

Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«Новосибирский государственный технический университет»

На правах рукописи

Садкин Иван Сергеевич



**КОМПЛЕКСНЫЙ АНАЛИЗ УСТАНОВОК НА ОСНОВЕ CO₂ ЦИКЛОВ
С КИСЛОРОДНЫМ СЖИГАНИЕМ МЕТАНА**

Специальность 2.4.5 – Энергетические системы и комплексы

Диссертация

на соискание ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель:
доктор технических наук, профессор
Щинников Павел Александрович

Новосибирск – 2026

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
Глава 1 Декарбонизация и ее влияние на развитие энергетики на ископаемом топливе	11
1.1 Глобальное изменение климата и декарбонизация	11
1.2 Стратегия низкоуглеродного развития России.....	15
1.3 Свойства CO ₂ и возможности его захоронения	17
1.4 Энергетические циклы на углекислом газе с нулевыми выбросами в атмосферу.....	24
1.5 Цель и задачи исследования	31
Глава 2 Методические основы исследования	33
2.1 Методика анализа термодинамической эффективности CO ₂ циклов	33
2.2 Методика анализа энергетической эффективности установок на основе CO ₂ циклов.....	44
2.3 Методика оценки капиталовложений установок на основе CO ₂ циклов.....	50
Выводы по второй главе.....	61
Глава 3 Термодинамический анализ энергетических циклов на углекислом газе различной архитектуры	63
3.1 Влияние начальных и конечных параметров CO ₂ цикла на его термодинамические и расходные характеристики.....	63
3.2 Особенности работы системы регенерации CO ₂ циклов	74
3.3 Влияние подвода к циклу низкопотенциальной теплоты.....	83
Выводы по третьей главе	85
Глава 4 Анализ энергетических характеристик энергоблоков на основе CO ₂ циклов.....	88

4.1 Принципиальные схемы энергоблоков на основе CO ₂ циклов	88
4.2 Анализ энергопотребления собственных нужд, эффективности выработки и отпуска электроэнергии	92
4.3 Сопоставление показателей эффективности CO ₂ энергоблоков с традиционными тепловыми электрическими станциями	103
4.4 Оценка методической погрешности определения эффективности энергоблоков на основе CO ₂ циклов	106
Выводы по четвертой главе	109
Глава 5 Техничко-экономические показатели производства электроэнергии на основе CO ₂ циклов	112
5.1 Капиталовложения в основное оборудование энергоблоков на основе CO ₂ циклов.....	112
5.2 Оценка методической погрешности определения капиталовложений в энергоблоки на основе CO ₂ циклов	126
5.3 Оценка себестоимости производимой электроэнергии	128
5.4 Оценка мультипликативного эффекта.....	133
Выводы по пятой главе.....	137
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	139
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	141
ПРИЛОЖЕНИЕ «А» Результаты интеллектуальной деятельности	158
ПРИЛОЖЕНИЕ «Б» Акты внедрения научных результатов	160

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования обусловлена задачами развития современной тепловой энергетики. К показателям экологичности и энергоэффективности технологий производства электроэнергии предъявляются всё более высокие требования. Получают развитие новые варианты глобальной технологической конкуренции, в которых продукция с высоким углеродным следом, низкой эффективностью или низкими требованиями к выбросу загрязняющих веществ облагается дополнительными налогами и пошлинами. Острота проблемы для России обуславливается ориентированностью энергетики страны на органическое топливо, зависимостью от мировых поставщиков передового оборудования и систем, а также имеющимися и возможными ограничениями на торговлю.

Одним из перспективных направлений развития энергетики на органическом топливе является создание новых кислородно-топливных энергетических установок на основе CO_2 циклов, где углекислый газ используется в качестве рабочего тела. Газообразное топливо сжигается в кислороде, а продукты сгорания являются рабочим телом, которое совершает работу в турбине. В этом случае не требуется применение систем улавливания CO_2 из продуктов сгорания, а его избыток может выводиться из цикла под рабочим давлением и сразу направляться трубопроводным транспортом к месту захоронения в подземном горизонте. Такое техническое решение позволяет практически до нуля снизить выбросы в атмосферу при производстве электроэнергии.

Степень разработанности темы исследования. В научной литературе использование углекислого газа для нужд энергетики рассматривалось еще в прошлом веке в работах G. Angelino, E.G. Feher, Д.П. Гохштейна, Г.П. Верховкера. Исследования кислородно-топливных энергетических циклов на углекислом газе и энергоустановок на их основе для производства электроэнергии в мире представлены работами R.J. Allam, J. Fetvedt, D. Freed

(США, Великобритания); Е.И. Янговского (СССР, Германия); E. Martelli, R. Scaccabarozzi (Италия); Z. Zhu, Y. Chen (Китай); исследованиями лаборатории NETL США (C.W. White, N.T. Weiland); австрийским университетом Граца (H. Jericha, W. Sanz, E. Göttlich, M. Fesharaki); компаниями Net Power, 8 River Capital, Toshiba; в России – работами МЭИ (А.Н. Рогалев, И.И. Комаров, В.О. Киндра); ОИВТ РАН (О.С. Попель, А.С. Косой, Ю.А. Зейгарник).

Вместе с тем обращает на себя внимание разрозненность исследований. Из-за отсутствия масштабной практической реализации значительные расхождения наблюдаются как при оценке термодинамической и энергетической эффективности установок на основе CO_2 циклов, так и при оценке капиталовложений. В частности, это подтверждается высокой долей дискуссионных и зачастую фрагментарных конференционных материалов в общем числе публикаций. Следовательно, разработка методов термодинамического, энергетического и технико-экономического анализа для установок подобного типа, позволяющих с единых позиций вести сравнение разных вариантов кислородно-топливных CO_2 циклов как между собой, так и с другими известными техническими решениями – актуальна.

Исследование отвечает приоритетному направлению развития науки, технологии и техники РФ: п. 8 «Энергоэффективность, энергосбережение и ядерная энергетика», а также направлению Н2 стратегии научно-технического развития России «Переход к экологически чистой и ресурсосберегающей энергетике, повышение эффективности добычи и глубокой переработки углеводородного сырья, формирование новых источников, способов транспортировки и хранения энергии».

Исследование соответствует паспорту научной специальности 2.4.5. «Энергетические системы и комплексы», направлениям исследования п. 1, а именно: разработка методов расчета, алгоритмов выбора параметров, показателей качества энергетических установок на органическом топливе в целом и их основного и вспомогательного оборудования; п. 2, а именно:

математическое моделирование, численные исследования рабочих процессов, протекающих в энергетических системах и установках на органическом топливе, их основном и вспомогательном оборудовании и общем технологическом цикле производства электрической и тепловой энергии; п. 3, а именно: разработка, исследование новых технологий для производства электрической энергии, использования органического топлива, способов снижения негативного воздействия на окружающую среду; п. 7, а именно: исследование влияния технических решений, принимаемых при создании энергетических установок на их финансово-экономические и инвестиционные показатели.

