-Combustion CO₂ Capture / G. Lozza, M. C. Romano, A. Giuffrida // *Proceedings of International Conference on Sustainable Fossil Fuels for Future Energy S4FE 2009*. – 2009.

30. Hasegawa T. Developments of gas turbine combustors for air-blown and oxygen-blown IGCC / T. Hasegawa // *Advances in Gas Turbine Technology* – 2011. – P. 239-266.

31. Giuffrida A. Efficiency enhancement in IGCC power plants with air-blown gasification and hot gas clean-up / A. Giuffrida, M. C. Romano, G. Lozza // *Energy*. – 2013. – V. 53. – P. 221-229.

32. Gong Y. Progress on Opposed Multi-Burner (OMB) Coal-Water Slurry Gasification Technology and Its Industrial Applications / Y. Gong, G. Yu, Q. Guo, Y. Wang, X. Chen, F. Wang // *Energy Procedia*. – 2017. – V. 142. – P. 1089-1094.

33. Susaki M. Air-blown IGCC System - World's First Successful Continuous Three-month Operation and Commercial Application Plans / M. Susaki, Y. Takashima, H. Ishii, Y. Kitagawa, O. Shinada, T. Hashimoto // *Mitsubishi Heavy Industries Technical Review*. – 2009. – V. 46. – P. 5-8.

34. Wang T. Integrated Gasification Combined Cycle (IGCC) Technologies / T. Wang, G. Stiegel. – Woodhead Publishing, 2016. – 928 pp.

35. General Electric Power [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.ge.com/power>.

36. Богатова Т.Ф. Глава 1. Основные направления развития угольной энергетики и конкуренция технологий / Т.Ф. Богатова, Е. И. Левин // Анализ технологических решений для ПГУ с внутрицикловой газификацией: монография под ред. Рыжкова А.Ф. – 2016. – С.13-120.

37. Hashimoto T. Development of IGCC commercial plant with air-blown gasifier / T. Hashimoto, K. Sakamoto, Y. Kitagawa, Y. Hyakutake, N. Setani // Mitsubishi Heavy Industries Technical Review. – 2009. – V. 46. – № 2. – P. 1-5.

38. Kemper County IGCC Project Preliminary Public Design Report [Электронный ресурс] / M. Nelson, R. Rush, D. Madden, T. Pinkston, L. Lunsford. – 2012. – 80 pp. – Режим доступа: [http:// https://www.osti.gov/servlets/purl/1080351](http://https://www.osti.gov/servlets/purl/1080351).

39. Muller M. Integration of hot gas cleaning at temperatures above the ash melting point in IGCC / M. Muller // Fuel. – 2013. – V. 108. – P. 37-41.

40. Зайцев А. В. Газогенераторные технологии в энергетике: монография / А. В. Зайцев, А. Ф. Рыжков, В. Е. Силин, Р. Ш. Загруддинов, А. В. Попов, Т. Ф. Богатова.; под ред. А.Ф. Рыжкова. – Екатеринбург : ИРА УТК, 2010. – 611 с.

41. Pinon Pine IGCC Power Project. A DOE Assessment [Электронный ресурс]. – 2002. – Режим доступа: <https://www.osti.gov/servlets/purl/805670>.

42. Denton D. L. RTI Warm Syngas Cleanup Technology Demonstration [Электронный ресурс] / D. L. Denton, R. Gupta, M. Lesemann, B. Turk // 8th International Freiberg Conference on IGCC & XtL Technologies. – 2016. – Режим доступа: https://tu-freiberg.de/sites/default/files/media/professur-fuer-energieverfahrenstechnik-und-thermische-rueckstandsbehandlung-16460/publikationen/2016_06-1.pdf.

43. Ольховский Г.Г. Исследование системы газификации углей с высокотемпературной очисткой генераторного газа / Г. Г. Ольховский, С. И. Сучков, А. Н. Епихин, И. О. Крылов, А. А. Сомов, М. Н. Гутник, А. А. Абросимов // Теплоэнергетика. – 2006. – №7. – С. 67-73.

44. ГОСТ 29328-92 Установки газотурбинные для привода турбогенераторов. Общие технические условия – М. : Издательство стандартов, 1992. – 10 с.
45. Directive 2010/75/EU of the European Parliament and of the Council [Электронный ресурс] // Official Journal of the European Union. – 2010. – 119 pp. – Режим доступа: <https://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=OJ:L:2010:334:0017:0119:en:PDF>
46. Jaeger H. Clean ramping: the next challenge for quick start combined cycle operation / H. Jaegar // Gas turbine world. – 2014. – V. 44. – № 2. – P. 14-17.
47. Hasegawa T. Gas Turbine Combustion and Ammonia Removal Technology of Gasified Fuels / T. Hasegawa // Energies. – 2010. – V. 3. – № 3. – P. 1-115.
48. Spies K. A. Warm Cleanup of Coal-Derived Syngas: Multicontaminant Removal Process Demonstration / K. A. Spies, J. E. Rainbolt, X. S. Li, B. Braunberger, L. Li, D. L. King, R. A. Dagle // Energy & Fuels – 2017. – V. 31. – № 3. – P. 2448–2456.
49. Woolcock P.J. A review of cleaning technologies for biomass-derived syngas / P. J. Woolcock, R. C. Brown // Biomass and Bioenergy. – 2013. – V. 52. – P. 54-84.
50. Meyer H. S. Development of an Integrated Multi-Contaminant Removal Process Applied to Warm Syngas Cleanup for Coal-Based Advanced Gasification Systems [Электронный ресурс]. – Gas Technology Institute, 2011. – Режим доступа: <https://www.osti.gov/servlets/purl/1053621>.
51. Mojtahedi W. Catalytic decomposition of ammonia in a fuel gas at high temperature and pressure / W. Mojtahedi, J. Abbasian // Fuel. – 1995. – V. 74. – № 11. – P. 1698-1703.
52. Епихин А.Н. Исследование каталитического действия природных железомарганцевых руд на процесс удаления аммиака из генераторного газа / А. Н. Епихин, И. О. Крылов, К. В. Тимашков, А. А. Строков // Химия твердого топлива. – 2015. – № 4. – С. 30-34.
53. de Winter H. M. J. IGCC Buggenum. Commercial operation [Электронный ресурс] / H. M. J. de Winter, J. Th. G. M. Eurlings. – Режим доступа: <http://www.gasification-syngas.org/uploads/eventLibrary/GTC9801.pdf>.

54. Кудинов А. А. Влияние впрыска водяного пара в камеру сгорания газотурбинной установки на эффективность работы котла-утилизатора / А. А. Кудинов, С. П. Горланов // Промышленная энергетика. – 2014. – № 12. – С. 32-35.

55. Coca M. T. Integrated gasification combined cycle technology: IGCC. Its actual application in Spain: Elcogas. Puertollano / М. Т. Coca // Club Español de la Energía, 2010. – 95 pp.

56. Тугов А. Н. Снижение выбросов оксидов азота на котле Е-135-3,2-420ДГ при сжигании газообразных продуктов сланцепереработки / А. Н. Тугов, В. А. Верещетин, В. Т. Сидоркин, К. Г. Берсенев, С. В. Бердин, М. Ю. Козаченко // Электрические станции. – 2018. – № 5. – С. 46-49.

57. Guyot D. Low NO_x SEV lean premix reheat combustion in Alstom GT24 gas turbines [Электронный ресурс] / D. Guyot, G. Tea, C. Appel // Proceedings of ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition. – 2015. – Режим доступа: <https://asmedigitalcollection.asme.org/GT/proceedings-abstract/GT2015/56697/V04BT04A011/235677>.

58. Булысова Л. А. Опыт создания малоэмиссионных камер сгорания для наземных газотурбинных установок большой мощности: продукция фирмы Mitsubishi / Л. А. Булысова, В. Д. Васильев, А. Л. Берне, М. М. Гутник // Теплоэнергетика. – 2018. – № 6. – С. 40-49.

59. Schwarzle A. Detailed examination of two-staged micro gas turbine combustor [Электронный ресурс] / A. Schwarzle, T. O. Monz, A. Huber, M. Aigner // Proceedings of ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. – 2016. – Режим доступа: <https://asmedigitalcollection.asme.org/GT/proceedings-abstract/GT2017/50855/V04BT04A021/242892>.

60. Li S. Catalytic reduction of nitric oxide by carbon monoxide over coal gangue / S. Li, J. Yu, X. Wei, X. Guo, Y. Chen // Fuel Processing Technology. – 2014. – V. 125. – P. 163-169.

61. Woo M. Experimental and numerical studies on NO_x emission characteristics in laminar non-premixed jet flames of ammonia-containing methane fuel with

oxygen/nitrogen oxidizer / M. Woo, B. C. Choi, A. F. Ghoniem // *Energy*. – 2016. – V. 114. – P. 961-972.

62. Davis L. B. Dry Low NO_x Combustion Systems for GE Heavy-Duty Gas Turbines / L. B. Davis, S. H. Black // *GE Power Systems*, 2000. – 22 pp.

63. Reiss F. The Alstom GT13E2 medium btu gas turbine [Электронный ресурс] / F. Reiss, T. Griffin, K. Reyser // *Proceedings of ASME Turbo Expo 2002: Power for Land, Sea, and Air*. – 2002. – Режим доступа: <https://asmedigitalcollection.asme.org/GT/proceedings-abstract/GT2002/36061/705/295646>.

64. Wind T. Co-firing of hydrogen and natural gases in lean premixed conventional and reheat burners (Alstom GT26) [Электронный ресурс] // *Proceedings of ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition*. – 2014. – Режим доступа: <https://asmedigitalcollection.asme.org/GT/proceedings-abstract/GT2014/45684/V04AT04A053/234996>.

65. Ryzhkov A. Technological solutions for an advanced IGCC plant / A. Ryzhkov, T. Bogatova, S. Gordeev // *Fuel*. – 2018. – V. 214. – P. 63-72.

66. Ryzhkov A. F. Making More Efficient Use of Blast-Furnace Gas at Russian Metallurgical Plants / A. F. Ryzhkov, E. I. Levin, P. S. Filippov, N. A. Abaimov, S. I. Gordeev // *Metallurgist*. – 2016. – V. 60. – №1-2. – P. 19-30.

67. Гордеев С. И. О предпроектной проработке гибридной угольной ПГУ с воздухонагревателем / С. И. Гордеев, Н. В. Вальцев, Т. Ф. Богатова, Е. И. Левин, В. Л. Шульман, А. Ф. Рыжков, Н. А. Абаимов // *Электрические станции*. – 2012. – № 10. – С. 17-21.

68. Рыжков А.Ф. Разработка низкотемпературных реакторов термохимической конверсии для угольной энергетики / А. Ф. Рыжков, Т. Ф. Богатова, Н. В. Вальцев, С. И. Гордеев, Г. И. Худякова, П. В. Осипов, Н. А. Абаимов, Н. В. Чернявский, В. Л. Шульман // *Теплоэнергетика*. – 2013. – № 12. – С. 47-55.

69. Drnevich R.F. Method of maintaining a fuel Wobbe index in an IGCC installation [Электронный ресурс] / R. F. Drnevich, T. M. Raybold. – 2010. – Режим доступа: <http://www.freepatentsonline.com/7690204.pdf>

70. Montgomery T. Operational flexibility in gas turbines [Электронный ресурс]. – 2011. – Режим доступа: <https://www.yumpu.com/en/document/view/46098201/operational-flexibility-in-gas-turbines-icci>.

71. Hada S. High-efficiency Gas Turbine Development applying 1600°C class “J” Technology / S. Hada, K. Takata, Y. Iwasaki, M. Yuri, J. Masada // Mitsubishi Heavy Industries Technical Review. – 2015. – V. 52. – № 2. – P. 2-9.

72. Варнатц Ю. Горение. Физические и химические аспекты, моделирование, эксперименты, образование загрязняющих веществ / Ю. Варнатц, У. Маас, Р. Диббл. – М. : ФИЗМАТЛИТ, 2003. – 352 с.

73. Кнорре Г. Ф. Теория топочных процессов / Г. Ф. Кнорре, И. И. Палеева – М. : Энергия, 1966. – 476 с.

74. Лариков Н. Н. Теплотехника: учеб. для вузов / Н. Н. Лариков – 3-е изд., перераб. и доп – М. : Стройиздат, 1985. – 432 с.

75. Померанцев В. В. Основы практической теории горения: учебное пособие для вузов / В. В. Померанцев, К. М. Арефьев, Д. Б. Ахмедов; под ред. В. В. Померанцева – 2-е изд., перераб. и доп. – Л. : Энергоатомиздат, 1986. – 312 с.

76. Глозштейн Я. С. Использование газа в промышленных печах / Я. С. Глозштейн, Д. В. Карпов, Л. Н. Муромский и др. – Л. : Недра, 1967. – 426 с.

77. Хзмалян Д.М. Теория горения и топочные устройства / Д. М. Хзмалян, Я. А. Каган. – М. : Энергия, 1976. – 487 с.

78. Sakamoto K. MHPS IGCC Technology (Air-blown IGCC – from demonstration to commercial stage) [Электронный ресурс] / K. Sakamoto. – 2014. – Режим доступа: https://www.globalsyngas.org/uploads/eventLibrary/2014_13.3_Mitsubishi_KS_UPDA TED.pdf.

79. Микула В. А. Глава 7. Разработка воздушного котла / В. А. Микула // Анализ технологических решений для ПГУ с внутрицикловой газификацией: монография под ред. Рыжкова А.Ф. – 2016. – С. 400-427.

80. Лемлех И. М. Высокотемпературный нагрев воздуха в черной металлургии / И. М. Лемлех, В. А. Гордин. – М. : Государственное научно-техническое издательство литературы по черной и цветной металлургии, 1963. – 350 с.

81. Рыжков А. Ф. Выбор схемы подготовки рабочего тела газовой турбины для ПГУ с внутрицикловой газификацией / А. Ф. Рыжков, С. И. Гордеев, Т. Ф. Богатова // Теплоэнергетика. – 2015. – № 11. – С. 32-37.

82. Filippov P.S. Experimental investigation of the high-temperature air heating effect on the model artificial gas combustion process / P.S. Filippov, P.Y. Khudyakov, A.F. Ryzhkov // Journal of Physics: Conference Series. – 2019. – V. 1382. – Paper number 012193.

83. Filippov P.S. Selection of technology for the low calorific synthetic gas combustion in the gas turbine combustion chamber / P. Filippov, E. Levin, A. Ryzhkov // EPJ Web of Conferences. – 2017. – V.159. – Paper number 0012

84. Dennis R. A. Development of Baseline Performance Values for Turbines in Existing IGCC Applications [Электронный ресурс] / R. A. Dennis, W. W. Shelton, P. Le // Proceedings of ASME Turbo Expo 2007: Power for Land, Sea, and Air. – 2007. – Режим доступа: <https://asmedigitalcollection.asme.org/GT/proceedings-abstract/GT2007/47918/1017/320918>

85. Filippov P.S. Validation of the thermal NO_x emissions model from a gas fuel combustor under atmospheric pressure / P.S. Filippov, P.Y. Khudyakov, A.F. Ryzhkov // Journal of Physics: Conference Series. – 2017. – V.899. – №9. – Paper number 092005.

86. da Silva C.V. 3D Analysis of turbulent non-premixed combustion of natural gas in a horizontal cylindrical chamber [Электронный ресурс] / C. V. da Silva, C. A. Segatto, A. V. de Paulo, F. R. Centeno // Proceeding of 22st Brazilian Congress of Mechanical Engineering. – 2013. – Режим доступа:

https://www.researchgate.net/publication/264496951_3D_ANALYSIS_OF_TURBULENT_NON-PREMIXED_COMBUSTION_OF_NATURAL_GAS_IN_A_HORIZONTAL_CYLINDRICAL_CHAMBER

87. Jurena T. Numerical modelling of combustion in 1.5 MW Low-NO_x burner / T. Jurena, P. Belohradsky, P. Skryja, I. Hudak // Chemical engineering transactions. – 2016. – V. 52. – P. 1261-1266.

88. Sharaborin D. K. Spatial Structure of a Reacting Turbulent Swirling Jet Flow with Combustion of a Propane–Air Mixture / D. K. Sharaborin, D. M. Markovich, V. M. Dulin // Combustion, Explosion, and Shock Waves. – 2018. – V. 54. – P. 294-300.

89. Исследование механизмов стабилизации и повышения экологических характеристик процесса горения низкокалорийных синтез-газов применительно к газовой турбине ПГУ с внутрицикловой газификацией: отчет о НИР / Худяков П. Ю., Филиппов П. С, Гордеев С. И., Никитина Г. И., Кисельников А. Ю. – Екатеринбург : Уральский федеральный университет, 2018.

90. Garreton D. Aerodynamics of steady state combustion chambers and furnaces / D. Garreton, O. Simonin // Proceedings of the ASCF Ercoftac CFD Workshop.– 1995.

91. Magel H.C. Simulation of detailed chemistry in a turbulent combustor flow / H. C. Magel, U. Schnell, K. R. G. Hein // Proceedings of the XXVI Symposium (International) on Combustion. – 1996.

92. da Silva C.V. Simulacao numerica de combustao de gas natural emcamaras cilindricas usando modelo [Электронный ресурс] / C. V. da Silva, H. A. Vielmo, F. H. R. Franca // Proceeding of the 10th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering. – 2004. – Режим доступа: <https://docplayer.com.br/178162065-Simulacao-numerica-de-processos-de-combustao-de-gas-natural-em-camaras-cilindricas-usando-o-modelo-scrs.html>

93. Решение проблемы применения бедных промышленных и синтез-газов для выработки электроэнергии в комбинированном цикле: отчет о НИР / А. Ф. Рыжков, И. Г. Донской, М. Ю. Чернецкий, В. Г. Тупоногов, Н. А. Абаймов,

Ю. Р. Гильметдинова, Д. А. Свищев, С. И. Гордеев, В. А. Кузнецов, Е. И. Левин, В. С. Белоусов, В. А. Микула, А. Н. Козлов, П. С. Филиппов, Т. Ф. Богатова, И. Б. Амарская – Екатеринбург : Уральский федеральный университет, 2016.

94. Goswami M. Updated Kinetic Mechanism for NO_x Prediction and Hydrogen Combustion. Milestone M2.2 : отчет о НИР / М. Goswami, Е. N. Volkov, А. А. Konnov, R. J. M. Bastiaans, L. P. H. de Goeij. – Eindhoven : Technische Universiteit Eindhoven University of Technology, 2008.

95. Hasegawa T. Gas Turbine Combustion Technology Reducing Both Fuel-NO_x and Thermal-NO_x Emissions for Oxygen-Blown IGCC With Hot/Dry Synthetic Gas Cleanup / Т. Hasegawa, Т. Tamaru // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. – 2007. – V. 129. – № 2. – P. 358-369.

96. Menter F. R. Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications / F. R. Menter // AIAA Journal. – 1994 – V. 32. – P. 1598-1605.

97. Hasegawa T. A Study of Low NO_x Combustion on Medium-Btu Fueled 1300°-Class Gas Turbine Combustor in IGCC / Т. Hasegawa, Т. Hisamatsu, Y. Katsuki, M. Sato, M. Yamada, A. Onoda // Proceedings of the International Gas Turbine & Aeroengine Congress & Exhibition. – 1998.

98. Filippov P.S. Influence of the working fluid thermophysical parameters variation on the gas turbine cycle performance / P.S. Filippov, E.M. Tolmachev, T.F. Bogatova, A.F. Ryzhkov // Journal of Physics: Conference Series. – 2019. – V. 1359. – Paper number 012124.

99. ISO 2314-2009. Gas turbines – Acceptance tests – International Organization for Standardization, 2009. – 106 pp.

100. Костюк А.Г. Расчет температур газа на выходе из камеры сгорания и в проточной части ГТУ по данным приемных испытаний по ISO / А. Г. Костюк, А. П. Карпунин // Теплоэнергетика. – 2016. – №1. – С. 26-29.

101. Ромахова Г. А. Метод расчета потерь от охлаждения газовой турбины / Г. А. Ромахова // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. – 2017 – Т. 23. – № 3. – С. 16-28.

102. Цанев С. В. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций: учебное пособие для вузов / С. В. Цанев, В. Д. Буров, А. Н. Ремезов. – М. : МЭИ, 2009. – 584 с.

103. Портола В.А. Расчет процессов горения и взрыва: учебное пособие / В. А. Портола, Н. Ю. Луговцова, Е. С. Торосян. – Томск: Томский политехнический университет, 2012. – 108 с.

104. ГОСТ Р 12.3.047-2012. Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Пожарная безопасность технологических процессов. Общие требования. Методы контроля – М. : Стандартинформ, 2014. – 62 с.

105. Корольченко А. Я. Пожаровзрывоопасность веществ и материалов и средства их тушения. Справочник в 2-х томах / А. Я. Корольченко, Д. А. Корольченко. – М. : Асс. «Пожнаука», 2004. – 713 с.

106. Филиппов П. С. Влияние состава топливного газа на термодинамические параметры цикла ГТУ / П.С. Филиппов, И.П. Лазебный, Т.Ф. Богатова, А.Ф. Рыжков // Газотурбинные технологии. – 2019. – № 7. – С. 30-32.

107. Щеклеин С. Е. Сравнительный анализ удельных показателей когенерационной газотурбинной установки, работающей на продуктах окисления алюминия и бора / С. Е. Щеклеин, А. М. Дубини // Альтернативная энергетика и экология. – 2019. – № 28-33. – С. 73-85.

108. Shcheklein S. E. Investigation of the influence of fuel type on energy indicators of an electrochemical generator as a PART of a cogeneration unit / S. E. Shcheklein, A. M. Dubinin // International Journal of Hydrogen Energy. – 2020. – V. 45. – № 7. – P. 4963-4968.

109. Romano M. C. Long-term coal gasification-based power plants with near-zero emissions. Part A: Zecomix cycle / M. C. Romano, G. G. Lozza // International Journal of Greenhouse Gas Control. – 2010. – V. 4. – № 3. – P. 459-468.

110. Oki Y. Development of High-efficiency Oxy-fuel IGCC System / Y. Oki, H. Hamada, M. Kobayashi, I. Yuri, S. Hara // *Energy Procedia*. – 2017. – V. 114. – P. 501-504.
111. Gauthier J. ANTARES: the HTR/VHTR project at Framatome ANP / J. C. Gauthier, G. Brinkmann, B. Copsy, M. Lecomte // *Nuclear Engineering and Design*. – 2006. – V. 236. – № 5-6. P. 526-533.
112. Зубарев В. Н. Теплофизические свойства технически важных газов при высоких температурах и давлениях / В. Н. Зубарев, А. Д. Козлов, В. Д. Кузнецов. – М. : Энергоатомиздат, 1989. – 232 с.
113. Вукалович М. П. Термодинамика / М. П. Вукалович, И. И. Новиков. – М. : Машиностроение, 1972. – 672 с.
114. Рыбалко В. В. Методика теплового расчета газотурбинных энергетических установок: учебное пособие / В. В. Рыбалко, А. А. Часовских. – СПб : СПбГТУ РП, 2002. – 120 с.
115. Толмачев Е.М. Техническая термодинамика / Е. М. Толмачев . – Екатеринбург : УГТУ-УПИ, 2007. – 23 с.
116. Ryzhkov A. Use of poor industrial gases for power generation in the combined cycle / A. Ryzhkov, E. Levin, P. Filippov // *Metallurgical and Mining Industry*. – 2015. – № 6. – P. 629-641.
117. Ryzhkov A. F. Making More Efficient Use of Blast-Furnace Gas at Russian Metallurgical Plants / A. F. Ryzhkov, E. I. Levin, P. S. Filippov, N. A. Abaimov, S. I. Gordeev // *Metallurgist*. – 2016. – V. 60. – №1-2. – P. 19-30.
118. Bjoqvist C. Low Emission Gas Turbine Technology for Hydrogen-rich Syngas / C. Bjoqvist // *Mechanical Engineering*. – 2010. – V. 132. – № 12.
119. Matsuda H. Large-Capacity, High-Efficiency BFG-Firing Combined Cycle Plant with F Series Gas Turbine / H. Matsuda, T. Komori, Y. Oka, N. Yamagami // *Mitsubishi Heavy Industries Technical Review*. – 2004. – V. 41. – № 5. – P. 1-3.

120. Leśniak A. Energy production in selected integrated gas-steam IGCC systems powered by gas from coal gasification processes / A. Leśniak, M. Bieniecki // CHEMIK. – 2014. – V. 68. – № 12. – P. 1074-1085.

121. The Wabash River Coal Gasification Repowering. Project. Performance Summary. Clean Coal technology Demonstration Program. – Washington : U.S. Department of Energy, 2002.

122. Павлов К. Ф. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии / К. Ф. Павлов, П. Г. Романков, А. А. Носков. – Л. : Химия, 1987. – 576.

123. Кутателадзе С.С. Основы теории теплообмена / С. С. Кутателадзе. – М. : Атомиздат, 1979. – 416 с.

Приложения

Приложение 1. ПГУ на искусственных газовых топливах

Таблица П1.1 – Подборка наиболее известных ГТУ и ПГУ на искусственных газах [36, 116, 117]

Название станции	Страна	Год пуска	Модель ГТУ	Тип ТЭС	Мощность ГТУ, МВт	Кол-во ГТУ	Топливо (теплота сгорания, МДж/нм ³)	Мощность ТЭС, МВт
Buggenum	Нидерланды	1994	Siemens V94.2	ПГУ-ВЦГ	156	1	СГ	284/253
Wabash River	США	1995	GE 7FA	ПГУ-ВЦГ	192	1	СГ	297/262
Tampa Polk	США	1996	GE 7FA	ПГУ-ВЦГ	192	1	СГ	282/250
Pinon Pine	США	1996	GE 6FA	ПГУ-ВЦГ	76	1	СГ	104/100
Vresova	Чехия	1996	GE 9E	ПГУ-ВЦГ	123	2	СГ	385/350
Pernis	Нидерланды	1997	GE 6B	ПГУ-ВЦГ	55	2	СГ	155
Puertollano	Испания	1998	Siemens V94.3	ПГУ-ВЦГ	182	1	СГ	335/310
ISAB Energy	Италия	1999	Siemens V94.2	ПГУ-ВЦГ	166	2	СГ	563/521
SARLUX	Италия	2000	GE MS9001 E	ПГУ-ВЦГ	136	3	СГ	561/452
Negishi	Япония	2003	M701F	ПГУ-ВЦГ	270	1	СГ	433/348
Sulcis	Италия	2005	Siemens V94.2	ПГУ-ВЦГ	173	2	СГ	585/471
Nakoso	Япония	2007	M701DA	ПГУ-ВЦГ	142	1	СГ	250/220
GreenGen (Huaneng)	Китай	2012	Siemens AG SGT5-2000E	ПГУ-ВЦГ	н.д.	1	СГ	265/250
Edwardsport	США	2013	GE 7FB	ПГУ-ВЦГ	135	2	СГ	630/618
Kemper County	США	2014	SGT6-5000F	ПГУ-ВЦГ	111	2	СГ	582/550
Tae'an	Южная Корея	2015	GE 7FA	ПГУ-ВЦГ	235	1	СГ	380/305
Hörde Steelworks	Германия	1960	VM5	ГТУ	8	1	ДГ	8
Handan Iron & Steel	Китай	1960	VM5	ГТУ	8	1	ДГ	8
U. S. Steel Corp.	США	1960	CW201	ГТУ	20	1	ДГ	20
JFE Steel Chiba Iron Works	Япония	1987	M701D	ПГУ	149	1	ДГ/КГ (4,19)	149
Zhongshan Steel	Япония	1991	M151	ГТУ	18	2	ДГ/КГ (4,19)	37

Название станции	Страна	Год пуска	Модель ГТУ	Тип ТЭС	Мощность ГТУ, МВт	Кол-во ГТУ	Топливо (теплота сгорания, МДж/нм ³)	Мощность ТЭС, МВт
The Seto Common Firepower (Kurashiki)	Япония	1994	M501DA	ПГУ	149	1	ДГ/КГ (4,04)	149
Setouchi Common Firepower (Fukuyama)	Япония	1995	M501DA	ПГУ	149	1	ДГ/КГ (4,04)	149
ILVA ISE Steel Mill	Италия	1996	GE 109E	ПГУ	180	3	ДГ/КГ/конв.газ	520
NUON	Нидерланды	1997	M701D	ПГУ	145	1	ДГ/КГ (4,19)	145
ELETTRA GLT	Италия	2000	V94.2K	ПГУ	180	1	ДГ/КГ/ПГ	180
Piombino Edison Steel Mill	Италия	2001	GE 109E	ПГУ	180	1	ДГ/КГ/конв.газ	180
Nippon Steel Oita Iron Works	Япония	2001	M251	ПГУ	67	1	ДГ (2,93)	67
Tonghua Steel Mill	Китай	2003	GE 6B	ПГУ	50	1	ДГ/КГ	50
Jinan Steel Mill	Китай	2004	GE 6B	ПГУ	50	2	ДГ/КГ	100
Kimitsu Joint Thermal Power Co.	Япония	2004	M701F	ПГУ	300	1	ДГ/КГ (4,4)	300
ThyssenKrupp Steel AG	Бразилия	2006	Alstom GT11N2	ПГУ	240	2	ДГ	480
Zhangjiagang Hongchang Steel Plate Co., Ltd.	Китай	2006	M251	ГТУ	30	4	ДГ (3,06)	120
Anshan Iron&Steel Group Co.,Ltd	Китай	2006	M701S(F)	ПГУ	300	1	ДГ/КГ (4,4)	300
Handan Iron&Steel Group Co.,Ltd	Китай	2006	M251	ГТУ	30	2	ДГ (3,1)	60
Maanshan Iron&Steel Co. Ltd	Китай	2007	M701DA	ПГУ	153	1	ДГ/КГ (4,4)	153
Lianyuan Iron&Steel Group Co.	Китай	2007	M251	ГТУ	30	1	ДГ (3,1)	30
Maanshan Iron & Steel Company	Китай	2007	M701DA	ПГУ	150	2	ДГ	303
POSCO	Корея	2007	M501DA	ПГУ	146	1	FINEX (5,66)	146
Baotou Iron & Steel	Китай	2007 2008	M701DA	ПГУ	150	2	ДГ/КГ	300
Baosteel Luojing Steel Mill	Китай	2008	GE 109E	ПГУ	174	1	COREX	174
Baotou Iron & Steel Co.	Китай	2008	M701DA	ПГУ	138	2	ДГ/КГ (4,4)	276
Taiyuan Iron & Steel Group CO.	Китай	2009	M251	ГТУ	30	1	ДГ/КГ (3,1)	30
Lianyuan Iron and Steel Group Company	Китай	2009	M251	ГТУ	30	2	ДГ (3,4)	60
POSCO	Корея	2009 2010	M501DA	ПГУ	140	2	ДГ/КГ (4,04)	280
Shougang Qian'an Metallurgical Company	Китай	2011	M701DA	ПГУ	154	1	ДГ/КГ (4,4)	154

Название станции	Страна	Год пуска	Модель ГТУ	Тип ТЭС	Мощность ГТУ, МВт	Кол-во ГТУ	Топливо (теплота сгорания, МДж/нм ³)	Мощность ТЭС, МВт
Lianyuan Iron and Steel Group Company	Китай	2011	M251	ГТУ	30	2	ДГ (3,37)	60
Kobe Steel Kakogawa iron works	Япония	2011	M501DA	ПГУ	140	1	ДГ/КГ (4,04)	140
Lianyuan Iron and Steel Group Company	Китай	2012	M251	ГТУ	30	2	ДГ (3,37)	60
Alchevsk Iron & Steel Works	Украина	2012	M701DA	ПГУ	151	2	ДГ	303
Kimitsu Joint Thermal Power Co.	Япония	2012	M701DA	ПГУ	151	2	ДГ/КГ (4,4)	303
Lianyuan Iron and Steel Group Company	Китай	2013	M251	ГТУ	30	2	ДГ (3,37)	60
Taiyuan Iron and Steel Group Corporation	Китай	2013	M251	ГТУ	30	1	ДГ (3,1)	30
POSCO	Корея	2013	M501DA	ПГУ	145	2	ДГ/КГ (4,19)	290
Wakayama Kyodo Power	Япония	2014	M501DA	ПГУ	145	1	ДГ/КГ	145
Oita Co-operative Thermal Power	Япония	2015	M501DA	ПГУ	145	1	ДГ/КГ	145
Dunaferr, Metallurgical Complex	Венгрия	н.д.	M701DA	ПГУ	151	1	ДГ/КГ (4,4)	151

Приложение 2. Характеристики ГТУ на стандартном топливе

Таблица П2.1 – Характеристики ГТУ на стандартных топливах. Данные приведены по состоянию на 2014 г. [8]

Концерн	Siemens	GE	Alstom	MHPS
Модель ГТУ	SGT5-8000H	9HA.02	GT26	M701J
Технология	Advanced ULN ¹⁹	DLN 2.6 + AFS ²⁰	EV and SEV ²¹	ULN ²²
Тип камеры сгорания	Can-annular premixed Трубчато-кольцевая с предварительным смешиванием	Axial fuel staged can-annular system premixed Трубчато-кольцевая с предварительным смешиванием. Осевая ступенчатая подача топлива.	Staged annular premixed Кольцевая с предварительным смешиванием	Can-annular, hybrid diffusion and premixed Трубчато-кольцевая гибридная диффузионная и с предварительным смешиванием
Топливо	Природный газ/легкие сорта жидкого топлива	Природный газ/нефтяной дистиллят (с впрыском воды)	Природный газ/жидкое топливо	Природный газ
Допустимые отклонения качества топлива	н.д.	±5% MWI 10% H ₂	±10% MWI 10% H ₂	н.д.
Степень сжатия	19,2:1	21:1	32:1	23:1
Температура газов на входе в ГТ, °С	н.д.	н.д.	н.д.	1600
Система охлаждения	Воздушная	Воздушная	Воздушная	Паровая
Мощность ГТУ/ПГУ, МВт	375/570	470/701	281/467	470/680
Скорость набора нагрузки, МВт/мин	35	70	23	58
КПД (ГТУ/ПГУ), %	40/60,75	41/61,8	41/59,5	41/61,7
NO _x (15% @ O ₂), vppm	≤25	≤5	≤25	≤25

¹⁹ *Advanced ULN* – *Advanced Ultra Lean NO_x* – улучшенная технология сверхнизких выбросов NO_x.

²⁰ *DLN 2.6 + AFS* – *Dry Low NO_x + Axial fuel staged* – технология с низкими выбросами NO_x с аксиальной подачей топлива.

²¹ *EV and SEV* – *Environmental burner and sequential Environmental burner* – технология экологически чистого сжигания.

²² *ULN* – *Ultra Lean NO_x* – технология сверхнизких выбросов NO_x.

Приложение 3. Схемы подготовки компонентов ТВС к сжиганию в ПГУ на искусственных газах

Схемы подготовки ТВС к сжиганию низкокалорийного искусственного газа

В состав ПГУ-ВЦГ *Puertollano* (Испания) входит кислородный газификатор *Prenflo* и ГТУ *Siemens V94.3* с двумя влажными выносными камерами сгорания [55]. В результате высокотемпературной поточной газификации под давлением смеси высокозольного бурого угля и высокосернистого нефтеккокса (теплота сгорания смеси 24,54 МДж/кг) образуется синтез-газ с теплотой сгорания 10,04 МДж/нм³. После очистки синтез-газ насыщают водяными парами в установке увлажнения газа, а затем смешивают с остаточным азотом из воздуходелительной установки в специальном смесителе (рисунок П3.1). До разбавления газового топлива азот предварительно подогревают (до 142,8 °С) воздухом из компрессора ГТУ в теплообменном аппарате поверхностного типа. Массовая пропорция синтез-газ, азота и пара в топливном газе составляет: 50,09:45,73:4,18 масс.%. Доля горючих компонентов в топливном газе составляет 39,98 об.%, доля водородсодержащих компонентов (H₂+CH₄+H₂O) – 14,92 об.%, соотношение H₂/CO – 0,365, а соотношение H₂O/CO₂ в рабочем теле ГТУ – 0,378.