Целью диссертационной работы является определение комплекса показателей эффективности установок на основе кислородно-топливных CO_2 циклов различных конфигураций с использованием в качестве рабочего тела сверхкритического диоксида углерода.

Задачи исследования:

1. Разработка методов термодинамического, энергетического и технико-экономического анализа установок на основе CO_2 циклов разных конфигураций.

2. Анализ влияния параметров рабочего тела в ключевых точках циклов на их термодинамическую эффективность, в том числе с учетом доли обновления рабочего тела и интеграции низкопотенциальных потоков вспомогательных систем.

3. Анализ КПД выработки и отпуска электроэнергии, удельных расходов топлива установками, структуры собственных нужд с установлением поагрегатных зависимостей энергопотребления от термодинамических параметров циклов.

4. Анализ удельных капиталовложений в установки и стоимости производимой электроэнергии. Анализ влияния термодинамических параметров на стоимость агрегатов установок.

5. Сравнение рассматриваемых установок с традиционными и перспективными технологиями генерации электроэнергии на органическом топливе.

Методы исследования:

1. Метод определения термодинамической эффективности энергетического цикла на основе систем уравнений материального и теплового балансов, фундаментальных положений и законов термодинамики.

2. Энергетические методы определения потерь, собственных нужд, расходов топлива; нормативные методы расчетов энергетического оборудования; методы учета влияния новых элементов оборудования; метод расчетов тепловых схем энергоблоков.

3. Метод степенной параметрической оценки капиталовложений в оборудование энергоблоков электростанций; методы сравнения технологий на основе удельных капитальных затрат; методы приведения сравниваемых объектов к сопоставимому виду.

Научная новизна работы заключается в комплексном рассмотрении принципиальных конфигураций кислородно-топливных энергетических циклов с использованием сверхкритического диоксида углерода в качестве рабочего тела, которые отражают ключевые особенности организации подобных циклов, с использованием единообразного подхода к анализу, а именно:

1. Разработаны методики расчета термодинамической, энергетической и технико-экономической эффективности циклов на сверхкритическом диоксиде углерода с учетом особенностей обновления рабочего тела цикла, непостоянства его состава и количества в ключевых точках цикла.

2. Впервые предложен учет факторов непрерывности обновления рабочего тела и непостоянства его состава.

3. Впервые установлена функциональная взаимосвязь энергетических и технико-экономических показателей от термодинамических параметров установок.

4. Предложены новые технические решения по производству электроэнергии на основе CO_2 циклов с нулевыми выбросами, защищенные патентами РФ (Приложение «А»).

Положения, выносимые на защиту:

1. Методы термодинамического, энергетического и технико-экономического анализа энергетически установок на основе CO_2 циклов.

2. Результаты, связанные с установлением влияния термодинамических параметров циклов на их эффективность, поагрегатную оценку затрат электроэнергии собственных нужд установок и стоимость основного и вспомогательного оборудования.

3. Результаты сравнения исследуемых установок с другими широко распространенными и перспективными технологиями генерации электроэнергии на органическом топливе.

Практическая значимость работы заключается в следующем:

1. Разработанные методы позволяют расчетным путем определить термодинамические, расходные и технические показатели, которые требуются для проектирования новых типов энергоблоков (в виде параметров и расходов рабочей среды; топлива и окислителя; потоков, выводимых за рамки цикла; оборудования, утилизационных контуров и т.п.).

2. Результаты могут быть использованы при разработке новой и перспективной энергетической техники, отражая оптимальные параметры по критерию достижения наивысшей термодинамической и энергетической эффективности.

3. Совокупность результатов представляет собой научное обоснование перспектив создания углерод-нейтральной технологии производства электроэнергии с использованием CO_2 цикла и создает основу дальнейших более глубоких исследований.

Личный вклад автора заключается в разработке методов исследования и расчетных алгоритмов, проведении расчетов, анализе результатов. Все разработки и результаты исследований, изложенные в основном тексте

диссертации без ссылок на другие источники, получены лично автором. В совместных публикациях вклад автора равнозначный.

Достоверность результатов и выводов диссертационной работы обеспечивается использованием фундаментальных методов термодинамического анализа энергетических установок, методов анализа на основе законов сохранения энергии и массы, методов технико-экономического анализа и сопоставлением с результатами других исследователей. Математические модели базируются на апробированных и хорошо себя зарекомендовавших подходах для решения задач подобного класса.

Апробация работы. Результаты диссертационной работы докладывались и обсуждались на ведущих российских и международных конференциях. Международные конференции: «Системные исследования в энергетике» (г. Иркутск, Россия, 2021 г., 2023 г.), «Совершенствование энергетических систем и теплоэнергетических комплексов» (г. Саратов, Россия, 2022 г., 2024 г.), «Развитие методов прикладной математики для решения междисциплинарных проблем энергетики» (г. Ульяновск, Россия, 2021 г., 2022 г., 2024 г.). Всероссийские конференции: «Сибирский теплофизический семинар» (г. Новосибирск, Россия, 2023 г., 2024 г., 2025 г.), «Теплофизика и физическая гидродинамика» (г. Сочи, Россия, 2024 г.), «Современные проблемы теплофизики и энергетики» (г. Москва, Россия, 2024 г.), «Горение топлива: теория, эксперимент, приложения» (г. Новосибирск, Россия, 2024 г.), «Енисейская теплофизика» (г. Красноярск, Россия, 2023 г., 2025 г.), «Семинар ВУЗов по теплофизике и энергетике» (г. Сочи, 2021 г.; г. Нижний Новгород, 2023 г.; г. Красноярск, 2025 г., Россия), Всероссийская Школа молодых ученых «Технологическое развитие отраслей ТЭК для достижения углеродной нейтральности экономики России» (г. Москва, Россия, 2023 г.), «Наука. Технологии. Инновации» (г. Новосибирск, Россия, 2021 г.).

Связь работы с научными программами и грантами. Исследования, выполняемые в рамках диссертации, получили поддержку в форме гранта РНФ № 23-29-00035 «Разработка методических основ создания углерод нейтральных технологий производства электроэнергии на основе CO₂-циклов», 2023-2024 гг.; в рамках программы стратегического развития НГТУ, проект С23-27 «Исследование особенностей обновления рабочего тела и отвода углекислоты на захоронение при работе энергетических циклов на углекислом газе», 2023 г.

Публикации. Основные положения и результаты диссертации опубликованы в 36 научных работах, из них: научных статей в рецензируемых изданиях, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученой степени кандидата наук (перечень ВАК РФ) – 2; в изданиях, индексируемых в международных базах данных Web of Science и/или Scopus – 10; в прочих рецензируемых изданиях – 2; в сборниках научных трудов и материалах конференций – 20. Получено 2 патента на изобретения в РФ.

Структура и объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, пяти глав, заключения и списка литературы из 130 наименований, 2 приложений. Текст диссертации изложен на 161 странице печатного текста, содержит 50 рисунков, 19 таблиц.