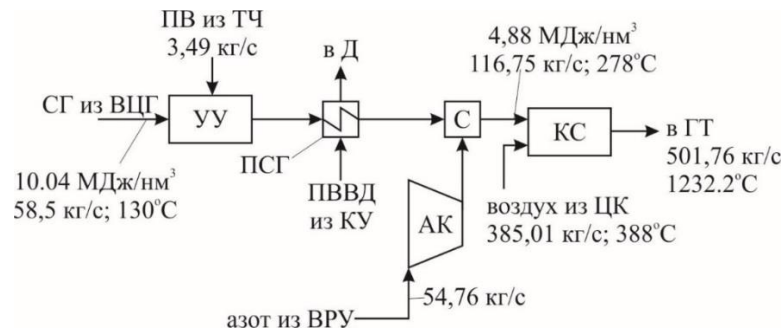


Рисунок П3.1 – Схема кондиционирования компонентов ТВС в ПГУ-ВЦГ *Puertollano*: Д – деаэрактор в паротурбинной части ПГУ; ВЦГ – узел внутрицикловой газификации; С – смеситель; ПВ – питательная вода; УУ – установка увлажнения; ПСГ – подогреватель синтез-газа; ПВВД – питательная вода высокого давления; КУ – котел-утилизатор; СГ – синтез-газ; ТЧ – технологическая часть; К – компрессор; ГТ – газовая турбина; АК – азотный компрессор; ВРУ – воздуходелительная установка; КС – камера сгорания

В ПГУ-ВЦГ *Buggenum* (Нидерланды) входит кислородный газификатор *Shell* и ГТУ *Siemens V94.2* с двумя влажными выносными камерами сгорания [118]. Низшая теплота сгорания синтез-газа, полученного в результате газификации смеси бурого угля и биомасса (теплота сгорания смеси 26,52 МДж/кг) составляет 11,12 МДж/нм³. После очистки синтез-газа от

загрязняющих веществ в системе кондиционирования выполняется разбавление синтез-газа азотом из воздуходелительной установки в специальном смесителе. Далее разбавленный синтез-газ насыщается питательной водой в установке увлажнения. Перед подачей в камеру сгорания разбавленный и увлажненный синтез-газ (топливный газ) нагревается питательной водой из котла-утилизатора до $203,7^{\circ}\text{C}$ в подогревателе поверхностного типа (рисунок П3.2). Массовая пропорция синтез-газа, азота и пара в топливном газе составляет: 42,06:38,84:19,10 масс.%. Доля горючих компонентов в топливном газе составляет 37,10 об.%, доля водородсодержащих компонентов ($\text{H}_2+\text{CH}_4+\text{H}_2\text{O}$) – 31,40 об.%, соотношение H_2/CO – 0,496, а соотношение $\text{H}_2\text{O}/\text{CO}_2$ в рабочем теле ГТУ – 0,575, что в 1,5 раза выше, чем в ПГУ-ВЦГ *Puertollano*.

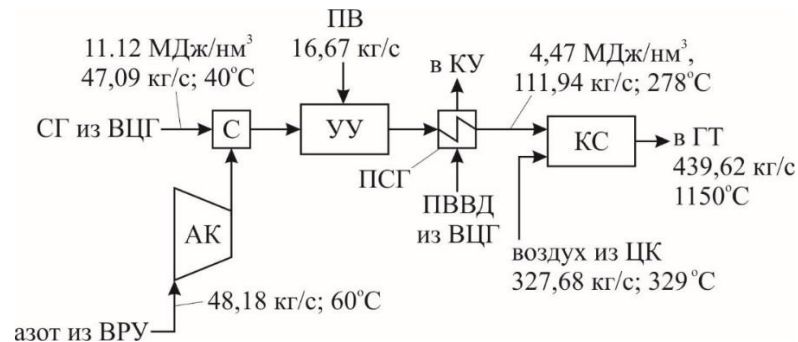


Рисунок П3.2 – Схема кондиционирования компонентов ТВС в ПГУ-ВЦГ *Buggenum*:
обозначения см. рисунок П3.1

В состав ПГУ-ВЦГ *Nakoso* (Япония) входит воздушный двухступенчатый газификатор *MHI* с обогащенным кислородом дутьем газифицирующего агента в первую ступень [26]. Низшая теплота сгорания синтез-газа газификации низкосернистого каменного угля (с теплотой сгорания $27,85 \text{ МДж/нм}^3$) после очистки и охлаждения составила $5,24 \text{ МДж/нм}^3$. Полученный синтез-газ перед сжиганием в ГТУ с сухой камерой сгорания дополнительной коррекции не подвергается, а лишь подогревается до 250°C . Доля горючих компонентов в топливном газе составляет 41,70 об.%, доля водородсодержащих компонентов ($\text{H}_2+\text{CH}_4+\text{H}_2\text{O}$) – 11,20 об.%, соотношение H_2/CO – 0,344, а соотношение $\text{H}_2\text{O}/\text{CO}_2$ в рабочем теле ГТУ – 0,454.

В состав ПГУ-ВЦГ *Kemper* (США) входит воздушный транспортный газификатор *TRIG* [38]. Низшая теплота сгорания синтез-газа, полученного в результате газификации окисленного бурого угля ($W^r=45,5\%$, теплота сгорания $12,03 \text{ МДж/кг}$) составляет $4,41 \text{ МДж/нм}^3$. В отличие от вышеописанных ПГУ-ВЦГ в данной схеме организуется очистка горячего сырого синтез-газа (после высокотемпературного газоохладителя) от CO_2 по технологии *pre-combustion Carbon Capture and Storage (CCS)*. После удаления CO_2 обогащенный водород горячий влажный синтез-

газ подается в систему холодной газоочистки где охлаждается до рабочей температуры и осушается. Для подогрева чистого и осушенного топливного газа организуется система нагрева в подогревателях поверхностного типа синтез-газом выходящего из системы *CCS*. Доля горючих компонентов в топливном газе составляет 36,5 об.%, доля водородсодержащих компонентов ($H_2+CH_4+H_2O$) – 34,52 об.%, соотношение H_2/CO в топливном газе – 15,8, теплота сгорания осушенного и подогретого синтез-газа перед сухой камерой сгорания – 4,71 МДж/нм³.

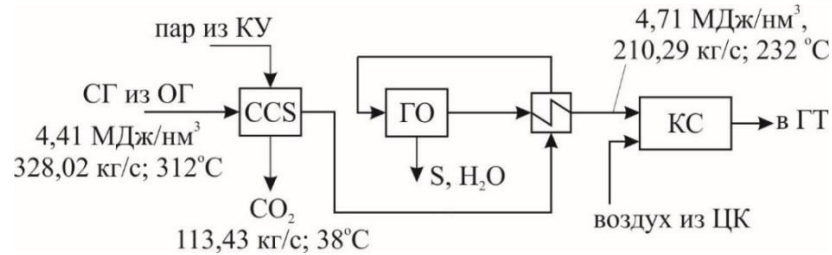


Рисунок П3.3 – Схема кондиционирования компонентов ТВС в ПГУ-ВЦГ *Kemper*: ОГ – охладитель синтез-газа; *CCS* – система CO_2 по технологии pre-combustion Carbon Capture and Storage; остальные обозначения см. рисунок П3.1

В ПГУ *Kimitsu* (Япония) в качестве основного топлива используется доменный газ с низкой теплотой сгорания 3,05. Для стабилизации процесса горения доменный газ обогащают коксовым газом (рисунок П3.4) [119]. Доля горючих компонентов в топливном газе составляет 29,19 об.%, доля водородсодержащих компонентов ($H_2+CH_4+H_2O$) – 8,31 об.%, соотношение H_2/CO в топливном газе – 0,290, теплота сгорания коксодоменного газа перед сухой камерой сгорания – 4,20 МДж/нм³

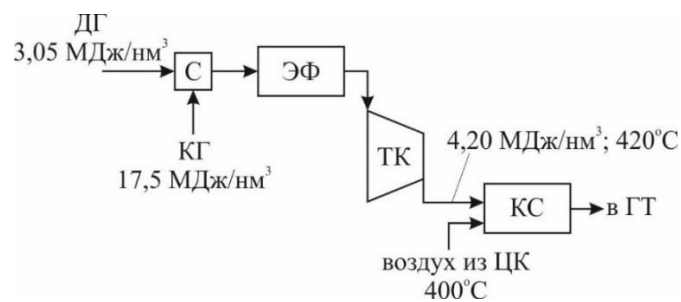


Рисунок П3.4 – Схема кондиционирования ТВС в ПГУ *Kimitsu*:

ДГ – доменный газ; КГ – коксовый газ; ЭФ – электрофильтр; ТК – топливный компрессор; остальные обозначения см. рисунок П6.1

Схемы подготовки ТВС к сжиганию среднекалорийного искусственного газа

В ПГУ-ВЦГ *Tampa Polk* (США) входит кислородный газификатор Техасо и ГТУ *GE 7FA* с двенадцатью влажными камерами сгорания трубчато-кольцевого типа. Низшая теплота

сгорания синтез-газа, полученного в результате кислородной газификации ВУС сернистого каменного угля (месторождение – *Dotiki Mine*, теплота сгорания 26,05 МДж/кг), после очистки и охлаждения составляет 9,95 МДж/нм³ [14, 120]. В ПГУ-ВЦГ *Tampa Polk* не организуется разбавление синтез-газа азотом или водяным паром в отдельном смесителе до камеры сгорания. Разбавление воздуха на горение азотом выполняется непосредственно в самой камере сгорания ГТУ в специальном смесителе перед горелочными устройствами. Доля горючих компонентов (СО+Н₂) в топливном газе составляет 42,94 об.%, доля водородсодержащих компонентов (Н₂+СН₄+Н₂О) – 22,45 об.%, соотношение Н₂/СО – 0,819, а соотношение Н₂О/СО₂ в рабочем теле ГТУ – 0,460.

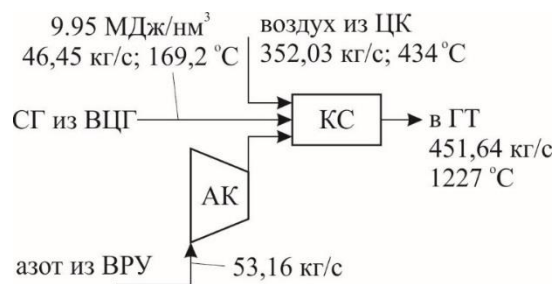


Рисунок ПЗ.5 – Схема кондиционирования компонентов ТВС в ПГУ-ВЦГ *Tampa Polk*: обозначения см. рисунок ПЗ.1

В состав ПГУ-ВЦГ *Wabash River* (США) входит кислородный двухступенчатый газификатор *E-Gas*. Низшая теплота сгорания синтез-газа, полученного в результате газификации ВУС высокосернистого нефтекокка (теплота сгорания 26,05 МДж/кг) составляет 10,13 МДж/нм³ [121]. Разбавление синтез-газа осуществляется питательной водой (рисунок ПЗ.6). Разбавление окислителя производится впрыском пара в камеру сгорания влажного типа. Питательная вода на разбавление синтез-газа отбирается из охладителя неочищенного сырого синтез-газа (выходящего из газогенератора). Массовая пропорция синтез-газа и питательной воды в топливном газе составляет: 79,39:20,61. Доля горючих компонентов в топливном газе составляет 50,21 об.%, доля водородсодержащих компонентов (Н₂+СН₄+Н₂О) – 64,39 об.%, соотношение Н₂/СО – 0,918, а соотношение Н₂О/СО₂ в рабочем теле ГТУ – 0,665.

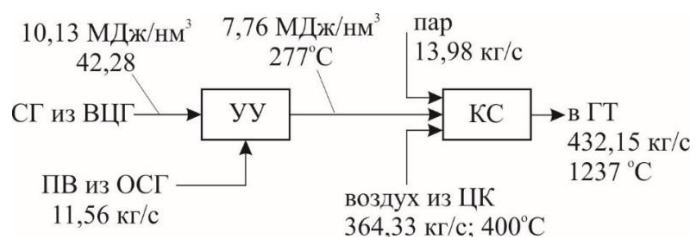


Рисунок ПЗ.6 – Схема кондиционирования компонентов ТВС в ПГУ-ВЦГ *Wabash River*: ОСГ – охладитель синтез-газа; обозначения см. рисунок ПЗ.1

Приложение 4. Теплотехнические характеристики искусственных газов

Таблица П4.1 – Средние значения основных теплотехнических характеристик искусственных газов [9]

Тип топлива	H ₂ , %	CO, %	CH ₄ , %	CO ₂ , %	N ₂ , %	H ₂ O, %	C ₂ H ₆ , %	Q _i ^r , МДж/нм ³	MWI, BTU/(scf·R ^{0,5})	MWI, МДж/нм ³
Доменный газ	2	23	0	20	55	–	–	3,12	2,6	2,25
Коксовый газ	55	10	25	5	4	–	1	16,81	23,1	20,11
Конверторный газ ЛДГ	0	65	5	10	20	–	–	10,01	8,7	7,57
Коксодоменный газ	6	24	1,6	17	49	1,7	0,2	4,38	3,8	3,30
Газ <i>Finex</i> процесса	15	29	2	44	9	–	–	6,00	5,0	4,41
Газ <i>Corex</i> процесса	23	30	0,2	6	0,8	40	–	6,35	6,8	5,91
Синтез-газ паровоздушной газификации	16	18	2	10	54	0,5	–	4,72	4,4	3,87
Синтез-газ паровоздушной газификации с удалением CO ₂	29	6	0,1	3	61	0,5	–	3,93	4,0	3,48
Синтез-газ парокислородной газификации	44,7	50,1	0,2	3,2	0,5	–	–	11,24	10,5	11,22
Чистый водород	99,9	–	–	–	–	–	–	10,80	34,1	30,98
Разбавленный природный газ	0	0	45	45	8	–	2	17,41	14,9	12,98
Природный газ	0	0	92	2	2,0	–	4	35,53	39,8	34,65

Приложение 5. Трансформация состава искусственных газовых топлив

Таблица П5.1 – Трансформация состава искусственных газов на пути от источника генерации до ГТУ [1, 2]

№	ПГУ	Состав искусственных газов на выходе из источника								Состав искусственных газов на входе в камеру сгорания							
		H ₂ , об.%	CO, об.%	N ₂ , об.%	Ar, об.%	CO ₂ , об.%	CH ₄ , об.%	H ₂ O, об.%	Q _i ^r , МДж/нм ³	H ₂ , об.%	CO, об.%	N ₂ , об.%	Ar, об.%	CO ₂ , об.%	CH ₄ , об.%	H ₂ O, об.%	Q _i ^r , МДж/нм ³
1	Puertollano	22,08	60,51	12,46	1,03	3,87	0	0	10,04	10,67	29,24	53,33	0,62	1,89	0,07	4,18	4,88
2	Buggenum	28,6	63,5	6,3	0	1,6	0	0	11,12	12,3	24,8	42,4	0,6	0,8	0	19,1	4,47
3	Nakoso	10,5	30,5	55,5	0	2,8	0,7	0	5,24	10,5	30,5	55,5	0	2,8	0,7	0	5,24
4	Kemper	11,72	17,52	50,6	0,55	8,54	2,59	7,81	4,41	31,6	2	59,08	0	4,4	2,9	0,02	4,71
5	Pinon Pine	14,5	23,6	49,3	0	5,6	1,3	5,7	5,02	14,5	23,6	49,3	0	5,6	1,3	5,7	5,02
6	Schwarze Pumpe	61,9	26,2	1,8	0	2,8	6,9	0	12,48	39,1	16,55	1,14	0	1,77	4,36	36,84	7,88
7	Citgo L. Char	35,88	43,94	1,2	0	18,96	0,03	0,19	9,44	18,94	23,19	47,85	0	10,01	0,02	0,1	4,99
8	Shell Pernis	34,4	35,1	0,2	0	30	0,3	0	8,26	32,48	33,14	0,19	0	28,32	0,28	5,6	7,8
9	ISAB	34,7	40,65	0,67	0,85	7,9	0,34	13,57	9,01	27,19	31,86	0,53	0,67	4,87	0,27	34,6	7,06
10	Tampa Polk	35,3	43,1	1,9	0	13,8	0,4	5,5	9,41	35,3	43,1	1,9	0	13,8	0,4	5,5	9,41
11	Wabash River	34,4	44,3	1,9	0,6	15,8	1,9	0	10	34,4	44,3	1,9	0,6	15,8	1,9	0	10
12	PSI	24,8	39,5	2,3	0	9,3	1,5	22,7	8,21	24,8	39,5	2,3	0	9,3	1,5	22,7	8,21
13	Exxon Singapore	44,5	35,4	1,4	0	17,9	0,5	0,1	9,46	44,5	35,4	1,4	0	17,9	0,5	0,1	9,46
14	PIEMSA	42,3	47,77	2,05	0	8,01	0,08	0,15	10,64	42,3	47,77	2,05	0	8,01	0,08	0,15	10,64
15	Motiva Delaware	32	49,5	2,15	0	15,8	0,1	0,44	9,75	32	49,5	2,15	0	15,8	0,1	0,44	9,75
16	Kimitsu	2	22,4	55,2	0	20,4	0	0	3,05	6,05	20,88	51,03	0	19,78	2,26	0	4,20

Приложение 6. Впрыск воды, пара и азота в камеру сгорания искусственных газовых топлив

Таблица П6.1 – Впрыск воды, пара и азота в камеру сгорания ПГУ на искусственных газах. Для сравнения представлены аналогичные показатели при работе ГТУ на природном газе

№	ПГУ	$G_{\text{вода}}$, кг/с		$G_{\text{пар}}$, кг/с		$\frac{G_{\text{пар}}}{G_{\text{пар}} + G_{\text{вода}}}$	$\frac{G_{\text{пар}} + G_{\text{вода}}}{G_{\text{пит.вода}}}$	$\frac{G_{\text{пар}} + G_{\text{вода}}}{G_{\text{ГТ}}}$	$\frac{G_{\text{пар}} + G_{\text{вода}}}{G_{\text{ЦВ}}}$	$G_{\text{азот}}$, кг/с		$\frac{G_{\text{азот}}}{G_{\text{ГТ}}}$	$\frac{G_{\text{азот}}}{G_{\text{ЦВ}}}$	$\frac{G_{\text{пар}} + G_{\text{вода}} + G_{\text{азот}}}{G_{\text{ГТ}}}$	$\frac{G_{\text{пар}} + G_{\text{вода}} + G_{\text{азот}}}{G_{\text{ЦВ}}}$	
		до КС	в КС	до КС	в КС					до КС	в КС					
1	на искусственных газах	Puertollano	3,49	0	0	0	0,02	0,03	0,01	60,96	0	0,52	0,16	0,55	0,16	
2		Buggenum	16,67	0	0	0	0	0,08	0,15	0,05	55,79	0	0,49	0,17	0,65	0,22
3		Nakoso	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
4		Kemper	1,87 ²³	0	5,78 ²⁴	0	0,76	н.д.	0,06	0,06	0	0	0	0	0,06	0,02
5		Tampa Polk	2,25 ²⁵	0	0	0	0	0,01	0,02	0,01	0	53,16	0,53	0,15	0,56	0,15
6		Wabash River	11,56 ²⁵	0	0	13,98	0,55	0,18	0,38	0,07	0	0	0	0	0,38	0,07
7	на ПГ	LM2500PE	0	0	3,8	2,5	1	н.д.	0,48	0,01	0	0	0	0	0,48	0,01
8		ГТД-110	н.д.	н.д.	н.д.	н.д.	н.д.	0,04	н.д.	н.д.	0	0	0	0	0	0
9		M701 F4	0	7,5	0	0	0	н.д.	0,5	н.д.	0	0	0	0	0	0

²³ Подача воды в газификатор

²⁴ Подача пара на *shift*-процесс

²⁵ В газификатор с ВУС

Приложение 7. Система подготовки модельного синтез-газа

Фотография системы подготовки модельного синтез-газа представлена на рисунке П7.1:

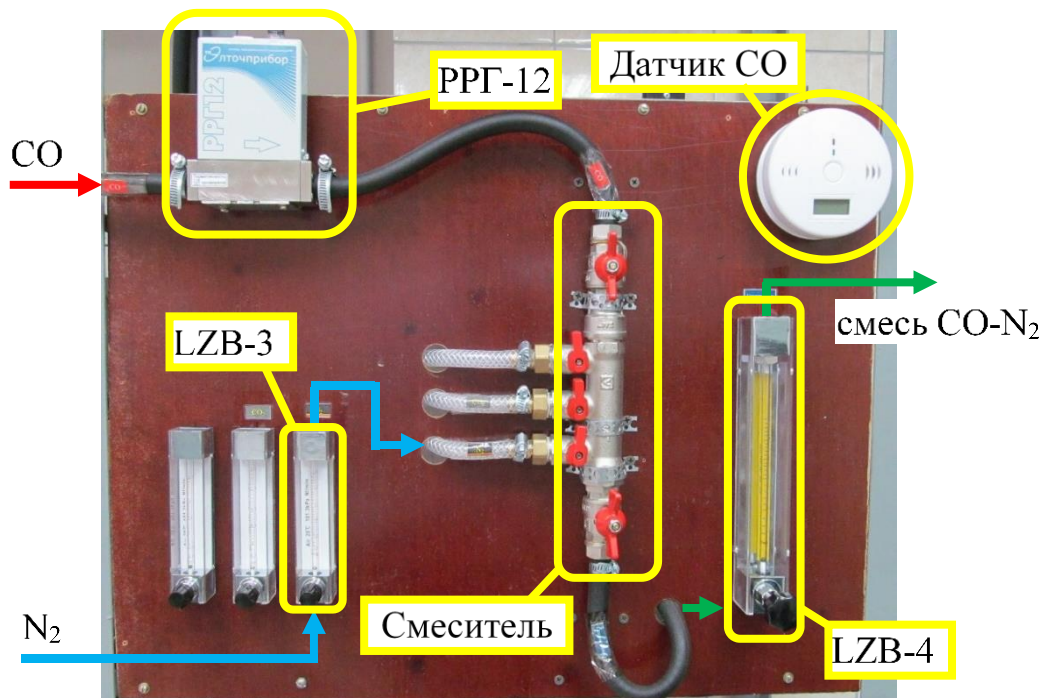


Рисунок П7.1 – Фотография системы подготовки модельного синтез-газа на основе CO (смеси CO-N₂)

Приложение 8. Система нагрева воздуха

На рисунке П8.1 представлена фотография системы нагрева воздуха:

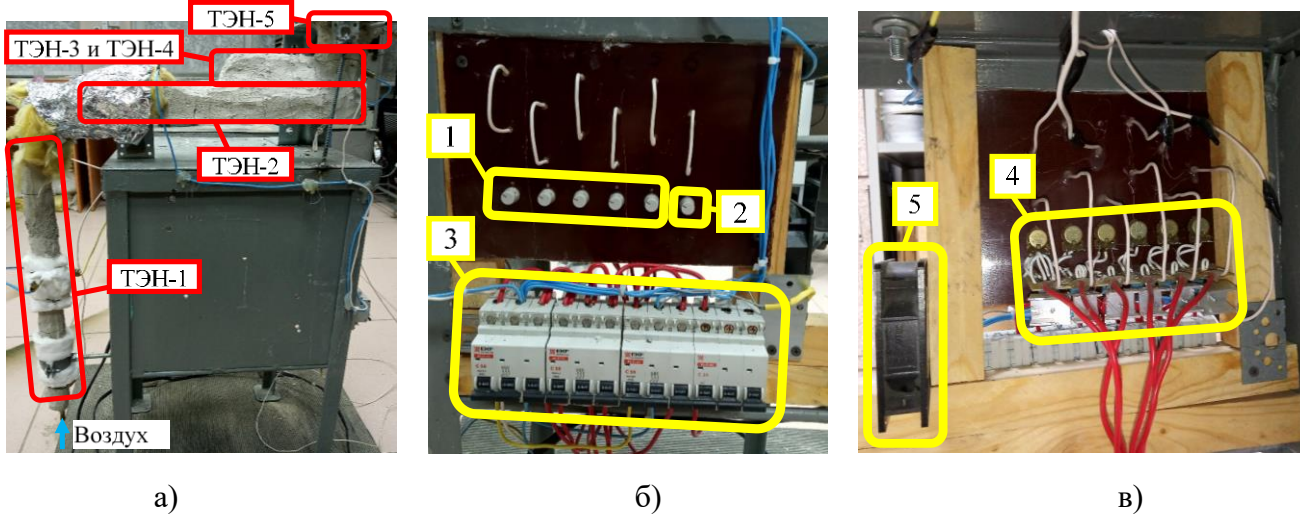


Рисунок П8.1 – Фотографии общего вида системы нагрева воздуха (а), системы регулирования мощности ступеней нагрева: б) вид снаружи; в) вид изнутри; 1 – регуляторы мощности (основные); 2 – регулятор мощности (резервный); 3 – выключатель; 4 – симисторный регулятор тока; 5 – вентилятор для охлаждения симисторного регулятора

Электрическая схема симисторного регулятора тока системы регулирования мощности ступеней нагрева представлена на рисунке П8.2:

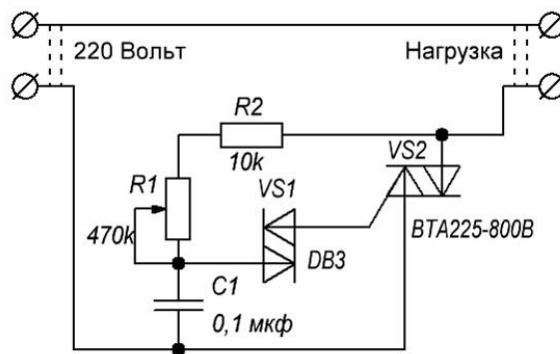


Рисунок П8.2 – Схема симисторного регулятора тока

Приложение 9. Методы определения состава продуктов сгорания

Таблица П9.1 – Методы определения состава продуктов сгорания и их погрешность

Состав продуктов сгорания (на сухую массу)	Метод определения	Диапазон измерений	Погрешность измерений
CO ₂	Комплект газоаналитического оборудования КР-1353Е	0÷30 об.%	±2 об.% от измеренного значения
O ₂		0÷100 об.%	±1 об.% от измеренного значения в диапазоне 0÷20 об.% ±2,5 об.% от измеренного значения в диапазоне 20÷100 об.%
CO	Газоанализатор Testo 330-2 LL	0÷4000 ppmv	±20 ppmv (0÷400 ppmv) ±5% от измеренного значения (401÷2000 ppmv) ±10% от измеренного значения (2001÷4000 ppmv)
NO		0÷3000 ppmv	±5 ppmv (0÷39,9 ppmv) ±5% от измеренного значения (40÷2000 ppmv) ±10% от измеренного значения (2001÷3000 ppmv)



Рисунок П9.1 – Фотография комплекта газоаналитического оборудования КР-1353Е (ГАММА-100)

Приложение 10. Система управления и сбора данных

Фотография мнемосхемы экспериментального стенда представлена на рисунке П10.1:

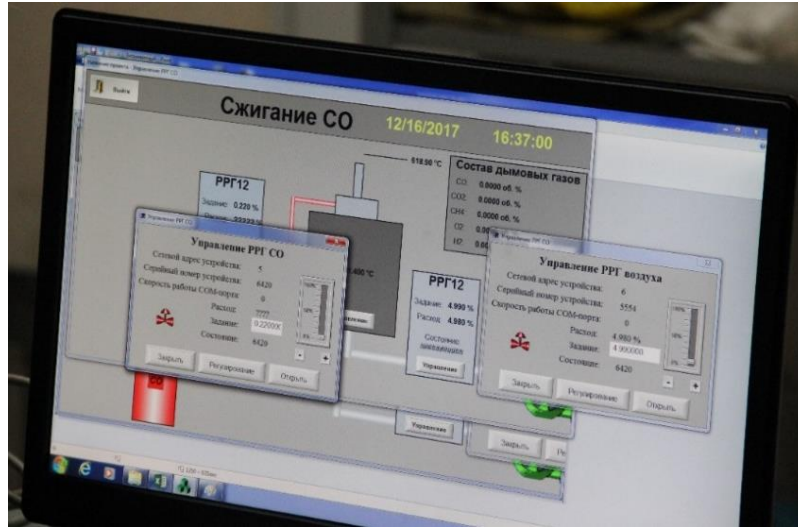


Рисунок П10.1 – Фотография мнемосхемы экспериментального стенда

Фотография шкафа преобразователя интерфейсов регулятора расхода типа РРГ-12 для СО представлен на рисунке П10.2:

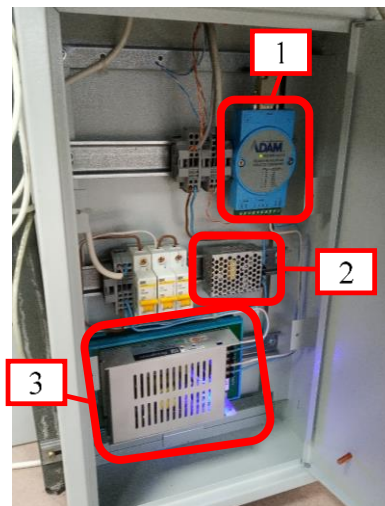


Рисунок П10.2 – Фотография шкафа преобразователя интерфейсов: 1 – преобразователь интерфейсов; 2 – блок питания на 15 В; 3 – блок питания на 24 В

Приложение 11. Расчет оценка температуры нагрева воздуха в электрическом нагревателе

На рисунке П11.1 представлена схема системы нагрева воздуха:

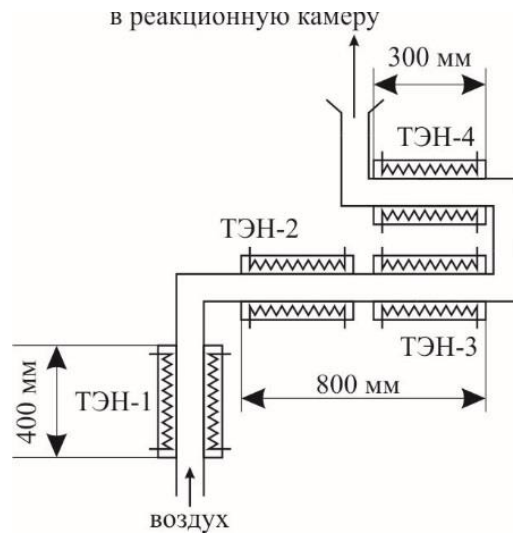


Рисунок П11.1 – Схема электрического нагревателя воздуха

В таблице П11.1 представлены исходные данные:

Таблица П11.1 – Исходные данные для расчета

Параметр	Обозн.	Ед. изм	Значение
Суммарная мощность ТЭНов	$N_{ТЭН}$	кВт	3,8
Объемный расход воздуха при 20 °С и 0,1 МПа	$V_B^{20^{\circ}\text{C}}$	л/мин	2,4
		м ³ /с	$4 \cdot 10^{-5}$
Температура воздуха на входе	t'_B	°С	20
Внутренний диаметр трубки	D	мм	4
Толщина стенок	δ	мм	0,5
Длина трубки	L	мм	1 500

Расчет основан на итерационном методе. В первой итерации принимаем температуру воздуха t'_B равной 20°С. После нескольких итераций окончательно получим, что температура воздуха на выходе из системы нагрева равен: $t''_B = 676$ °С

Нагрев воздуха осуществляется равномерно по всему тракту системы нагрева. В связи с этим среднюю температуру воздуха по тракту системы нагрева можно принять равной:

$$t_{B, \text{cp}} = \frac{t'_B + t''_B}{2} = \frac{20 + 676}{2} = 348 \text{ } ^{\circ}\text{C}$$

Температуры стенки труб на входе и на выходе воздуха принимаем равными:

На входе воздуха – $t'_T = 30 \text{ }^\circ\text{C}$;

На выходе воздуха – $t''_T = 1000 \text{ }^\circ\text{C}$.

Среднюю температуру стенок труб по тракту системы нагрева упрощенно принимаем равной:

$$t_{T, \text{cp}} = \frac{t'_T + t''_T}{2} = \frac{30 + 1000}{2} = 515 \text{ }^\circ\text{C}$$

Массовый расход воздуха составит:

$$G_B = \rho_B^{20^\circ\text{C}} \cdot V_B^{20^\circ\text{C}} = 1,205 \cdot 4 \cdot 10^{-5} = 4,820 \cdot 10^{-5} \text{ кг/с}$$

где $\rho_B^{20^\circ\text{C}}$ - плотность воздуха при $20 \text{ }^\circ\text{C}$ и $0,1 \text{ МПа}$, равная $1,205 \text{ кг/м}^3$.

Определяем фактическую поверхность теплообмена:

$$f_{\text{факт}} = \pi \cdot D \cdot L = \pi \cdot 4 \cdot 10^{-3} \cdot 1,5 = 1,885 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2$$

Согласно [122] для расчета процесса теплообмена необходимо знать величины определяющей температуры и определяющего геометрического размера. Определяющая температура рассчитывается по:

$$t = \frac{t_{T, \text{cp}} + t_{B, \text{cp}}}{2} = \frac{515 + 348}{2} = 431,5 \text{ }^\circ\text{C}$$

Определяющий геометрический размер соответствует эквивалентному (гидравлическому) диаметру D_Δ . Проходное сечение для воздуха в системе нагрева представляет собой круг, поэтому $D_\Delta = D$.

Из [112] находим теплофизические характеристики воздуха по табличным данным при определяющей температуре t :

– плотность: $\rho_B^t = 0,497 \text{ кг/м}^3$;

– кинематическая вязкость: $\nu_B^t = 685,662 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2/\text{с}$;

– динамическая вязкость: $\mu_B^t = 340,774 \cdot 10^{-7} \text{ Па} \cdot \text{с}$;

– теплопроводность воздуха: $\lambda_B^t = 51,074 \cdot 10^{-3} \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$;

– теплоемкость: $c_{pm, B}^t = 1077,070 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$.