Глава 1 Декарбонизация и ее влияние на развитие энергетики на ископаемом топливе

1.1 Глобальное изменение климата и декарбонизация

Глобальное потепление зафиксировано в результате метеорологических измерений как для среднеглобальной температуры, так и в масштабе континентов и отдельных регионов [1]. Наблюдаемый рост температуры в значительной степени связывают с выбросами парниковых газов. Полагается, что существенную роль в этом играет антропогенная эмиссия, не компенсируемая природными поглотителями, а наиболее значительным источником антропогенных выбросов является энергетика на органическом топливе, поскольку ее вклад в выбросы парниковых газов составляет три четверти [2]. Основным выбрасываемым в атмосферу парниковым газом от действия электростанций на органическом топливе является CO_2 .

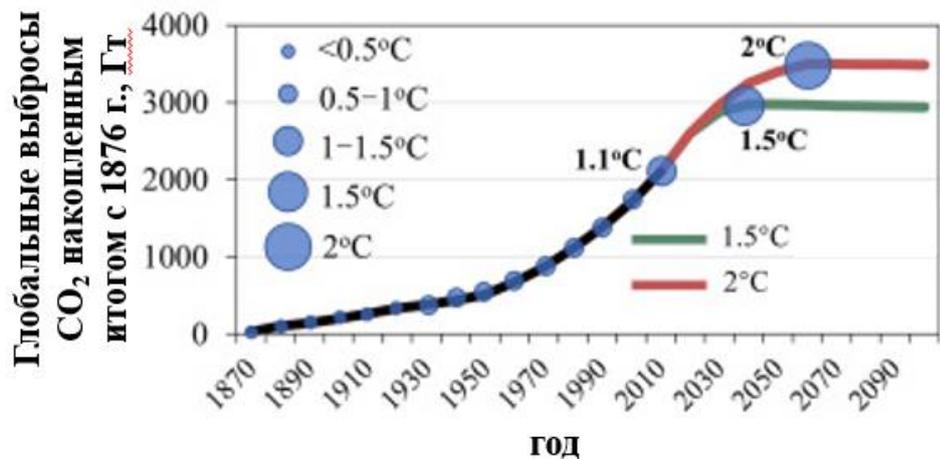
Несмотря на активное развитие и увеличение доли альтернативных и возобновляемых источников энергии (ВИЭ), потребление углеводородного топлива в абсолютном выражении по-прежнему растет, а свыше 3/4 потребляемой человечеством энергии обеспечивается процессами горения [3, 4]. В 2022 году мировые выбросы углекислого газа от использования ископаемых топлив увеличились по сравнению с предыдущим годом на 2,5% и превысили 33,8 млрд. тонн CO_2 [5], тогда как в период 2010–2019 гг. рост выбросов составлял около 1% в год. Среди всех выбросов, связанных с энергетическим использованием топлив, около 40% приходится на производство электроэнергии. Выбросы парниковых газов от производства электроэнергии выросли с 2000 г. по 2022 г. практически вдвое: с 6 972 млн. т CO_2 до 12 431 млн. т CO_2 [6]. Несмотря на то, что доля безуглеродных технологий в мировом балансе выработки электроэнергии превышает долю угольной генерации, удельные выбросы углекислого газа снизились не так заметно: с 466 г $\text{CO}_2/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$ в 2000 г. до 436 г $\text{CO}_2/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$ в 2022 г. [6].

Парижское соглашение по климату (Paris Agreement under the United Nations Framework Convention on Climate Change), принятое 12 декабря 2015 года взамен Киотскому протоколу, ставит своей целью недопущение повышения среднегодовой температуры на планете к 2100 году свыше 2 градусов Цельсия, а с учетом серьезности существующих рисков — стремление ограничить рост температуры уровнем 1,5 градуса относительно доиндустриального уровня. С учетом целей Парижского соглашения определено, что глобальный прирост антропогенных выбросов CO_2 должен оставаться в пределах глобального углеродного бюджета в 580–770 Гт CO_2 относительно 2010 года, чтобы с 50%-ной вероятностью ограничить глобальное потепление в пределах 1,5°C или в пределах 420–570 Гт для вероятности в 66% [7]. Однако текущий уровень антропогенных выбросов углекислого газа находится у отметки 35 Гт/год [5, 7]. Это означает, что углеродный бюджет по недопущению нагрева атмосферы более чем на 1,5 градуса будет исчерпан за 12–22 года (в зависимости от вероятностного сценария). При этом большое значение имеет время достижения пика выбросов углерода и нулевых выбросов CO_2 , поскольку данные факторы тесно связаны с общими накопленными выбросами CO_2 и уровнем потепления, рисунок 1.1а.

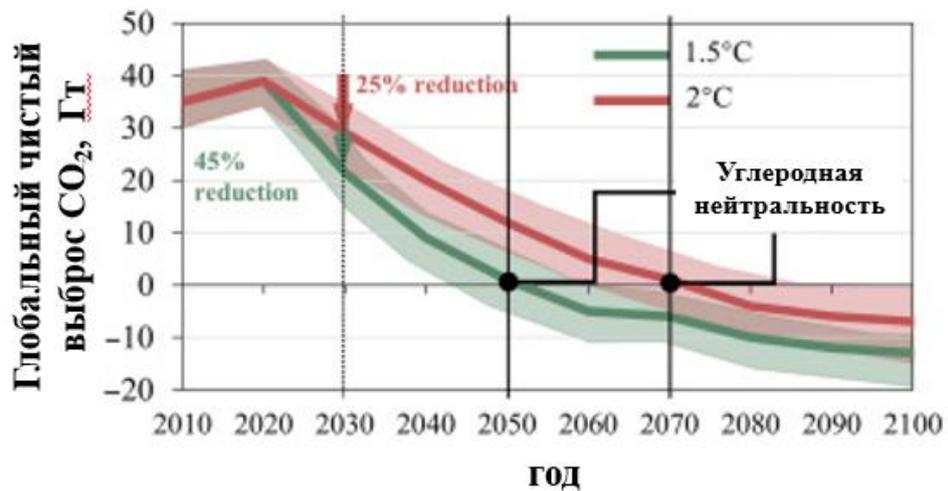
Согласно докладу SR1.5 [8], глобальный пик выбросов CO_2 должен быть пройден до 2030 года, а непосредственно к 2030 году выбросы должны сократиться примерно на 45% по сравнению с уровнем 2010 года, после чего должны плавно снизиться до нуля в 2050 году, чтобы ограничить глобальное потепление до 1,5 °C, рисунок 1.1б. Для ограничения глобального потепления до уровня не выше 2 °C выбросы CO_2 требуется сократить примерно на 25% к 2030 году и свести к нулевому уровню примерно к 2070 году, рисунок 1.1б.

Прошедшая в 2021 году в Глазго Конференция ООН по климату (COP-26) показала, что декарбонизация становится основным направлением развития мировой экономики и энергетики на обозримую перспективу [9]. Абсолютное большинство стран мира присоединилось к Парижскому

соглашению по климату [10]. Наметился переход к практическому осуществлению его целей. Активно развиваются инструменты экономического стимулирования и принуждения к сокращению выбросов парниковых газов, в том числе углеродные налоги и платы за выбросы CO_2 [11]. При этом расширяется круг стран, заявивших о стремлении достичь углеродной нейтральности к середине XXI века.