Определяем число Re для воздуха при определяющей температуре t :

$$Re^t = \frac{V_B^t \cdot D}{\nu_B^t \cdot \pi \cdot (0,5 \cdot D)^2}$$

Здесь V_B^t – объемный расход воздуха при определяющей температуре t и $0,1 \text{ МПа}$:

$$V_B^t = \frac{G_B}{\rho_B^t} = \frac{4,820 \cdot 10^{-5}}{0,497} = 9,698 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с}$$

Тогда:

$$Re^t = \frac{V_B^t \cdot D}{v_B^t \cdot \pi \cdot (0,5 \cdot D)^2} = \frac{9,698 \cdot 10^{-5} \cdot 4 \cdot 10^{-3}}{685,662 \cdot 10^{-7} \cdot \pi \cdot (0,5 \cdot 4 \cdot 10^{-3})^2} = 450,217$$

Определяем произведение чисел Грасгофа (Gr^t) и Прандтля (Pr^t) для воздуха при определяющей температуре t :

$$(Gr^t \cdot Pr^t) = \left(\frac{g \cdot D^3}{(v_B^t)^2} \cdot \beta \cdot \Delta t \right) \cdot \left(\frac{c_{pm,B}^t \cdot \mu_B^t}{\lambda_B^t} \right)$$

Здесь:

$$Gr^t = \frac{g \cdot D^3}{(v_B^t)^2} \cdot \beta \cdot \Delta t; \quad Pr^t = \frac{c_{pm,B}^t \cdot \mu_B^t}{\lambda_B^t}$$

где $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения;

β – коэффициент объёмного расширения воздуха. Упрощенно для газовых сред принимаем равным:

$$\beta = \frac{1}{t + 273,15} = \frac{1}{431,5 + 273,15} = 1,419 \cdot 10^{-3} \text{ 1/К}$$

Δt – разность температур стенки и воздуха, °С:

$$\Delta t = t_{T,cp} - t_{B,cp} = 515 - 348 = 167 \text{ °С}$$

Тогда:

$$Gr^t = \frac{g \cdot D^3}{(v_B^t)^2} \cdot \beta \cdot \Delta t = \frac{9,81 \cdot (4 \cdot 10^{-3})^3}{(685,662 \cdot 10^{-7})^2} \cdot 1,419 \cdot 10^{-3} \cdot 167 = 31,647$$

$$Pr^t = \frac{c_{pm,B}^t \cdot \mu_B^t}{\lambda_B^t} = \frac{1077,070 \cdot 340,774 \cdot 10^{-7}}{51,074 \cdot 10^{-3}} = 0,719$$

Тогда произведение ($Gr^t \cdot Pr^t$) для воздуха при определяющей температуре t равно:

$$(Gr^t \cdot Pr^t) = 31,647 \cdot 0,719 = 22,754$$

Коэффициент теплоотдачи от стенки труб воздуху определяется по:

$$\alpha = \frac{Nu^t \cdot \lambda_B^t}{D}, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

Т.к. $Re^t = 450,217 < 2300$ и $(Gr^t \cdot Pr^t) = 22,754 < 8 \cdot 10^5$ число Нуссельта (Nu^t) для воздуха определяется по [122, 123]:

$$Nu^t = 1,55 \cdot \left(Re^t \cdot \frac{D}{L} \right)^{\frac{1}{3}} = 1,55 \cdot \left(450,217 \cdot \frac{4}{1500} \right)^{\frac{1}{3}} = 1,647$$

Тогда коэффициент теплоотдачи от стенки труб воздуху равняется:

$$\alpha = \frac{Nu^t \cdot \lambda_B^t}{D} = \frac{1,647 \cdot 51,074 \cdot 10^{-3}}{4 \cdot 10^{-3}} = 21,030 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

Количество теплоты необходимой для нагрева воздуха от t'_B до t''_B определяется по:

$$Q_B = \bar{c}_{pm,B} \cdot G_B \cdot (t_B'' - t_B'), \text{ Вт}$$

$\bar{c}_{pm,B}$ – средняя удельная массовая теплоемкость воздуха в интервале температур $t_B' \dots t_B''$:

$$\bar{c}_{pm,B} = \frac{c_{pm,B}'' \cdot t_B'' - c_{pm,B}' \cdot t_B'}{t_B'' - t_B'}, \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$$

$c_{pm,B}'$, $c_{pm,B}''$ – удельные массовые теплоемкости воздуха при температурах t_B' и t_B'' ,

соответственно:

$$c_{pm,B}' = 1005 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}; \quad c_{pm,B}'' = 1130,8 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$$

Тогда:

$$\bar{c}_{pm,B} = \frac{c_{pm,B}'' \cdot t_B'' - c_{pm,B}' \cdot t_B'}{t_B'' - t_B'} = \frac{1130,8 \cdot 676 - 1005 \cdot 20}{676 - 20} = 1134,635 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$$

Количество теплоты необходимой для нагрева воздуха от t_B' до t_B'' равно:

$$Q_B = \bar{c}_{pm,B} \cdot G_B \cdot (t_B'' - t_B') = 1134,635 \cdot 4,820 \cdot 10^{-5} \cdot (676 - 20) = 35,876 \text{ Вт}$$

Определяем расчетную поверхность теплообмена по тепловому балансу:

$$f_{\text{расч}} = \frac{Q_B}{\alpha \cdot \Delta t_{\text{cp}}} \text{ м}^2$$

Δt_{cp} – средняя разность температур стенки и воздуха, определяемая по:

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{\Delta t_B - \Delta t_M}{2,3 \cdot \lg(\Delta t_B / \Delta t_M)}, \text{ К}$$

Δt_B , Δt_M – большая и меньшая разность температур на концах теплообменника:

$$\Delta t_B = t_T'' + t_B'' = 1000 - 676 = 324 \text{ }^\circ\text{C}; \quad \Delta t_M = t_T' + t_B' = 30 - 20 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$$

Тогда:

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{\Delta t_B - \Delta t_M}{2,3 \cdot \lg(\Delta t_B / \Delta t_M)} = \frac{324 - 10}{2,3 \cdot \lg(324/10)} = 90,379 \text{ К}$$

Расчетная поверхность теплообмена по тепловому балансу равняется:

$$f_{\text{расч}} = \frac{Q_B}{\alpha \cdot \Delta t_{\text{cp}}} = \frac{35,876}{21,030 \cdot 90,379} = 1,887 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2$$

Отклонение расчетной $f_{\text{расч}}$ поверхности теплообмена от фактической $f_{\text{факт}}$ составляет:

$$\delta = 1 - \frac{f_{\text{факт}}}{f_{\text{расч}}} = 1 - \frac{1,885 \cdot 10^{-2}}{1,887 \cdot 10^{-2}} = 0,00106 = 0,106 \%$$

Таким образом, расчетная температура воздуха на выходе из системы нагрева воздуха составляет $t_B'' = 676 \text{ }^\circ\text{C}$.

Приложение 12. Расчетная оценка влияния температуры стенки реакционной камеры на погрешность термопары

Исходные данные

Температура стенки – $t_{СТ} = 800^{\circ}\text{C}$

Температура воздуха – $t_{В} = 600^{\circ}\text{C}$

Степень черноты стенки – $\varepsilon_{СТ} = 0,75$

Степень черноты спая термопары – $\varepsilon_{Пл} = 0,1$ (платина)

Расход воздуха – $V_{В} = 2,4 \text{ л/мин} = 0,00004 \text{ м}^3/\text{с}$ (при 20°C и $0,1 \text{ МПа}$)

Внутренний диаметр реакционной камеры – $D_{Т} = 27 \text{ мм} = 0,027 \text{ м}$

Высота реакционной камеры – $L_{Т} = 300 \text{ мм} = 0,3 \text{ м}$

Диаметр спая термопары – $d_{СП} = 0,7 \text{ мм} = 0,0007 \text{ м}$

Определить

Температура спая термопары – $t_{ТП}$ – ?

Погрешность измерения температуры воздуха – Δt – ?

Расчет термопары без защитного экрана

Схема расположения стенки, термопары и направления потока горячего воздуха представлена на рисунке П12.1:

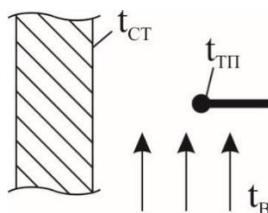


Рисунок П12.1. Схема расположения стенки, спая термопары без защитного экрана и направления потока горячего воздуха – вид сбоку

Охлаждение спая от конвективного теплообмена с воздухом

Плотность теплового потока при конвективном теплообмене:

$$q_{К} = \alpha_{К} \cdot (t_{ТП} - t_{В}), \text{ Вт/м}^2$$

Коэффициент теплоотдачи от воздуха с температурой $t_{В}$ спая термопары:

$$\alpha_{К} = \frac{\text{Nu} \cdot \lambda_{В}}{d_{СП}}, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

где $d_{СП} = 0,0007 \text{ м}$ – диаметр спая термопары;

$\lambda_B = 0,0622$ Вт/(м · К) – коэффициент теплопроводности воздуха при t_B ;

Nu – критерий Нуссельта, определяемый как функция при t_B :

$$Nu = f(Re, Pr)$$

где Re – критерий Рейнольдса воздуха при t_B :

$$Re = d_C \cdot \frac{w_B}{\nu_B}$$

w_B – скорость воздуха при t_B :

$$w_B = \frac{V_B \cdot \frac{t_B + 273,15}{273,15}}{\pi \cdot (0,5 \cdot D_T)^2} = \frac{0,00004 \cdot \frac{600 + 273,15}{273,15}}{\pi \cdot (0,5 \cdot 0,027)^2} = 0,223 \text{ м/с}$$

$\nu_B = 96,89 \cdot 10^{-6}$ м²/с – кинематическая вязкость воздуха при t_B .

Тогда критерий Рейнольдса равен:

$$Re = d_C \cdot \frac{w_B}{\nu_B} = 0,0007 \cdot \frac{0,223}{96,89 \cdot 10^{-6}} = 1,611$$

Pr – критерий Прандтля воздуха при t_B :

$$Pr = \frac{\eta_B \cdot c_{p,B}}{\lambda_B}$$

$\eta_B = 39,1 \cdot 10^{-6}$ Па · с – динамическая вязкость воздуха при t_B ;

$c_{p,B} = 1114$ Дж/(кг · К) – удельная изобарная теплоемкость воздуха при t_B ;

$\lambda_B = 0,0622$ Вт/(м · К) – коэффициент теплопроводности воздуха при t_B .

Тогда критерий Прандтля равен:

$$Pr = \frac{\eta_B \cdot c_{p,B}}{\lambda_B} = \frac{39,1 \cdot 10^{-6} \cdot 1114}{0,0622} = 0,700$$

Согласно [123], при $Re < 3 \cdot 10^5$ и $0,6 < Pr < 8 \cdot 10^3$ критерий Nu определяется по зависимости вида:

$$\begin{aligned} Nu &= 2 + 0,03 \cdot Pr^{0,33} \cdot Re^{0,54} + 0,35 \cdot Pr^{0,35} \cdot Re^{0,58} = \\ &= 2 + 0,03 \cdot 0,700^{0,33} \cdot 1,611^{0,54} + 0,35 \cdot 0,700^{0,35} \cdot 1,611^{0,58} = 2,442 \end{aligned}$$

Тогда

$$\alpha_K = \frac{Nu \cdot \lambda_B}{d_C} = \frac{2,442 \cdot 0,0622}{0,0007} = 216,989 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

Нагрев спая от лучистого теплообмена (излучения) со стенкой

Плотность лучистого теплового потока полученное термопарой (без защитного экрана) от стенки определяется по:

$$q_L = C_{CT \rightarrow TP} \cdot \left[\left(\frac{T_{CT}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{TP}}{100} \right)^4 \right]$$

$$C_{CT \rightarrow TP} = \varepsilon_n \cdot C_0$$

где

C_0 – коэффициент излучения абсолютно черного тела, равный $C_0 = 5,67 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$;

ε_n – приведенная степень черноты, определяемая по:

– на единицу поверхности (1 м^2) стенки:

$$\varepsilon_n = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_{CT}} + \left(\frac{F_{CT}}{F_{TP}} \right) \cdot \left(\frac{1}{\varepsilon_{TP}} - 1 \right)}$$

– на единицу поверхности (1 м^2) спая термопары:

$$\varepsilon_n = \frac{1}{\left(\frac{F_{TP}}{F_{CT}} \right) \cdot \frac{1}{\varepsilon_{CT}} + \frac{1}{\varepsilon_{TP}} - 1}$$

F_{CT} – площадь излучающей поверхности (стен), равная:

$$F_{CT} = \pi \cdot D_T \cdot L_T = \pi \cdot 0,027 \cdot 0,3 = 0,025 \text{ м}^2$$

F_{TP} – площадь воспринимающей поверхности (спай термопары), равная:

$$F_{TP} = 4 \cdot \pi \cdot (0,5 \cdot d_c)^2 = 4 \cdot \pi \cdot (0,5 \cdot 0,0007)^2 = 1,539 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$$

Приведенную степень черноты рассчитываем на единицу поверхности (1 м^2) спая термопары в связи с тем, что задачей расчета является определение температуры спая:

$$\varepsilon_n = \frac{1}{\left(\frac{F_{TP}}{F_{CT}} \right) \cdot \frac{1}{\varepsilon_{CT}} + \frac{1}{\varepsilon_{TP}} - 1} = \frac{1}{\left(\frac{1,539 \cdot 10^{-6}}{0,025} \right) \cdot \frac{1}{0,75} + \frac{1}{0,1} - 1} = 0,111$$

Тогда с учетом лучистого нагрева и конвективного охлаждения, тепловой баланс для спая термопары примет вид:

$$Q_L = Q_K \rightarrow q_L \cdot F_{TP} = q_K \cdot F_{TP}$$

$$\varepsilon_n \cdot C_0 \cdot \left[\left(\frac{T_{CT}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{TP}}{100} \right)^4 \right] \cdot F_{TP} = \alpha_K \cdot (t_{TP} - t_B) \cdot F_{TP}$$

Тогда температура спая термопары равна:

$$\varepsilon_n \cdot C_0 \cdot \left(\frac{T_{TP}}{100} \right)^4 + \alpha_K \cdot t_{TP} = \varepsilon_n \cdot C_0 \cdot \left(\frac{T_{CT}}{100} \right)^4 + \alpha_K \cdot t_B$$

$$\varepsilon_n \cdot C_0 \cdot \left(\frac{T_{TP}}{100} \right)^4 + \alpha_K \cdot T_{TP} - \alpha_K \cdot 273,15 = \varepsilon_n \cdot C_0 \cdot \left(\frac{t_{CT} + 273,15}{100} \right)^4 + \alpha_K \cdot t_B$$

$$\varepsilon_n \cdot C_0 \cdot \left(\frac{T_{TP}}{100} \right)^4 + \alpha_K \cdot T_{TP} = \varepsilon_n \cdot C_0 \cdot \left(\frac{t_{CT} + 273,15}{100} \right)^4 + \alpha_K \cdot (t_B + 273,15)$$

Подставляя соответствующие значения получим уравнение четвертой степени относительно $T_{\text{ТП}}$:

$$0,629 \cdot 10^{-8} \cdot T_{\text{ТП}}^4 + 216,989 \cdot T_{\text{ТП}} = 197811,278$$

Решением полученного уравнения является:

$$T_{\text{ТП}} = 893,17 \text{ К}$$

или

$$t_{\text{ТП}} = 620,02 \text{ }^\circ\text{C}$$

Абсолютная погрешность показаний термопары $\Delta t_{\text{ТП}}$ в расчетном режиме ($t_{\text{СТ}} = 800 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_{\text{В}} = 600 \text{ }^\circ\text{C}$) составляет:

$$\Delta t_{\text{ТП}} = t_{\text{ТП}} - t_{\text{В}} = 620,02 - 600 = 20,02 \text{ }^\circ\text{C}$$

Относительная погрешность показаний термопары δ в расчетном режиме ($t_{\text{СТ}} = 800 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_{\text{В}} = 600 \text{ }^\circ\text{C}$) составляет:

$$\delta = \frac{\Delta t_{\text{ТП}}}{t_{\text{В}}} = \frac{20,02}{600} = 0,0334 = 3,34 \%$$

На рисунке П12.2 представлен график влияния $t_{\text{СТ}}$ и $t_{\text{В}}$ на абсолютную и относительную погрешности термопары без защитного экрана:

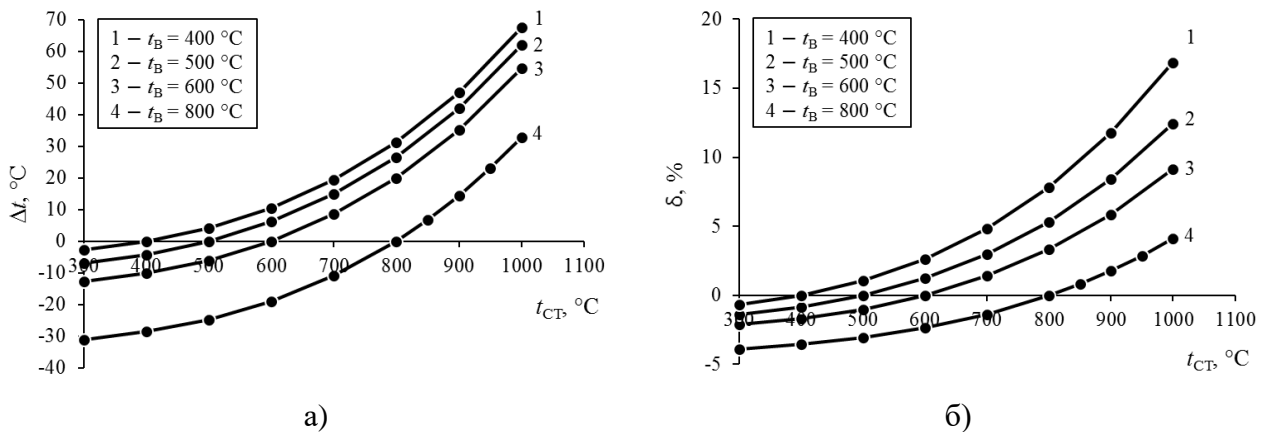


Рисунок П12.2 – Влияние $t_{\text{СТ}}$ и $t_{\text{В}}$ на абсолютную (а) и относительную (б) погрешности термопары без защитного экрана

Согласно паспортным данным, термопара относится к классу допуска 2, предел отклонения (приборная погрешность) используемой термопары (тип S) в диапазоне измеряемых температур $0 \div 600 \text{ }^\circ\text{C}$ составляет $\sigma_1 = \pm 1,5 \text{ }^\circ\text{C}$, а в диапазоне $600 \div 1600 \text{ }^\circ\text{C}$ – $\sigma_1 = \pm 0,0025 \cdot t_{\text{В}} \text{ }^\circ\text{C}$.

Общая среднеквадратическая погрешность измерений σ определяется по:

$$\sigma = \sqrt{\sigma_1^2 + \delta^2}, \%$$

Расчетные данные погрешности термопары без защитного экрана представлены в сводной таблице П12.1:

Таблица П12.1 – Сводная таблица погрешности термопары без защитного экрана

$t_B, ^\circ\text{C}$	$t_{CT}, ^\circ\text{C}$	$\Delta t_{ТП}, ^\circ\text{C}$	$\delta, \%$	$\sigma, \%$
800	1000	32.83	4.104	4.111
	950	23.06	2.883	2.893
	900	14.39	1.799	1.816
	850	6.73	0.841	0.878
	800	0	0	0.25
600	1000	54.72	9.120	9.123
	900	35.2	5.867	5.872
	800	20.02	3.337	3.346
	700	8.5	1.417	1.439
	600	0	0	0.25
500	1000	62.1	12.420	12.423
	900	42.13	8.426	8.430
	800	26.61	5.322	5.328
	700	14.84	2.968	2.979
	600	6.17	1.234	1.259
	500	0	0	0.25
400	1000	67.48	16.870	16.872
	900	47.14	11.785	11.788
	800	31.33	7.833	7.836
	700	19.35	4.838	4.844
	600	10.53	2.632	2.644
	500	4.26	1.065	1.094
	400	0	0	0.25

Расчет термопары с защитным экраном

Эскиз термопары с защитным экраном с пая и схема расположения стенки и термопары представлена на рисунке П12.3:

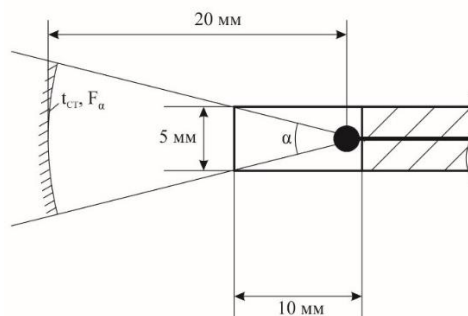


Рисунок П12.3 – Схема расположения стенки и термопары с защитным экраном с пая – вид сверху

Определяем площадь лучеиспускающей поверхности F_α , которая равна площади сегмента сферы с углом раскрытия $\alpha = 14^\circ$ и радиусом $R = 20$ мм.

Площадь сегмента сферы с углом раскрытия α определяется по:

$$F_{\alpha} = 2 \cdot \pi \cdot R \cdot h,$$

$$\text{где } h = R - \sqrt{R^2 - (R \cdot \sin \alpha)^2} = 20 - \sqrt{20^2 - (20 \cdot \sin 14^\circ)^2} = 0,597 \text{ мм}$$

Тогда:

$$F_{\alpha} = 2 \cdot \pi \cdot 20 \cdot 0,597 = 75,021 \text{ мм}^2$$

Лучевоспринимающая поверхность $F_{\text{ТП},\alpha}$ равна половине поверхности саяя термопары $F_{\text{ТП}}$, т.к. только половина поверхности саяя направлена в сторону набегающего потока лучистого тепла испускаемое от поверхности F_{α} .

Определяем площадь лучевоспринимающей поверхности $F_{\text{ТП},\alpha}$ термопары с защитным экраном саяя.

$$F_{\text{ТП},\alpha} = F_{\text{ТП}}/2 = 4 \cdot \pi \cdot (0,5 \cdot d_c)^2/2 = 4 \cdot \pi \cdot (0,5 \cdot 0,0007)^2/2 = 0,769 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$$

Определяем приведенную степень черноты на единицу поверхности (1 м^2) саяя термопары:

$$\varepsilon_{\text{п}} = \frac{1}{\left(\frac{F_{\text{ТП},\alpha}}{F_{\alpha}}\right) \cdot \frac{1}{\varepsilon_{\text{СТ}}} + \frac{1}{\varepsilon_{\text{ТП}}} - 1} = \frac{1}{\left(\frac{0,769 \cdot 10^{-6}}{75,021}\right) \cdot \frac{1}{0,75} + \frac{1}{0,1} - 1} = 0,111$$

Как видно, приведенные степени черноты для термопар без и с защитным экраном саяя равны в связи с значительным превышением лучеиспускающей поверхностей по сравнению с поверхностью саяя.

Тогда тепловой баланс для саяя термопары примет вид:

$$Q_{\text{Л}} = Q_{\text{К}} \rightarrow q_{\text{Л}} \cdot F_{\text{ТП},\alpha} = q_{\text{К}} \cdot F_{\text{ТП}}$$

$$\varepsilon_{\text{п}} \cdot C_0 \cdot \left[\left(\frac{T_{\text{СТ}}}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_{\text{ТП}}}{100}\right)^4 \right] \cdot F_{\text{ТП},\alpha} = \alpha_{\text{К}} \cdot (T_{\text{ТП}} - T_{\text{В}}) \cdot F_{\text{ТП}}$$

Температура саяя термопары равна:

$$\varepsilon_{\text{п}} \cdot C_0 \cdot \left(\frac{T_{\text{ТП}}}{100}\right)^4 \cdot F_{\text{ТП},\alpha} + \alpha_{\text{К}} \cdot T_{\text{ТП}} \cdot F_{\text{ТП}} = \varepsilon_{\text{п}} \cdot C_0 \cdot \left(\frac{T_{\text{СТ}}}{100}\right)^4 \cdot F_{\text{ТП},\alpha} + \alpha_{\text{К}} \cdot T_{\text{В}} \cdot F_{\text{ТП}}$$

Подставляя соответствующие значения получим уравнение четвертой степени относительно $T_{\text{ТП}}$:

$$0,484 \cdot 10^{-8} \cdot T_{\text{ТП}}^4 + 333,946 \cdot T_{\text{ТП}} = 298004,111$$

Решением полученного уравнения является:

$$T_{\text{ТП}} = 891,29 \text{ К}$$

или

$$t_{\text{ТП}} = 618,14 \text{ }^\circ\text{С}$$

Таким образом, погрешность показаний термопары Δt составляет:

$$\Delta t = t_{\text{ТП}} - t_{\text{В}} = 618,14 - 600 = 18,14 \text{ } ^\circ\text{C}$$

На рисунок П12.4 представлен график влияния $t_{\text{СТ}}$ и $t_{\text{В}}$ на абсолютную и относительную погрешности термопары с защитным экраном:

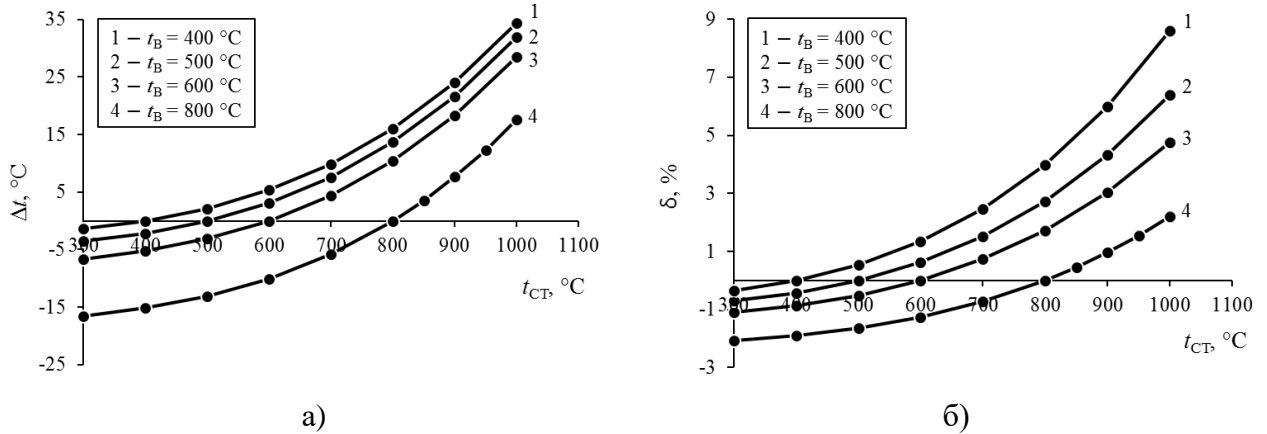


Рисунок П12.4 – Влияние $t_{\text{СТ}}$ и $t_{\text{В}}$ на абсолютную (а) и относительную (б) погрешности термопары с защитным экраном с пая

Расчетные данные погрешности термопары с защитным экраном представлены в сводной таблице П12.2:

Таблица П12.2 – Сводная таблица погрешности термопары с защитным экраном

$t_{\text{В}}, ^\circ\text{C}$	$t_{\text{СТ}}, ^\circ\text{C}$	$\Delta t_{\text{ТП}}, ^\circ\text{C}$	$\delta, \%$	$\sigma, \%$
800	1000	17,57	2.196	2,210
	950	12,32	1.540	1,560
	900	7,67	0.959	0,991
	850	3,58	0.448	0,513
	800	0	0	0,25
600	1000	28,50	4.750	4,757
	900	18,30	3.050	3,060
	800	10,39	1.732	1,750
	700	4,40	0.733	0,775
	600	0	0.000	0,25
500	1000	31,99	6.398	6,403
	900	21,67	4.334	4,341
	800	13,67	2.734	2,745
	700	7,61	1.522	1,542
	600	3,16	0.632	0,680
	500	0	0	0,25
400	1000	34,44	8.610	8,614
	900	24,03	6.007	6,013
	800	15,95	3.988	3,995
	700	9,84	2.460	2,473
	600	5,35	1.338	1,361
	500	2,16	0.540	0,595
	400	0	0	0,25

Приложение 13. Измеритель полей скорости «ПОЛИС»

Измеритель полей скорости «ПОЛИС» (2С-50-4М) разработан ООО «Сигма-Про» и включает в комплект:

1. Систему регистрации излучения на основе цифровой ПЗС камеры В2020. Частота работы 20 Гц (при полном разрешении), размер изображения 2050×2050 пикселей, двойная экспозиция (межкадровая задержка 200 нс), интерфейс *GigE Vision*. Работа в диапазоне температур -40°С...+85°С, устойчивость к вибрации 10G, ударопрочность 70G. В комплекте объективы 105 и 200 мм, оптический фильтр 532 нм (полоса 20 нм).

2. Систему освещения потока, состоящую из:

2.1. двойного импульсного Nd:YAG-лазера «ПОЛИС» (длина волны 532 нм, длительность импульса <10 нс, диаметр луча <5 мм, частота повторения пар импульсов 10 Гц, энергия в импульсе 50 мДж для одного канала, полная энергия 100 мДж, работа в диапазоне температур 18–28° С);

2.2. оптической системы для формирования лазерного ножа (толщина лазерного ножа 0,7 мм, угол раскрытия 3.5°, 8.5° дискретно, 2 сменные насадки в комплекте).

3. Синхронизирующий процессор (программируется с персонального компьютера. Имеет режим внешнего и внутреннего запуска).

4. Программное обеспечение *ActualFlow*. Сбор, хранение, обработка, визуализация, импорт, экспорт данных. Включает пакеты для обработки изображений, расчета полей скорости (методы *PIV* и *PTV*).

Приложение 14. Методики расчета энергетических показателей газотурбинного цикла

Методика ISO

Основным международным стандартизированным инструментом расчета энергетических показателей ГТУ служит стандарт *ISO 2314-2009* [99], далее будем называть её «Методика *ISO*».

Методику *ISO* ведущие производители газотурбинного оборудования используют при выпуске новых модификаций или поколений ГТУ до натуральных испытаний и тестовых пусков для сравнения с другими действующими или расчетными образцами.

Основное достоинство методики *ISO* – простота расчета, обусловленная упрощенным представлением газовой турбины как одноступенчатого агрегата с адиабатным расширением рабочего тела без учета сложной схемы воздушного/парового охлаждения, применяемой в современных высокомоощных установках.

В результате рассчитанные по *ISO* энергетические показатели современных серийных ГТУ отличаются от фактических. Например, расчетная мощность брутто ГТУ типа *SGT5-8000H* составляет 450 МВт, а достигнутая мощность в тестовом пуске при параметрах окружающего воздуха, соответствующих стандарту *ISO 2314-2009*, составляет 375 МВт. Также при использовании методики *ISO* температура рабочего тела на входе в газовую турбину получается на $150 \pm 200^\circ\text{C}$ ниже фактической [100].

Такое различие в мощностях связано с тем что современные высокотемпературные ГТУ оснащаются системой охлаждения деталей газовой турбины (сопловые и рабочие лопатки, ротор и др.) воздухом, отбираемым из циклового компрессора после ступени, соответствующей давлению охлаждаемой ступени расширения газовой турбины.

Наличие отбора охлаждающего воздуха из секций циклового компрессора с последующим его впрыском в тракт газовой турбины приводит к снижению внутренних относительных КПД циклового компрессора η_{oi}^K и газовой турбины η_{oi}^{GT} , что в свою очередь, приводит к уменьшению мощности брутто ГТУ.

Методика УрФУ

В методике УрФУ [25] процесс расширения рабочего тела в газовой турбине предлагается рассматривать не адиабатным (как принимается в методике МЭИ), а политропным и учитывать влияние показателя политропы $\bar{n}_{рТ}$ на процесс расширения. Тогда в случае равномерного распределения теплового потока от рабочего тела по охлаждаемым ступеням турбины среднее значение показателя политропы $\bar{n}_{рТ}$ в процессе расширения определится по формуле:

$$\bar{n}_{\text{PT}} = \frac{-g_{\text{охл}} \cdot \bar{c}_{p,\text{В}} \cdot \frac{t_3 - t_2}{t_3 - t_4} + (1 + g_{\text{охл}}) \cdot \bar{c}_{p,\text{PT}}}{-g_{\text{охл}} \cdot \bar{c}_{p,\text{В}} \cdot \frac{t_3 - t_2}{t_3 - t_4} + (1 + g_{\text{охл}}) \cdot \bar{c}_{v,\text{PT}}}$$

\bar{n}_{PT} – средний показатель политропы

$g_{\text{охл}}$ – относительный расход охлаждающего воздуха на газовую турбину;

$\bar{c}_{p,\text{В}}, \bar{c}_{p,\text{PT}}$ – средняя удельная массовая изобарная теплоемкость охлаждающего воздуха и рабочего тела газовой турбины, кДж/(кг·К);

$\bar{c}_{v,\text{PT}}$ – средняя удельная массовая изохорная теплоемкость рабочего тела газовой турбины, кДж/(кг·К);

t_2 – температура охлаждающего воздуха, °С;

t_3 – температура рабочего тела на входе в газовую турбину, °С;

t_4 – температура рабочего тела на выходе из газовой турбины, °С;

Подставляя найденный показатель политропы \bar{n}_{PT} вместо показателя адиабаты k_{PT} в формулу расчета удельной работы расширения газовой турбины, можно получить значение удельной работы расширения с учетом изменения теплофизических характеристик рабочего тела вдоль проточной части газовой турбины при подмешивании к нему охлаждающего воздуха.

Сравнение характеристик ГТУ с учетом охлаждающего воздуха показателем политропности и ГТУ без охлаждающего воздуха представлены в [25].

Методика МЭИ (инженерный метод)

В инженерном деле известна методика, разрабатываемая в МЭИ [100]. В ней оценку влияния охлаждения ступеней расширения на вырабатываемую ГТУ мощность проводят по детальному поступенчатому расчету каждой ступени расширения газовой турбины, с учетом конструктивных особенностей (конструкция сопловых и рабочих лопаток, способ подвода охлаждающего воздуха и т.д.) и режимов течения (поля скоростей рабочего тела и охлаждающего воздуха) в проточной части газовой турбины. Удельная работа одной ступени расширения газовой турбины с учетом охлаждения определяется по:

$$l_{\text{расш},i}^{\text{охл}} = (1 + g_{\text{охл},\text{CP}}) \cdot u \cdot (w_{u,\text{CP}} + w_{u,\text{PP}} + g_{\text{охл},\text{PP}} \cdot (w_{\text{охл},\text{PP}} + w_{u,\text{PP}})) \left[\frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right]$$

где i – номер ступени;

u – окружная скорость на среднем диаметре ступени, м/с;

$w_{u,\text{CP}}, w_{u,\text{PP}}$ – окружная скорость рабочего тела за сопловой и рабочей решеткой, м/с;

$w_{\text{охл},\text{PP}}$ – скоростью истечения охлаждающего воздуха из перфорационных отверстий, м/с;

$g_{\text{охл,CP}}, g_{\text{охл,PP}}$ – относительный расход охлаждающего воздуха на сопловую и рабочую решетку одной ступени расширения:

$$g_{\text{охл,CP}} = \frac{G_{\text{охл,CP}}}{G_{\text{РТ}}^{\text{КС}}}; \quad g_{\text{охл,PP}} = \frac{G_{\text{охл,PP}}}{G_{\text{РТ}}^{\text{КС}}}$$

$$g_{\text{охл}} = g_{\text{охл,CP}} + g_{\text{охл,PP}} = \frac{G_{\text{охл,CP}} + G_{\text{охл,PP}}}{G_{\text{РТ}}^{\text{КС}}}$$

$G_{\text{охл,CP}}, G_{\text{охл,PP}}$ – расход охлаждающего воздуха на сопловую и рабочую решетку, кг/с;

$g_{\text{охл}}$ – относительный расход охлаждающего воздуха на газовую турбину. В термодинамических расчетах этот параметр принимается по паспортным данным для конкретного типа ГТУ, либо оценивается по известной формуле ВТИ [110]:

$$g_{\text{охл}} = 0,02 + 0,32 \cdot 10^{-3} \cdot (t_c + t_w) \quad g_{\text{охл}} = 0,02 + 0,32 \cdot 10^{-3} \cdot (t_c + t_w)$$

Здесь t_c – температура продуктов сгорания

t_w – наибольшая допустимая температура металла сопловых или рабочих лопаток, принимаемая равной 800...850 °С [110]

Расчет позволяет повысить точность количественной оценки производительности ГТУ с учетом охлаждения опираясь на конструктивные особенности и режимы течения в проточной части газовой турбины, но без учета влияния изменения теплофизических характеристик рабочего тела вдоль проточной части газовой турбины при подмешивании к нему охлаждающего воздуха.

Приложение 15. Порядок расчета состава и температуры рабочего тела газовой турбины

Состав рабочего тела газовой турбины

Структурная схема камеры сгорания представлена на рисунке П15.1.