а)



б)

Рисунок 1.1 – Целевые суммарные накопленные и ежегодные мировые выбросы CO_2 для достижения целей Парижского соглашения по климату [8]

Чтобы свести к минимуму потенциальные негативные воздействия и риски изменения климата, на международном уровне развитие получили цели

«нулевых чистых выбросов CO₂» или «углеродной нейтральности», при которых антропогенные выбросы CO₂ уравниваются антропогенным улавливанием и захоронением CO₂ или сокращаются у источника. Нейтральность парниковых газов охватывает не только углекислый газ, но и другие парниковые газы, например, метан (CH₄). Однако пересчет всех выбросов идет на CO₂-эквивалент с учетом парниковой активности каждого из учитываемых газов.

Поэтому на фоне расширения ограничений на выбросы парниковых газов в мировой энергетике получили развитие не только ВИЭ, но и технологии, позволяющие снизить углеродный след при использовании ископаемого топлива. Для этого разрабатываются технические решения, которые позволяют сократить выброс CO₂ и других загрязняющих веществ в окружающую среду или исключить его полностью. Такие решения могли бы позволить странам продолжать включать ископаемые виды топлива в свой энергетический баланс без дальнейшего усугубления изменения климата и, следовательно, могли бы способствовать более эффективному использованию ресурсов каждой страны.

Особое внимание уделяется технологии улавливания и захоронения CO₂ (carbon capture and storage – CCS) [12–14]. Это, по сути, единственное реализуемое на практике направление, обеспечивающее достижение углеродной нейтральности при сохранении использования органических топлив в энергетике на длительный период. При этом оценки геологических структур [12, 15] планеты показывают, что объем пространств, потенциально пригодных к захоронению в них CO₂, позволяет обеспечить широкомасштабное развертывание систем CCS и надежное хранение углерода под землей. Более подробно вопросы захоронения CO₂ рассмотрены в п. 1.3. В то же время отмечается необходимость совершенствования технологий CCS с целью снижения капиталоемкости, сокращения энергетических затрат на улавливание углекислоты из дымовых газов и повышения степени извлечения углерода с текущего относительно освоенного уровня 90% [16].

Многие страны уже заявили о переходе на углеродную нейтральность. В частности, Европейский совет в декабре 2019 года анонсировал «Европейский зеленый курс» (EU Green Deal) и утвердил цель сделать ЕС климатически нейтральным к 2050 году, включая промежуточную цель сокращения выбросов как минимум на 55% к 2030 году [17]. В 2020 году Китай (занимает 1 место по объему выбросов на планете) объявил о расширении своих национальных обязательств, стремясь достичь максимума выбросов CO₂ до 2030 года, после которого снизить выбросы и достичь углеродной нейтральности до 2060 года [18]. К 2045 году Швеция также планирует снизить до нуля свои выбросы парниковых газов в атмосферу. В этом же направлении действуют и другие государства, в том числе Россия.

Несмотря на решение президента США Дональда Трампа выйти из Парижского соглашения (20 января 2025), его же администрацией был разработан и принят законопроект (One Big Beautiful Bill Act, 4 июля 2025 г.), который увеличил стимулирование проектов по улавливанию CO₂ и снижению выбросов за счет увеличения налоговых вычетов.

1.2 Стратегия низкоуглеродного развития России

Среди всех стран мира Россия занимает 4-е место по выбросам углекислого газа с долей около 5% от мировой эмиссии, уступая по данному показателю Китаю (~28%), США (~15%) и Индии (~7%), согласно аналитике «BP Statistical Review of World Energy». Согласно отечественным оценкам [19], которые включают подсчет не только углекислого газа, но и других газов в пересчете на CO₂-эквивалент, объемы ежегодных выбросов России составляют 2,15 млрд. тонн без учета землепользования, изменений в землепользовании и лесного хозяйства (ЗИЗЛХ) или 1,6 млрд. тонн с учетом выбросов и абсорбции, связанных с ЗИЗЛХ.

Принимая во внимание значительный объем выбросов и официальное принятие Россией [20] в 2019 году Парижского соглашения по климату, в 2020

г. Минэкономразвития РФ разработало Стратегию социально-экономического развития России с низким уровнем выбросов парниковых газов до 2050 года [21] с учетом возможных рисков, возникающих от введения трансграничных углеродных налогов странами – торговыми партнерами. Помимо этого, разрабатывается нормативная база [22] и механизмы учета выбросов. Введена отчетность для предприятий, которые осуществляют выбросы сверх 150 тыс. т CO₂-экв/год (здесь можно отметить, что 144 российских ТЭС имеют выбросы свыше 1 млн т/год), а с 2025 г. этот порог понизится до 50 тыс. т/год.

Согласно [23] в России в 2021 г. на долю энергетики пришлось почти 78% от общих выбросов CO₂-экв. (1679 млн. т), в том числе от сжигания топлива всех видов в стационарных энергетических установках около 67% (1130 млн. т CO₂-экв.). Вторым (после энергетики) источником эмиссии ПГ в атмосферу являются масштабные лесные пожары [24]. Суммарные выбросы парниковых газов от всех других промышленных процессов в России составили всего 12% (259,5 млн. т CO₂-экв.) Доля выбросов именно углекислого газа в структуре всех выбросов составляет 79%.

Указом Президента РФ от 04.11.2020 № 666 «О сокращении выбросов парниковых газов» Правительству страны поручено обеспечить к 2030 г. сокращение выбросов парниковых газов до 70% относительно выбросов в 1990 году. В свою очередь, в [21] предусматривается к 2050 г. сокращение нетто-выбросов парниковых газов на 60% по сравнению с выбросами в 2019 г. и на 80% по сравнению с выбросами в 1990 г. Достижение углеродной нейтральности согласно Климатической доктрине планируется к 2060 г.

В качестве механизма технологического развития рассматривается переход на наилучшие доступные технологии (НДТ) [16, 25, 26]. Переход на НДТ в топливно-энергетическом комплексе должен стимулировать замещение устаревшего основного и вспомогательного оборудования теплоэлектростанций (доля оборудования, введенного в эксплуатацию до 2001 г., в теплоэнергетике составляет 90% [27]) более экономичными современными энергоблоками. Другое принципиальное направление

декарбонизации теплоэнергетики – разработка и освоение технологий улавливания, использования и захоронения углекислого газа [16, 26].

1.3 Свойства CO₂ и возможности его захоронения

При захоронении диоксид углерода может находиться в различных фазовых состояниях в зависимости от температуры и давления. По мере увеличения глубины захоронения и повышения гидростатического давления плотность CO₂ увеличивается. Однако на глубинах свыше 1,5 км рост плотности CO₂ за счет роста давления практически прекращается из-за нарастания эффекта снижения плотности от роста температуры [15, 28], рисунок 1.2.