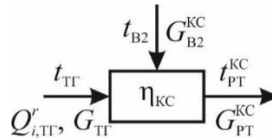


Рисунок П15.1 – Материальный и тепловой баланс камеры сгорания

Уравнения теплового баланса камеры сгорания ГТУ:

$$\eta_{KC} \cdot (G_{TГ} \cdot Q_{i,TГ}^r + G_{TГ} \cdot \bar{c}_{pm,TГ} \cdot t_{TГ} + G_{B2}^{KC} \cdot \bar{c}_{pm,B} \cdot t_{B2}) = G_{PT}^{KC} \cdot \bar{c}_{pm,PT} \cdot t_{PT}^{KC} \quad (\text{П15.1})$$

Порядок расчета состава рабочего тела на входе газовой турбины

- 1) Определение удельного массового расхода воздуха для полного сгорания 1 кг топливного газа ($L_{TГ}^0$);
- 2) Определение объемного состава рабочего тела газовой турбины;
- 3) Определение удельного массового расхода рабочего тела газовой турбины ($L_{ПС}$);
- 4) Определение температуры рабочего тела газовой турбины $t_3 = t_{PT}^{KC}$;
- 5) Уточнение значений коэффициента $\alpha_{2расч}$;
- 6) Определение массового состава и удельного расхода рабочего тела газовой турбины при уточненном значении $\alpha_{2расч}$.

Основные расчетные соотношения

- 1) Определение удельного массового расхода воздуха для полного сгорания 1 кг топливного газа ($L_{TГ}^0$):

$$L_{TГ}^0 = V_{TГ}^0 \cdot \frac{\rho_B}{\rho_{TГ}} \left[\frac{\text{кг. воздуха}}{\text{кг. ТГ}} \right] \quad (\text{П15.2})$$

где $V_{TГ}^0$ – объемный расход воздуха, необходимый для полного сгорания 1 нм³ топливного газа, определяемый по:

$$V_{TГ}^0 = 0,0476 \cdot \left(0,5 \cdot \text{CO} + 0,5 \cdot \text{H}_2 + \sum \left(m + \frac{n}{4} \right) \cdot C_m \text{H}_n \right) \left[\frac{\text{нм}^3 \text{ воздуха}}{\text{нм}^3 \text{ ТГ}} \right] \quad (\text{П15.3})$$

где CO, H₂, C_mH_n – объемное содержание горючих веществ в топливном газе, об. %.

Плотность газа и воздуха при нормальных условиях (0°С и 0,1 МПа) определяются по:

$$\rho_{\text{ТГ}} = \sum \left(\frac{r_i \cdot \rho_i}{100} \right) \left[\frac{\text{КГ}}{\text{НМ}^3} \right]; \quad \rho_{\text{В}} = \sum \left(\frac{r_j \cdot \rho_j}{100} \right) \left[\frac{\text{КГ}}{\text{НМ}^3} \right] \quad (\text{П15.4})$$

r_i, r_j – объемная доля i -ого компонента топливного газа и j -ого компонента циклового воздуха, об.%;

ρ_i, ρ_j – плотность i -ого компонента топливного газа и j -ого компонента циклового воздуха, которая при нормальных условиях оценивается по формуле:

$$\rho_i = \frac{\mu_i}{22,414} \left[\frac{\text{КГ}}{\text{НМ}^3} \right]; \quad \rho_j = \frac{\mu_j}{22,414} \left[\frac{\text{КГ}}{\text{НМ}^3} \right] \quad (\text{П15.5})$$

μ_i, μ_j – молярная масса i -ого компонента топливного газа и j -ого компонента циклового воздуха, кг/кмоль;

22,414 л/моль = 22,414 нм³/кмоль – молярный объем идеального газа при нормальных условиях (0 °С, 0,1 МПа).

2) Определение объемного состава рабочего тела газовой турбины

Массовые доли компонентов продуктов сгорания определяются по формулам:

$$m_i = \frac{\rho_i}{\rho_{\text{ПС}}} \cdot r_i \quad [\text{масс. \%}] \quad (\text{П15.6})$$

$$\rho_{\text{ПС}} = \sum \left(\frac{r_i \cdot \rho_i}{100} \right) \left[\frac{\text{КГ}}{\text{НМ}^3} \right] \quad (\text{П15.7})$$

m_i, r_i – массовая и объемная доли i -ого компонента (N₂, RO₂, H₂O, O₂) продуктов полного сгорания топливного газа, масс.% и об.%, соответственно;

ρ_i – плотность i -ого компонента (N₂, RO₂, H₂O, O₂) продуктов полного сгорания топливного газа, кг/нм³, определяемая по формуле (П15.5).

Объемный состав (в об.%) продуктов полного сгорания топливного газа (рабочего тела газовой турбины) будет определяться по:

$$\begin{aligned} r_{\text{N}_2} &= \frac{V_{\text{N}_2}}{V_{\text{ПС}}} \cdot 100\% \quad \text{об.}\%; & r_{\text{RO}_2} &= \frac{V_{\text{RO}_2}}{V_{\text{ПС}}} \cdot 100\% \quad \text{об.}\% \\ r_{\text{H}_2\text{O}} &= \frac{V_{\text{H}_2\text{O}}}{V_{\text{ПС}}} \cdot 100\% \quad \text{об.}\%; & r_{\text{O}_2} &= \frac{V_{\text{O}_2}}{V_{\text{ПС}}} \cdot 100\% \quad \text{об.}\% \end{aligned} \quad (\text{П15.8})$$

3) Определение удельного массового расхода рабочего тела газовой турбины ($L_{\text{ПС}}$)

Расчет $L_{\text{ПС}}$ при произвольно заданном значении $\alpha_{2\text{расч}}$ производится по формуле:

$$L_{\text{ПС}} = V_{\text{ПС}} \cdot \frac{\rho_{\text{ПС}}}{\rho_{\text{ТГ}}} \left[\frac{\text{КГ. ПС}}{\text{КГ. ТГ}} \right] \quad (\text{П15.9})$$

$\rho_{\text{ПС}}$ – плотность продуктов сгорания, кг/нм³;

$V_{\text{ПС}}$ – удельный объемный расход продуктов полного сгорания 1 нм³ топливного газа, определяемый по:

$$V_{\text{ПС}} = V_{\text{N}_2} + V_{\text{RO}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}} + V_{\text{O}_2} \left[\frac{\text{нм}^3 \text{ПС}}{\text{нм}^3 \text{ТГ}} \right] \quad (\text{П15.10})$$

где V_{N_2} , V_{RO_2} , $V_{\text{H}_2\text{O}}$, V_{O_2} – удельные объёмные составы продуктов полного сгорания 1 нм³ топливного газа (нм³ вещества/нм³ТГ), определяемые по формулам:

$$V_{\text{N}_2} = \frac{N_2^{(\text{B})}}{100} \cdot V_{\text{ТГ}}^0 \cdot \alpha_{2\text{расч}}^{\text{КС}} + \frac{N_2}{100} + b_{\text{N}_2} \quad (\text{П15.11})$$

$$V_{\text{RO}_2} = 0,01 \cdot \left[\text{CO} + \text{CO}_2 + \sum (m \cdot C_m \text{H}_n) \right] \quad (\text{П15.12})$$

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = 0,01 \cdot \left[\text{H}_2 + \sum \left(\frac{n}{2} \cdot C_m \text{H}_n \right) + \text{H}_2\text{O} + b_{\text{H}_2\text{O}} \right] + 0,0161 \cdot V_{\text{ТГ}}^0 \cdot \alpha_{2\text{расч}}^{\text{КС}} + \Delta V_{\text{H}_2\text{O}} \quad (\text{П15.13})$$

$$V_{\text{O}_2} = \frac{O_2^{(\text{B})}}{100} \cdot V_{\text{ТГ}}^0 \cdot (\alpha_{2\text{расч}}^{\text{КС}} - 1) \quad (\text{П15.14})$$

где CO, H₂, N₂, CO₂, C_mH_n, H₂O – объёмный состав топливного газа, об.%;

b_{N_2} , $b_{\text{H}_2\text{O}}$ – присадка в форсуночное дутье азота и пара, нм³/нм³.

$\Delta V_{\text{H}_2\text{O}}$ – поправка, учитывающая отклонение влагосодержания воздуха от нормативного значения (10 г/см³):

$$\Delta V_{\text{H}_2\text{O}} = 0,0016 \cdot V_{\text{ТГ}}^0 \cdot (\alpha_{2\text{расч}}^{\text{КС}} - 1) \cdot (d - 10) \quad (\text{П15.15})$$

где d – фактическое влагосодержание воздуха, г/см³.

4) Определение температуры рабочего тела газовой турбины $t_3 = t_{\text{РТ}}^{\text{КС}}$

Температура рабочего тела газовой турбины определяется согласно ISO 2314-2009:

$$t_3 = t_{\text{РТ}}^{\text{КС}} = \frac{h_{\text{РТ}}^{\text{КС}}}{\bar{c}_{\text{pm,PT}}} = \frac{G'_{\text{ЦК}} \cdot h'_{\text{ЦК}} + G''_{\text{ЦК}} \cdot (h''_{\text{ЦК}} - h'_{\text{ЦК}}) + G_{\text{П}} \cdot h_{\text{П}} + G_{\text{ТГ}} \cdot (1000 \cdot Q_{\text{им,ТГ}}^r + h_{\text{ТГ}}) \cdot \eta_{\text{КС}}}{\bar{c}_{\text{pm,PT}} \cdot G_{\text{РТ}}^{\text{КС}}} \quad (\text{П15.16})$$

Здесь $h_{\text{РТ}}^{\text{КС}}$ – удельная энтальпия рабочего тела на входе в газовую турбину, кДж/кг;

$\bar{c}_{\text{pm,PT}}$ – средняя удельная массовая теплоемкость рабочего тела газовой турбины при постоянном давлении, кДж/(кг·°С);

$G'_{\text{ЦК}}$, $G''_{\text{ЦК}}$ – массовые расходы воздуха на входе и на выходе из компрессора, кг/с:

$$G''_{\text{ЦК}} = G'_{\text{ЦК}} - G_{\text{ут}}$$

$G_{\text{ут}}$ – утечка воздуха в цикловом компрессоре, кг/с. В современных ГТУ утечка в цикловом компрессоре не превышает 2%;

$h'_{\text{ЦК}}$, $h''_{\text{ЦК}}$ – удельные энтальпии воздуха на входе и на выходе из компрессора, кДж/(кг·°С);

$Q_{\text{им,ТГ}}^r$ – низшая массовая теплота сгорания топливного газа (на рабочую массу), МДж/кг;

$G_{\text{П}}$ – впрыск пара в камеру сгорания, кг/с. Для ГТУ с «сухой» камерой сгорания $G_{\text{П}} = 0$, с «влажной» камерой сгорания $G_{\text{П}} > 0$.

$h_{\text{П}}$ – удельная энтальпия пара впрыскиваемого во «влажную» камеру сгорания, кДж/кг;

$h_{\text{ТГ}}$ – удельная энтальпия топливного газа, кДж/кг;

$\eta_{\text{КС}}$ – КПД камеры сгорания. Для энергетических ГТУ $\eta_{\text{КС}} = 0,98 \div 0,99$ [102].

Примем, что $G_{\text{уТ}} = 0$ и $\eta_{\text{КС}} = 1$. Тогда формула ISO (П15.16) преобразится в:

$$t_3 = t_{\text{РТ}}^{\text{КС}} = \frac{G_{\text{В2}}^{\text{КС}} \cdot h''_{\text{ЦК}} + G_{\text{П}} \cdot h_{\text{П}} + G_{\text{ТГ}} \cdot (1000 \cdot Q_{\text{им,ТГ}}^r + h_{\text{ТГ}}) \cdot \eta_{\text{КС}}}{\bar{c}_{\text{рм,РТ}} \cdot G_{\text{РТ}}^{\text{КС}}} \quad (\text{П15.17а})$$

$$G_{\text{В2}}^{\text{КС}} = \alpha_{2\text{расч}}^{\text{КС}} \cdot L_{\text{ТГ}}^0 \cdot B_{\text{Т}}^r \quad (\text{П15.17а})$$

$G_{\text{В2}}^{\text{КС}}$, $G_{\text{РТ}}^{\text{КС}}$ – массовые расходы воздуха подаваемого в камеру сгорания и продуктов сгорания на выходе из камеры сгорания, кг/с;

$\bar{c}_{\text{рм,РТ}}$ – средняя удельная массовая теплоемкость продуктов сгорания на выходе из камеры сгорания при постоянном давлении, кДж/(кг·°С);

5) Уточнение значений коэффициента $\alpha_{2\text{расч}}^{\text{КС}}$

В случае, когда расход воздуха $G_{\text{В2}}^{\text{КС}}$ неизвестен, а расход топливного газа $G_{\text{ТГ}}$ и класс ГТУ ($t_{\text{РТ}}^{\text{КС}}$) известны, варьируя значение $\alpha_{2\text{расч}}^{\text{КС}}$ в формулам (П15.17а) и (П15.17б) находим уточненное значение коэффициента расхода воздуха $\alpha_{2\text{расч}}^{\text{КС}}$.

6) Определение массового состава и удельного расхода рабочего тела газовой турбины при уточненном значении $\alpha_{2\text{расч}}^{\text{КС}}$

Расчет ведется по формулам (П15.8)-(П15.15) с подстановкой найденных в п.5 значений $\alpha_{2\text{расч}}^{\text{КС}}$.

Приложение 16. Пример расчета по методике ISO

Произведем расчет работы ПГУ-ВЦГ на угле и ПГУ на природном газе, сконструированных на базе ГТУ M701F, исследования которых выполнены при помощи коммерческого программного пакета *Thermoflow*, приведены в работе [65]. Исходные данные для расчета верхнего цикла ПГУ на искусственном газе представлены в таблице П16.1.

Таблица П16.1 – Исходные данные для поверочного расчета

Параметр	Состав топливного газа, об.%						Состав циклового воздуха по условиям ISO, об.%					
	H ₂	CO	N ₂	CO ₂	CH ₄	H ₂ O	N ₂	Ar	CO ₂	H ₂ O	O ₂	
Значение	13,41	27,58	53,85	2,52	0,08	2,56	77,29	0,92	0,03	1,03	20,73	
Параметр	Расход, кг/с				Температура, °C							
	G _{ТГ}	G _{В1}	G _{В2} ^{КС}	B _Т ^р	t _{ТГ}	t _{В1}	t _{ЦК} ^р	t _{В2} ^{КС}	t _{РТ} ^{КС}			
Значение	162,9	126,3	562,1	43,7	300	530	15	440	1400			
Параметр	Давление, МПа			Состав угля, масс.%								
	P _{ЦК} ^р	P _{ТГ} ^р	P _{БК} ^р	W ^р	A ^р	C ^р	H ^р	N ^р	Cl ^р	S ^р	O ^р	
Значение	1,8	1,75	3,0	7	21,92	53,68	4,031	1,278	0	0,3932	11,7	

I. Определение состава рабочего тела газовой турбины:

Удельный объемный расход воздуха для полного сгорания 1 кг топливного газа:

$$\begin{aligned}
 V_{\text{ТГ}}^0 &= 0,0476 \cdot \left(0,5 \cdot \text{CO} + 0,5 \cdot \text{H}_2 + \sum \left(m + \frac{n}{4} \right) \cdot C_m \text{H}_n \right) = \\
 &= 0,0476 \cdot \left(0,5 \cdot 27,58 + 0,5 \cdot 13,41 + \sum \left(1 + \frac{4}{4} \right) \cdot 0,08 \right) = 0,983 \text{ нм}^3/\text{нм}^3
 \end{aligned}$$

Плотность топливного газа:

$$\begin{aligned}
 \rho_{\text{ТГ}} &= \sum \left(\frac{r_i \cdot \mu_i}{100 \cdot 22,414} \right) = \\
 &= \frac{13,41 \cdot 2 + 27,58 \cdot 28 + 53,85 \cdot 28 + 2,52 \cdot 44 + 0,08 \cdot 16 + 2,56 \cdot 18}{100 \cdot 22,414} = 1,100 \text{ кг/нм}^3
 \end{aligned}$$

Плотность циклового воздуха:

$$\begin{aligned}
 \rho_{\text{В}} &= \sum \left(\frac{r_j \cdot \mu_j}{100 \cdot 22,414} \right) = \\
 &= \frac{77,29 \cdot 28 + 0,92 \cdot 40 + 0,03 \cdot 44 + 1,03 \cdot 18 + 20,73 \cdot 32}{100 \cdot 22,414} = 1,287 \text{ кг/нм}^3
 \end{aligned}$$

Удельный массовый расход воздуха на сжигание 1 кг топливного газа:

$$L_{\text{ТГ}}^0 = V_{\text{ТГ}}^0 \cdot \frac{\rho_{\text{В}}}{\rho_{\text{ТГ}}} = 0,983 \cdot \frac{1,287}{1,100} = 1,150 \text{ кг/кг}$$

Коэффициент избытка воздуха в камере сгорания ГТУ согласно ISO будет:

$$\alpha_{2\text{расч}}^{\text{КС}} = \frac{G_{\text{B2}}^{\text{КС}}}{L_{\text{ТГ}}^0 \cdot G_{\text{ТГ}}} = \frac{562,1}{1,150 \cdot 162,9} = 3,001$$

Содержание N_2 , Ar и RO_2 в рабочем теле газовой турбины составляет:

$$V_{\text{N}_2} = \frac{N_2^{(\text{B})}}{100} \cdot V_{\text{ТГ}}^0 \cdot \alpha_{2\text{расч}}^{\text{КС}} + \frac{N_2}{100} + b_{\text{N}_2} = \frac{77,29}{100} \cdot 0,983 \cdot 3,001 + \frac{53,85}{100} = 2,819 \text{ нм}^3/\text{нм}^3$$

$$V_{\text{Ar}} = \frac{\text{Ar}^{(\text{B})}}{100} \cdot V_{\text{ТГ}}^0 \cdot \alpha_{2\text{расч}}^{\text{КС}} = \frac{0,92}{100} \cdot 0,983 \cdot 3,001 = 0,027 \text{ нм}^3/\text{нм}^3$$

$$V_{\text{RO}_2} = 0,01 \cdot [\text{CO} + \text{CO}_2 + \text{CH}_4] = 0,01 \cdot [27,58 + 2,52 + 0,08] = 0,302 \text{ нм}^3/\text{нм}^3$$

Формулы для расчета состава рабочего тела предназначены для определения при нормативном влагосодержании воздуха, равном $d = 10$ г. H_2O /кг.воздуха. Расчетное влагосодержание воздуха d по условиям *ISO*, при пересчете состава воздуха с объемного на массовый, составляет 6,428 г. H_2O /кг.воздуха. Поэтому следует ввести поправку на расчетное влагосодержание воздуха:

$$\begin{aligned} \Delta V_{\text{H}_2\text{O}} &= 0,0016 \cdot V_{\text{ТГ}}^0 \cdot (\alpha_{2\text{расч}}^{\text{КС}} - 1) \cdot (d - 10) = \\ &= 0,0016 \cdot 0,983 \cdot (3,001 - 1) \cdot (6,428 - 10) = -0,011 \text{ нм}^3/\text{нм}^3 \end{aligned}$$

С учетом поправки на расчетное влагосодержание воздуха, содержание водяных паров в рабочем теле газовой турбины будет составлять:

$$\begin{aligned} V_{\text{H}_2\text{O}} &= 0,01 \cdot \left[\text{H}_2 + \sum \left(\frac{n}{2} \cdot C_m \text{H}_n \right) + \text{H}_2\text{O} + b_{\text{H}_2\text{O}} \right] + 0,0161 \cdot V_{\text{ТГ}}^0 \cdot \alpha_{2\text{расч}}^{\text{КС}} + \Delta V_{\text{H}_2\text{O}} = \\ &= 0,01 \cdot \left[13,41 + \frac{4}{2} \cdot 0,08 + 2,56 \right] + 0,0161 \cdot 0,983 \cdot 3,001 - 0,011 = 0,198 \text{ нм}^3/\text{нм}^3 \end{aligned}$$

Содержание избыточного кислорода в рабочем теле газовой турбины:

$$V_{\text{O}_2} = \frac{O_2^{(\text{B})}}{100} \cdot V_{\text{ТГ}}^0 \cdot (\alpha_{2\text{расч}}^{\text{КС}} - 1) = \frac{20,73}{100} \cdot 0,983 \cdot (3,001 - 1) = 0,408 \text{ нм}^3/\text{нм}^3$$

$$V_{\text{ПС}} = V_{\text{N}_2} + V_{\text{Ar}} + V_{\text{RO}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}} + V_{\text{O}_2} = 2,819 + 0,027 + 0,302 + 0,198 + 0,408 = 3,754 \text{ нм}^3/\text{нм}^3$$

Объемный состав продуктов сгорания на выходе из камеры сгорания:

$$r_{\text{N}_2} = \frac{V_{\text{N}_2}}{V_{\text{ПС}}} \cdot 100 = \frac{2,819}{3,754} \cdot 100 = 75,09 \text{ об.}\%$$

$$r_{\text{Ar}} = \frac{V_{\text{Ar}}}{V_{\text{ПС}}} \cdot 100 = \frac{0,027}{3,754} \cdot 100 = 0,72 \text{ об.}\%$$

$$r_{\text{RO}_2} = \frac{V_{\text{RO}_2}}{V_{\text{ПС}}} \cdot 100 = \frac{0,302}{3,754} \cdot 100 = 8,04 \text{ об.}\%$$

$$r_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{V_{\text{H}_2\text{O}}}{V_{\text{ПС}}} \cdot 100 = \frac{0,198}{3,754} \cdot 100 = 5,28 \text{ об.}\%$$

$$r_{O_2} = \frac{V_{O_2}}{V_{PC}} = \frac{0,408}{3,754} \cdot 100 = 10,87 \text{ об.}\%$$

Массовый состав продуктов сгорания:

$$\rho_{PC} = \sum \frac{\rho_i \cdot r_i}{100} = \sum \frac{\mu_i \cdot r_i}{22,414 \cdot 100} =$$

$$= \frac{28 \cdot 75,09 + 40 \cdot 0,72 + 44 \cdot 8,04 + 18 \cdot 5,28 + 32 \cdot 10,87}{22,414 \cdot 100} = 1,306 \text{ кг/нм}^3$$

$$m_{N_2} = \frac{\rho_{N_2}}{\rho_{PC}} \cdot r_{N_2} = \frac{\mu_{N_2}}{22,414 \cdot \rho_{PC}} \cdot r_{N_2} = \frac{28}{22,414 \cdot 1,306} \cdot 75,09 = 71,82 \text{ масс.}\%$$

$$m_{Ar} = \frac{40}{22,414 \cdot 1,306} \cdot 0,72 = 0,98 \text{ масс.}\%$$

$$m_{RO_2} = \frac{44}{22,414 \cdot 1,306} \cdot 8,04 = 12,08 \text{ масс.}\%$$

$$m_{H_2O} = \frac{18}{22,414 \cdot 1,306} \cdot 5,28 = 3,24 \text{ масс.}\%$$

$$m_{O_2} = \frac{32}{22,414 \cdot 1,306} \cdot 10,87 = 11,88 \text{ масс.}\%$$

Удельные массовые расходы продуктов полного сгорания 1 кг топливного газа и рабочего тела газовой турбины:

$$L_{PT} = V_{PT} \cdot \frac{\rho_{PT}}{\rho_{TG}} = 3,754 \cdot \frac{1,306}{1,100} = 4,457 \text{ кг/кг}$$

Высшая теплота сгорания топливного газа:

$$Q_{sv, TG}^r = \frac{H_2 \cdot Q_{sv, H_2}^r + CO \cdot Q_{sv, CO}^r + CH_4 \cdot Q_{sv, CH_4}^r}{100} =$$

$$= \frac{13,41 \cdot 12,75 + 27,58 \cdot 12,64 + 0,08 \cdot 39,82}{100} = 5,228 \text{ МДж/нм}^3$$

Низшая теплота сгорания топливного газа:

$$Q_{iv, TG}^r = \frac{H_2 \cdot Q_{i, H_2}^r + CO \cdot Q_{i, CO}^r + CH_4 \cdot Q_{i, CH_4}^r}{100} =$$

$$= \frac{13,41 \cdot 10,79 + 27,58 \cdot 12,64 + 0,08 \cdot 35,88}{100} = 4,962 \text{ МДж/нм}^3$$

Температура рабочего тела газовой турбины (t_{PT}^{KC}) при $\alpha_{2\text{расч}}=3,001$ по формулам:

$$t_{PT}^{KC} = \frac{G_{B2}^{KC} \cdot h''_{ЦК} + G_{П} \cdot h_{П} + G_{ГТ} \cdot (Q_{им,ГТ}^r + h_{ГТ})}{\bar{c}_{pm,PT} \cdot G_{PT}^{KC}} =$$

$$= \frac{562,1 \cdot 443,059 + 162,9 \cdot (1000 \cdot 4,962 / 1,1 + 356,554)}{1,024 \cdot 725} = 1403,67 \text{ } ^\circ\text{C}$$

II. Определение параметров работы верхнего цикла ПГУ-ВЦГ:

Из рекомендуемого диапазона примем, что $\eta_{oi}^{LK} = 0,81$, $\eta_{oi}^{BK} = 0,81$, $\eta_{oi}^{ГТ} = 0,90$

Удельные работы сжатия в компрессорах и расширения в газовой турбине для интегрированной по воздуху ПГУ-ВЦГ определяются по:

$$l_{сж,ЦК} = 0,001 \cdot (t'_{ЦК} + 273,15) \cdot \frac{k_{ЦВ}}{k_{ЦВ} - 1} \cdot R_B \cdot \left(\left(\frac{P''_{ЦК}}{P'_{ЦК}} \right)^{\frac{k_{ЦВ}-1}{k_{ЦВ}}} - 1 \right) / \eta_{oi}^{LK} =$$

$$= 0,001 \cdot (15 + 273,15) \cdot \frac{1,374}{1,374 - 1} \cdot 287,086 \cdot \left(\left(\frac{18}{1} \right)^{\frac{1,374-1}{1,374}} - 1 \right) / 0,81 = 448,832 \text{ кДж/кг}$$

$$l_{сж,БК} = 0,001 \cdot (t'_{БК} + 273,15) \cdot \frac{k_{B1}}{k_{B1} - 1} \cdot R_B \cdot \left(\left(\frac{P''_{БК}}{P'_{БК}} \right)^{\frac{k_{B1}-1}{k_{B1}}} - 1 \right) / \eta_{oi}^{BK} =$$

$$= 0,001 \cdot (440 + 273,15) \cdot \frac{1,252}{1,252 - 1} \cdot 287,086 \cdot \left(\left(\frac{30}{18} \right)^{\frac{1,252-1}{1,252}} - 1 \right) / 0,81 = 135,988 \text{ кДж/кг}$$

$$l_{расш} = 0,001 \cdot (t_{PT}^{KC} + 273,15) \cdot \frac{k_{PT}}{k_{PT} - 1} \cdot R_{PT} \cdot \left(1 - \left(\frac{P''_{ГТ}}{P'_{ГТ}} \right)^{\frac{k_{PT}-1}{k_{PT}}} \right) \cdot \eta_{oi}^{ГТ} =$$

$$= 0,001 \cdot (1403,67 + 273,15) \cdot \frac{1,373}{1,373 - 1} \cdot 284,669 \cdot \left(1 - \left(\frac{1}{17,5} \right)^{\frac{1,373-1}{1,373}} \right) \cdot 0,90 = 854,349 \text{ кДж/кг}$$

Полезная мощность верхнего цикла ПГУ-ВЦГ равна, при:

$$N_{ГТУ} = 0,001 \cdot (l_{расш}^{с\text{ охл}} \cdot G_{PT}^{KC} - [l_{сж,ЦК} \cdot G_{ЦК} + l_{сж,БК} \cdot G_{БК}]) =$$

$$= 0,001 \cdot (854,349 \cdot 725 - [448,832 \cdot 688,4 + 135,988 \cdot 126,3]) = 292,252 \text{ МВт}$$

где

$$N_{расш} = 0,001 \cdot l_{расш}^{с\text{ охл}} \cdot G_{PT}^{KC} = 0,001 \cdot 854,349 \cdot 725 = 619,403 \text{ МВт} - \text{мощность расширения в}$$

газовой турбине;

$$N_{сж} = 0,001 \cdot (l_{сж,ЦК} \cdot G_{ЦК} + l_{сж,БК} \cdot G_{БК}) = 0,001 \cdot (448,832 \cdot 688,4 + 135,988 \cdot 126,3) = 326,151 \text{ МВт}$$

– суммарная мощность сжатия в цикловом и бустерном (дожимном) компрессорах.

КПД ГТУ при работе на угле (с ВЦГ).

$$\eta_{ГТУ \text{ с ВЦГ}} = \frac{N_{ГТУ}}{B_T^r \cdot Q_{i,T}^r} = \frac{292,252}{43,7 \cdot 21,141} = 0,3163$$

КПД ГТУ при работе на готовом синтез-газе (без ВЦГ):

1. Расчет без учета физического тепла синтез-газа:

– по высшей теплоте сгорания топливного газа:

$$\eta_{s, ГТУ \text{ без ВЦГ}} = \frac{N_{ГТУ} \cdot \rho_{ТГ}}{G_{ТГ} \cdot Q_{sv, ТГ}^r} = \frac{292,252 \cdot 1,100}{162,9 \cdot 5,228} = 0,3775$$

– по низшей теплоте сгорания топливного газа:

$$\eta_{i, ГТУ \text{ без ВЦГ}} = \frac{N_{ГТУ} \cdot \rho_{ТГ}}{G_{ТГ} \cdot Q_{iv, ТГ}^r} = \frac{292,252 \cdot 1,100}{162,9 \cdot 4,965} = 0,3977$$

2. Расчет с учетом физического тепла синтез-газа:

– по высшей теплоте сгорания топливного газа:

$$\eta'_{s, ГТУ \text{ без ВЦГ}} = \frac{N_{ГТУ} \cdot \rho_{ТГ}}{G_{ТГ} \cdot (Q_{sv, ТГ}^r + 0,001 \cdot \bar{c}_{pv, ТГ} \cdot t_{ТГ})} = \frac{292,252 \cdot 1,100}{162,9 \cdot (5,228 + 0,001 \cdot 1,307 \cdot 300)} = 0,3511$$

– по низшей теплоте сгорания топливного газа:

$$\eta'_{i, ГТУ \text{ без ВЦГ}} = \frac{N_{ГТУ} \cdot \rho_{ТГ}}{G_{ТГ} \cdot (Q_{iv, ТГ}^r + 0,001 \cdot \bar{c}_{pv, ТГ} \cdot t_{ТГ})} = \frac{292,252 \cdot 1,100}{162,9 \cdot (4,965 + 0,001 \cdot 1,307 \cdot 300)} = 0,3684$$

Общее отставание рассматриваемой ГТУ при переходе от работы на природном газе к твердому топливу определяется по формулам (4.39-4.41) и равно:

$$\eta_X = \frac{G_{сг} \cdot Q_{i,сг}^r}{B_T^r \cdot Q_{i,T}^r \cdot \rho_{сг}} = \frac{162,9 \cdot 4,965}{43,7 \cdot 20,717 \cdot 1,100} = 0,8122$$

$$\eta_{ТФ} = \frac{(N_{ГТУ}^{ТГ} / N_{ГТУ}^{ПГ})}{(G_{ТГ} / G_{ПГ}) \cdot (Q_{i,ТГ}^r / Q_{i,ПГ}^r)} = \frac{(292,252 / 303)}{(162,9 / 15,4) \cdot \left(\frac{4,965}{1,100} / \frac{35,657}{0,716} \right)} = 0,9927$$

$$\eta_{ХТФ} = \eta_X \cdot \eta_{ТФ} = 0,8122 \cdot 0,9927 = 0,8063$$

При сравнении с результатами, представленными в работе *A. F. Ryzhkov et al. (2018)*, получим:

Таблица 3.2

Сравнение результатов расчета

Параметр	Расчет	<i>Thermoflow</i>	Отклонение
Мощность расширения	603,403 МВт	600,445 МВт	0,49%
Суммарная мощность сжатия	326,151 МВт	325,986 МВт	0,05%
Мощность ГТУ	277,252 МВт	274,459 МВт	1,02%
КПД-брутто ГТУ без ВЦГ по высшей теплоте сгорания топливного газа	0,3511	0,3537	-0,74%
КПД-брутто ГТУ без ВЦГ по низшей теплоте сгорания топливного газа	0,3714	0,3733	-0,51%
КПД-брутто ГТУ на природном газе по низшей теплоте сгорания	-	0,395	-
КПД-брутто ГТУ с ВЦГ по низшей теплоте сгорания угля	0,3033	0,3032	0,03%
Химический КПД	0,8122	0,7986	1,70%

Описанная методика даёт отклонение менее 2%, что свидетельствует о пригодности описанной методики для анализа работы верхнего цикла ПГУ-ВЦГ.

Приложение 17. Справки о внедрении

Юр. адрес: 450057 РБ г. Уфа ул. Октябрьской Революции д. 78
тел.: (347) 286-52-28, e-mail: info@technotecs.ru



www.technotecs.ru

Справка

об использовании результатов диссертационной работы Филиппова Прокопия Степановича на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 01.04.14 – Теплофизика и теоретическая теплотехника на тему «Влияние способов управления теплофизическими параметрами рабочего тела на энергетические показатели газотурбинного цикла ПГУ на искусственном газовом топливе»

На основе материалов, отраженных в диссертационной работе Филиппова Прокопия Степановича, разработана и внедрена в промышленное применение методика проектирования нагревательного оборудования для нефтехимической промышленности, производимого компанией по проектированию и производству нефтегазового оборудования ООО «Компания «ТЕХНОТЕКС».

С применением данной методики спроектирован, изготовлен и запущен в промышленную эксплуатацию проект по нагреву нефтяного продукта на одном из объектов ведущей российской нефтехимической компании, расположенной на территории РФ, а также ряд проектов успешно прошли стадию тендера и находятся на стадии разработки.

Генеральный директор
ООО «Компания «ТЕХНОТЕКС»



/ Иванов М. Е. /



Общество с ограниченной ответственностью
«Торговый Дом УТС-Туймазыхиммаш»

450065, Россия, г. Уфа ул. Свободы 61, ИНН 0277130426/ КПП 027701001 Тел. 8 (347) 262-78-77

СПРАВКА

об использовании результатов диссертационной работы
Филиппова Прокопия Степановича на соискание ученой степени кандидата
технических наук по специальности 01.04.14 – Теплофизика и теоретическая
теплотехника на тему «Влияние способов управления теплофизическими
параметрами рабочего тела на энергетические показатели газотурбинного
цикла ПГУ на искусственном газовом топливе»

На основе результатов диссертационной работы Филиппова Прокопия Степановича по анализу теплофизических свойств горючих газовых сред разработаны и внедрены в коммерческое применение методика проектирования факельных установок и методика определения склонности сбросных газов к бездымного (бессажевому) горению на высотных открытых факельных системах, производимых многопрофильной инжиниринговой компанией в области разработки и поставки оборудования для подготовки и переработки углеводородного сырья ООО «ТД УТС-Туймазыхиммаш». По разработанным методикам успешно спроектирована и запущена в эксплуатацию факельная установка с безопасной и экологичной утилизацией сбросных газов на одном из объектов отечественной нефтехимической отрасли. Помимо сданного проекта, несколько проектов находятся на стадии разработки и внедрения.

Генеральный директор
ООО «Торговый Дом
УТС-Туймазыхиммаш»



И. Ш. Гузайров