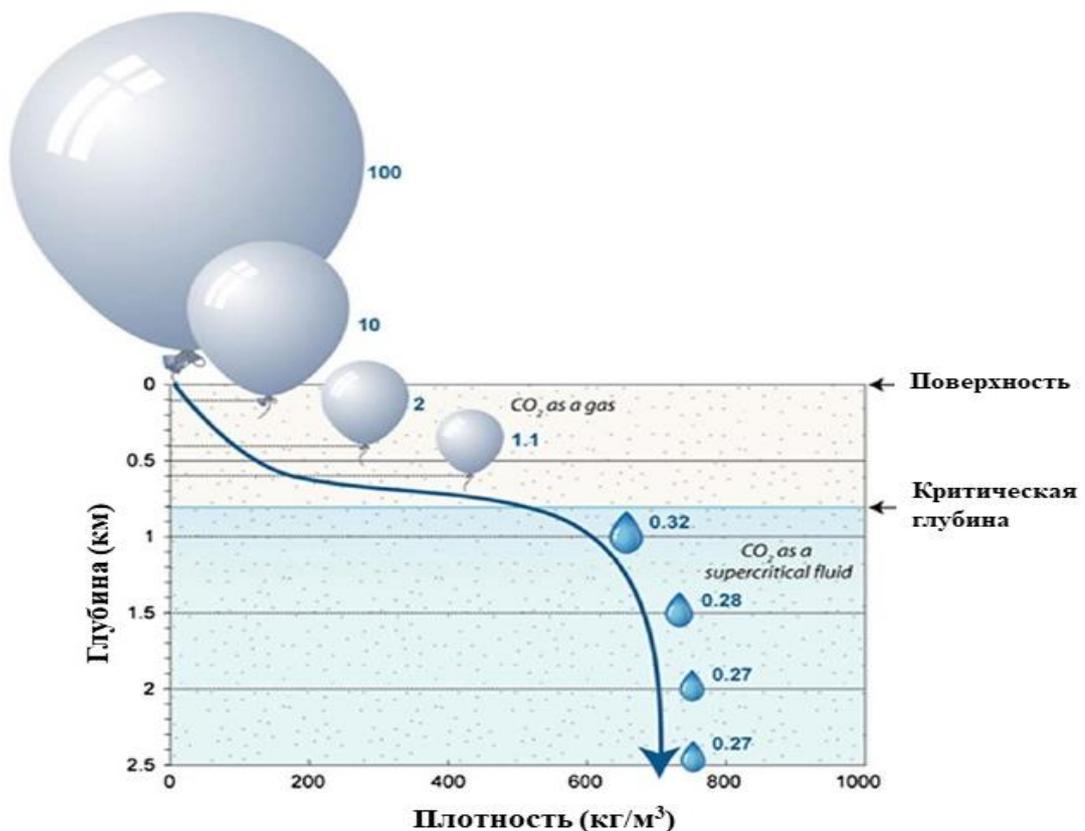


Рисунок 1.2 - Зависимость плотности CO₂ от глубины захоронения [15].

Воздушный шар демонстрирует изменение удельного объема CO₂ по мере увеличения глубины (на поверхности – 100%, на глубине 2,5 км – 0,27%).

В природных условиях, теоретически пригодных для захоронения, диоксид углерода может находиться в следующих состояниях: в газообразном на глубинах менее 750 м; в жидком при слабоположительных температурах на глубинах 500–700 м; в сверхкритическом на глубинах более 750–800 м; в растворенном в воде (в разном количестве в зависимости от термобарических условий). Определяющие значение для фазового состояния CO_2 имеют пластовое давление и температура. Например, на глубине 750 м при низких температурах углекислота может находиться в жидком состоянии, а при ее росте свыше $31,6^\circ\text{C}$ перейдет в сверхкритическое состояние, рисунок 1.3.

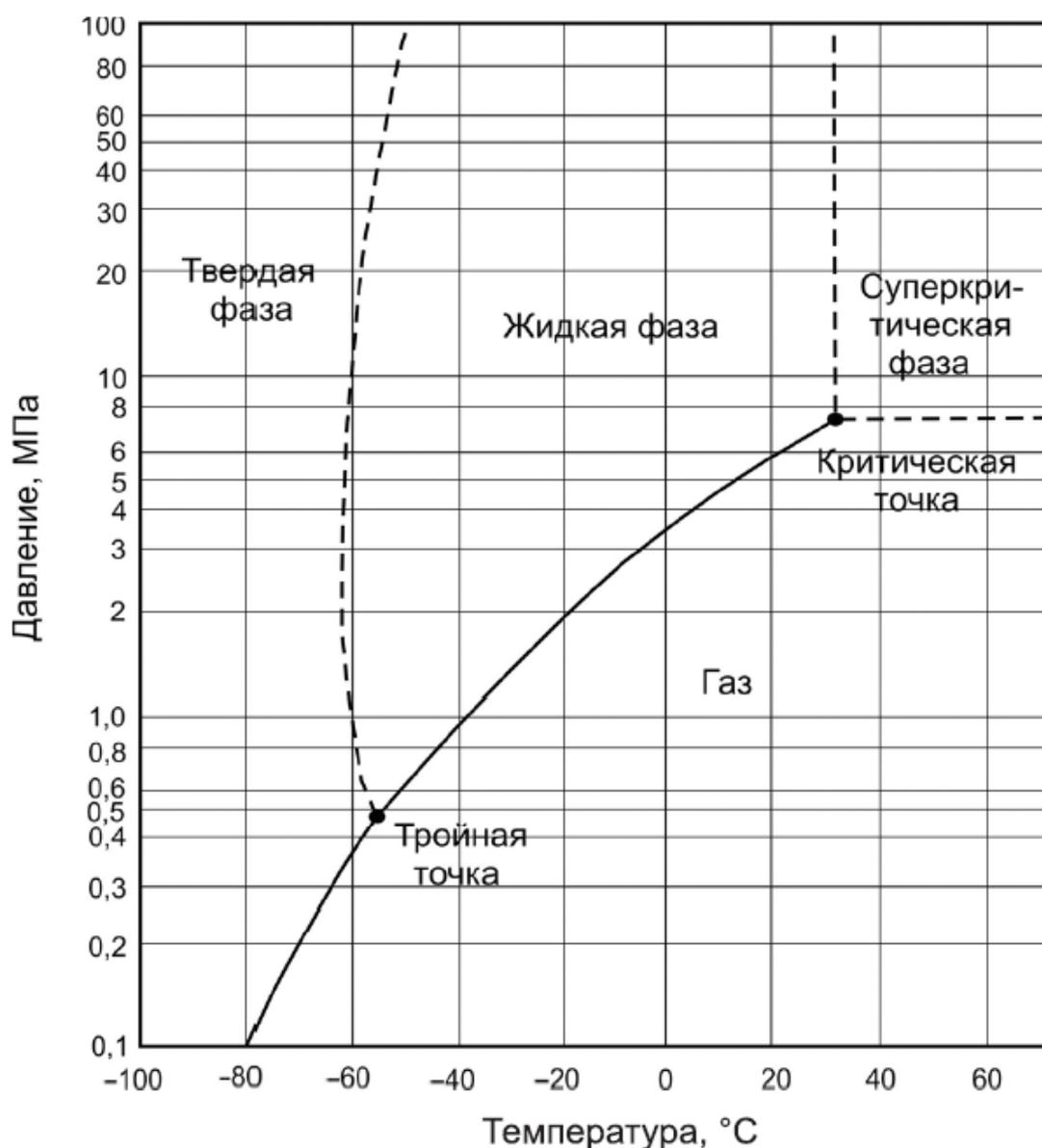


Рисунок 1.3 – Диаграмма фазового состояния диоксида углерода

Плотность углекислоты в жидком и сверхкритическом состояниях изменяется в широком диапазоне в зависимости от температуры и давления, рисунок 1.4. При слабopоложительных температурах и давлениях свыше 10 МПа, характерных для подземных резервуаров, плотность CO_2 приближается к плотности воды. При параметрах, превышающих критическую точку (31,6 °С; 7,39 МПа), CO_2 находится в сверхкритическом состоянии, проявляя свойства как жидкости (плотность), так и газа (вязкость). При этом плотность сильно зависит от температуры. Повышение температуры на 20 градусов приводит к снижению плотности на 100-300 кг/м^3 , большие значения характерны для меньших давлений. Плотность твердой углекислоты находится в диапазоне 1300–1600 кг/м^3 . Однако в природных резервуарах не обеспечиваются условия для нахождения CO_2 в твердой фазе.

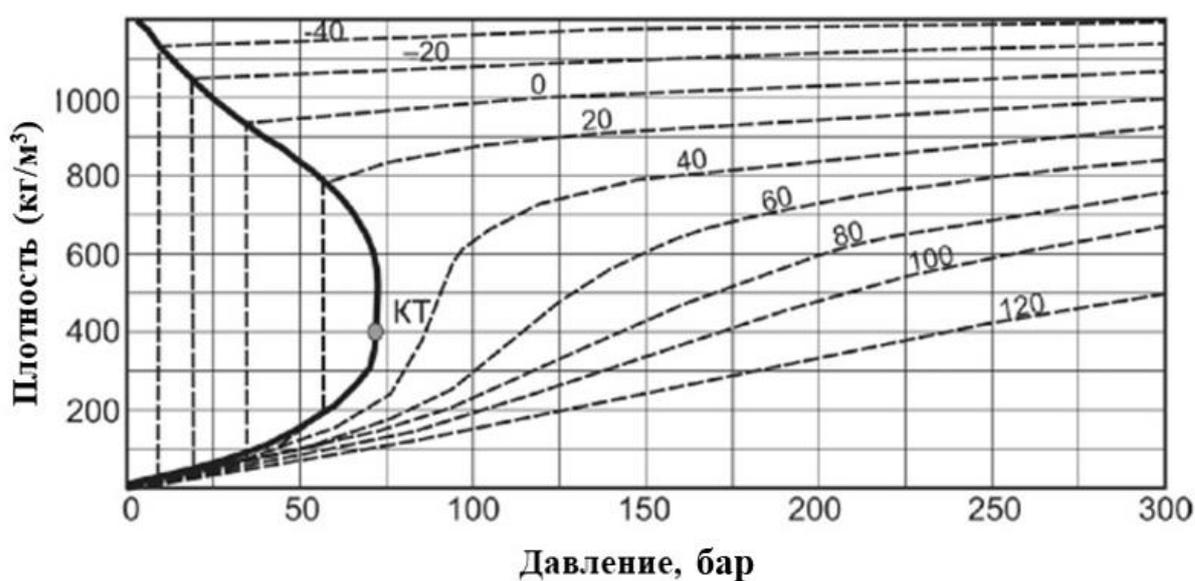


Рисунок 1.4 – Диаграмма плотности CO_2 в зависимости от давления и температуры

На современном этапе для захоронения CO_2 рассматриваются различные варианты естественных формаций. При выборе наиболее подходящих для этого геологических структур целесообразно использовать опыт залегания и разработки нефтегазовых месторождений, а также опыт создания подземных

хранилищ газа (ПХГ) [15, 29]. В мире насчитывается более 600 подземных хранилищ газа общей активной емкостью около 340 млрд. м³ [29].

Если представить, что весь имеющийся объем ПХГ позволяет хранить в нем CO₂ в сверхкритическом состоянии (например, при давлении 100 бар, температуре 35 °С и соответствующей плотности ~700 кг/м³), то это позволило бы закачать в него около 240 млрд. тонн CO₂, что эквивалентно суммарным антропогенным выбросам всего человечества за 5–7 лет. Поэтому опыт использования ПХГ заслуживает анализа при рассмотрении вариантов закачки CO₂ в подземные пространства.

Ниже представлены существующие геологические структуры, активно используемые для ПХГ и потенциально пригодные для хранения углекислого газа [15, 29, 30].

Подземные хранилища в соляных кавернах. Благодаря высокой производительности отбора хранящегося в них газа используются преимущественно для покрытия пиковых нагрузок, работая в «рывковом» режиме, который недоступен для ПХГ в пористых структурах, имеющих на порядок меньшую производительность отбора газа. В мире создано около 70 ПХГ в отложениях каменной соли с общей активной емкостью около 30 млрд. м³, каждое из которых может использоваться до нескольких десятков раз в год в режиме заполнения-опустошения.

Наибольшее количество ПХГ в соляных кавернах расположено в США — 31 хранилище общей емкостью 8 млрд. м³, с суммарным возможным объемом отбора газа свыше 200 млн. м³/сут. Следом идет Германия с 19 ПХГ в соляных кавернах объемом 7 млрд. м³. В России в настоящее время имеется 3 ПХГ в соляных кавернах: Калининградское (Калининградская область), Волгоградское (Волгоградская область) и Березняковское (Пермский край).

Глубинные высокоминерализованные водоносные горизонты. Из всех доступных геологических формаций они являются наиболее перспективными для хранения углекислоты, так как их воды не используются ни для хозяйственно-питьевых нужд, ни в сельском хозяйстве и обеспечивают

наибольший потенциальный объем хранения CO_2 . Выявлено, что все глубоко залегающие (> 1 км) солевые водоносные горизонты мира расположены в осадочных бассейнах и могут вмещать огромное количество CO_2 из-за их большого объема пор и высокой проницаемости.

Как только сверхкритический CO_2 попадает в водоносный горизонт, он вытесняет соленую поровую воду и затем начинает реагировать с грунтовыми водами, газом и породами в пласте, что в конечном счете приводит к осаждению новых минералов и/или растворению ранее существовавших минералов. Плотность сверхкритического CO_2 в данном случае составляет около $0,6\text{--}0,7$ г/см³, что ниже плотности соленой пластовой воды и вызывает подъем CO_2 в сторону покрывающей породы. Поэтому для обеспечения длительного хранения CO_2 кровля резервуара должна обладать хорошей герметизирующей способностью, что в целом характерно для водоносных горизонтов, представляющих собой протяженные горизонтальные или пологопадающие формации водоносных пород.

Впервые подземное хранилище газа в водоносном пласте было создано в 1946 г. в США — ПХГ Doe Run Upper (Кентукки). В СССР первое подобное газохранилище было создано в 1959 г. в районе Калуги — Калужское ПХГ с активной емкостью 410 млн. м³. Позже в СССР было создано крупнейшее в мире хранилище в водоносном пласте — Касимовское ПХГ (1977 г.) с проектной емкостью 12 млрд. м³.

Нефтяные резервуары также считаются одним из эффективных вариантов хранения из-за нескольких преимуществ: 1) истощенные нефтяные резервуары были тщательно изучены в период поиска и эксплуатации месторождений, включая емкость хранилища; 2) имеется развитая наземная и подземная инфраструктура, например, нагнетательные скважины и трубопроводы; 3) возможно использование CO_2 для повышения нефтеотдачи пластов, что широко известно и используется в нефтегазовой промышленности. Кроме того, нефтяные и газовые резервуары являются

достаточно герметичными, поскольку, если бы это было не так, нефть и газ в таких резервуарах давно проникали бы на поверхность.

В случае с нефтяными месторождениями углекислый газ может использоваться в технологии добычи с искусственным поддержанием пластового давления (EOR – Enhanced Oil Recovery), переводя остатки нефти в резервуаре в подвижное состояние и увеличивая коэффициент нефтеотдачи пласта. Технология EOR отработана и успешно применяется в береговых условиях, однако еще не опробована на морских шельфах.

При использовании углекислого газа в технологии EOR его захоронение происходит в поровом пространстве нефтеносных пород. Вместимость месторождения определяется величиной освобожденного от нефти порового пространств и дополнительным объемом пор, занимаемым подземными водами, залегающими ниже нефтяного горизонта.

Поскольку среднемировой коэффициент извлечения нефти составляет примерно 40%, имеется большой потенциал для развертывания технологии EOR и попутного захоронения углекислого газа.

Газовые месторождения, так же как нефтяные резервуары, имеют подтвержденную герметичность. Кроме того, закачка в них CO_2 может обеспечить получение дополнительных объемов газа из пласта по аналогии с технологией EOR, но экономический эффект такого мероприятия оказывается меньше, чем в случае с нефтяным месторождением. Однако емкость газовых месторождений существенно больше, чем нефтяных. Поэтому газовые месторождения являются перспективными для хранения углекислоты.

Первый в мире практический опыт закачки природного газа в истощенное месторождение был осуществлен еще в 1915 г. в Канаде (месторождение Уэлленд-Каунти), а уже в 1916 г. в США было создано первое промышленное ПХГ (газовое месторождение Зоар, район г. Буффало). В СССР работы по поиску месторождений, пригодных для создания ПХГ, начались в 1956 г. В 1979 г. начато создание крупнейшего в мире ПХГ в истощенном газовом месторождении — Северо-Ставропольского (Ставропольский край).

Данное газохранилище создано на основе двух месторождений на глубинах 1000 и 800 м. Северо-Ставропольское ПХГ вмещает до 50 млрд. м³ газа.

Совокупный потенциал хранения CO₂ в естественных формациях, по оценкам Международного энергетического агентства (IEA), проведенным в рамках программы «Научные исследования и разработки по проблемам парниковых газов», в мировом масштабе составил:

- истощенные резервуары нефти — 125 Гт CO₂;
- истощенные резервуары природного газа — 800 Гт CO₂;
- глубинные водоносные минерализованные горизонты — 400–10 000 Гт CO₂.

Среди действующих проектов по захоронению CO₂ большая часть расположена в Северной Америке (в первую очередь, в США), остальные проекты распределены между Европой и Китаем. Проект по улавливанию и хранению углерода на одном из энергоблоков угольной электростанции Boundary Dam Power Station в Канаде и на энергоблоке угольной электростанции в Петра Нова в Техасе для использования в целях увеличения нефтеотдачи пластов являются единственными примерами улавливания и хранения CO₂ на электростанциях, тогда как остальные проекты относятся к промышленному производству (этанол, удобрения, водород, железо, синтетический газ) и переработке природного газа. Между тем, количество проектов по улавливанию и хранению углерода быстро растет, а суммарная протяженность трубопроводов углекислого газа превышает 7 тыс. км [31].

Для эффективного хранения CO₂ в недрах технология-кандидат должна потенциально обеспечивать минимальный срок хранения 1000 лет и уровень утечки менее 0,1% в год [32].

Наиболее возможным путем утечки могут служить негерметичные скважины, менее вероятными путями являются диффузионные потери, миграция из-за капиллярного давления и утечки через разломы и сети трещин, риск которых снижается по мере увеличения глубины расположения резервуара для хранения CO₂. Однако следует отметить, что не было

сообщений, подтверждающих заметную утечку CO_2 из каких-либо известных хранилищ.

1.4 Энергетические циклы на углекислом газе с нулевыми выбросами в атмосферу

Решением, которое одновременно способствует повышению эффективности производства электроэнергии (соответственно, сокращению потребления первичного ресурса и образования выбросов) и облегчению улавливания парниковых газов являются кислородно-топливные энергетические циклы, в которых продукты сгорания являются рабочим телом цикла [33]. Такие решения получили в литературе название «технологий с нулевыми выбросами». В отличие от CCS на традиционных энергоустановках с воздушным сжиганием, при кислородном сжигании газообразного топлива исключаются проблемы образования вредных окислов из-за отсутствия азота в составе окислителя и не требуется выделение углекислого газа из продуктов сгорания. Трубопроводного качества углекислый газ высокой чистоты и плотности является единственным побочным продуктом производства электроэнергии на основе CO_2 циклов. Говоря о данных циклах в контексте «технологий с нулевыми выбросами», следует понимать, что только при полной утилизации образующейся углекислоты возможно достижение нулевого выброса парниковых газов в атмосферу.

Одно из первых упоминаний об энергоблоке с нулевым уровнем выбросов задокументировано в патенте СССР №295897 от 1967 года (авторы Дехтярев В.Л., Грибовский В.П.). Техническое решение, описанное в патенте, объединяет разделение воздуха для получения кислорода, выработку электроэнергии, сжигание газа в смеси CO_2 и кислорода и производство жидкого CO_2 . Единственным выбросом является сжиженный CO_2 . Оба автора были учениками профессора Д.П. Гохштейна в Одесском политехническом институте, который предложил использовать углекислый газ высокого

давления в качестве рабочего тела в цикле Ренкина еще в 1940 году. Между тем, в то время парниковый эффект от антропогенных выбросов еще не был обоснован и не стоял на повестке.

Первые системные работы по снижению выбросов CO_2 были инициированы в США Управлением энергетических исследований Министерства энергетики в 1970-е годы после организации Отдела исследований диоксида углерода (CDRD) в Минэнерго США.

Активно разрабатываться схемы кислородно-топливных установок начали в конце прошлого столетия. В частности, были предложены циклы SCOC-CC [34], MATIANT [35] и другие [36–38].

Тем не менее, исчерпывающая теория CO_2 -циклов или циклов с нулевыми выбросами в мировой энергетике пока не выработана. Ее создание затруднено отсутствием широкой практической реализации технических решений. Наиболее далеко продвинуты исследования по циклу Аллама [39, 40]. Данный цикл назван в честь своего разработчика, Роднея Джона Аллама, лауреата Нобелевской премии мира (2007 г.) и премии «Глобальная энергия» (2012 г.) На основе цикла Аллама построен энергоблок мощностью 50 МВт в La Porte, штат Техас, США [41]. Компания разработчик Net Power. Японской фирмой Toshiba ESS разработана и изготовлена CO_2 турбина на параметры 300 бар, 1150 °C [42]. Турбина и камера сгорания для установки в La Porte поставлены в 2016 и 2017 годах [43].

Принципиальная тепловая схема установки по циклу Аллама, с помощью которой можно охарактеризовать работу энергетического CO_2 цикла, представлена на рисунке 1.5.

Принцип работы цикла Аллама можно описать следующим образом. Диоксид углерода сначала сжимается в компрессоре до давления, превышающего критическое для углекислого газа, после чего CO_2 поступает в промежуточный охладитель, который позволяет не только охладить газ, но и повысить его плотность. Свойства сверхкритического CO_2 таковы, что плотность углекислоты возрастает при понижении температуры. После

охлаждения углекислота подается в насос, с помощью которого обеспечивается достижение рабочего давления цикла 300 бар.

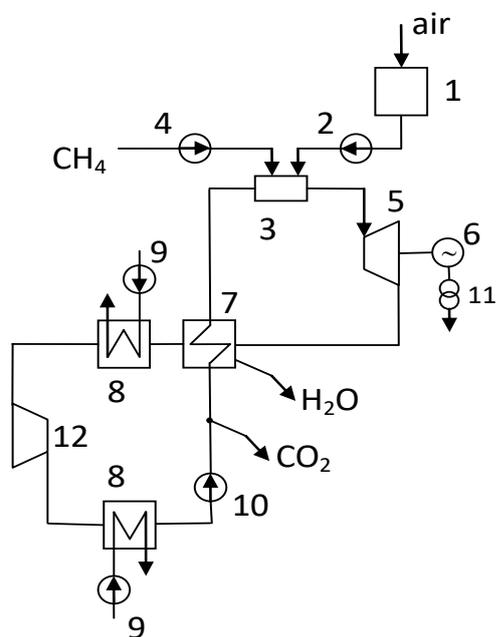


Рисунок 1.5 – Принципиальная тепловая схема цикла Аллама (без иллюстрации вторичных потоков теплоты от интеграции CO_2 контура со вспомогательными системами). Обозначения: 1 – воздухоразделительная установка; 2 – кислородный насос высокого давления; 3 – камера сгорания; 4 – топливный насос высокого давления; 5 – CO_2 турбина; 6 – генератор электрический; 7 – теплообменник регенеративный; 8 – теплообменник воздушный; 9 – вентилятор дутьевой; 10 – нагнетатель высокого давления; 11 – трансформатор собственных нужд; 12 – компрессор; 13 – конденсатор рабочего тела; air – подвод воздуха на ВРУ; O_2 – подвод кислорода к камере сгорания; CH_4 – подвод метана к камере сгорания; H_2O , CO_2 – вывод из цикла конденсата водяных паров и избытка углекислоты

Перед подачей в камеру сгорания рециркулирующего в цикле потока CO_2 происходит его подогрев в системе регенерации, где CO_2 нагревается до 700–750 °С за счет теплоты выходящего из турбины потока рабочего тела и нагретого хладагента, используемого для охлаждения кислородной

установки. После регенератора большая часть потока углекислого газа направляется в камеру сгорания, где достигает рабочих значений температуры, а меньшая часть – на охлаждение турбины. В камере сгорания обеспечивается подвод теплоты за счет сгорания топлива с кислородом, а также смешение продуктов сгорания с рециркулирующим потоком CO_2 .

Параметры рабочего тела на входе в турбину составляют 1100-1200 °С при давлении 300 бар. После прохождения турбины, при давлении 20-40 бар, рабочее тело направляется в регенератор, где отдает тепло входящему в камеру сгорания потоку углекислоты. В процессе теплообмена водяные пары конденсируются и отводятся из цикла. Излишки CO_2 , образующиеся от непрерывного сгорания углеводородного топлива в камере сгорания, в эквивалентном количестве также затем отводятся из цикла на захоронение. Оставшийся поток углекислоты проходит систему повышения давления, и цикл повторяется. Таким образом, водяной конденсат и высокой чистоты CO_2 являются единственными побочными продуктами производства электроэнергии.

Другим схожим решением, использующим диоксид углерода в качестве рабочего тела, является отечественная разработка Объединенного института высоких температур РАН [44–46]. В отличие от цикла Аллама, цикл ОИВТ предусматривает конденсацию рабочего тела, что позволяет отказаться от компрессорного оборудования и сразу использовать насос, а также предусматривает увеличенное содержание воды в рабочем теле и наличие теплофикационной установки [45].

Еще одним решением на основе использования воды и диоксида углерода является цикл Граца. Цикл предложен Н. Jericha, Graz University of Technology, Австрия. Работа цикла в разных вариациях описана в [47–49]. Ключевые особенности заключаются в следующем. Схема энергоустановки состоит из высокотемпературного цикла Брайтона и низкотемпературного цикла Ренкина. Топливом выступает газ, который сжигается в камере сгорания в кислородной среде при давлении 40 Бар. Рабочим телом является

смесь водяных паров и углекислого газа, содержащая в своем составе свыше 3/4 влаги и менее 1/4 углекислоты. Схема цикла включает последовательно расположенную турбину высокого давления и турбину низкого давления. Можно отметить, что циклы Аллама и ОИВТ предполагают одну камеру сгорания и одну турбину, тогда как цикл Граца имеет многовальную конструкцию с множественными слияниями и разделениями потоков рабочего тела. Поэтому цикл Граца нельзя в полной мере отнести к чистым CO₂ циклам.

В настоящий момент среди разработчиков тепловых схем энергоустановок и технических решений по производству электроэнергии на углекислотных циклах можно выделить национальную лабораторию энергетических технологий США NETL [50–53], институт электроэнергетических исследований США EPRI [54], компанию-разработчика опытно-промышленной установки по циклу Аллама Net Power Ltd [55] и компании 8 Rivers Capital [56] (США); технологический университет Граца [47–49] (Австрия). Значительной проработкой отличаются работы ученых КНР [57–59], Европейского союза [37, 60, 61]. В России исследования в данной сфере представлены коллективами Московского энергетического института [62–64], Объединенного института высоких температур РАН [44–46] и Новосибирского государственного технического университета НГТУ-НЭТИ [65–67]. Во всех случаях рассматриваются идентичное построение энергетического цикла на углекислом газе, в котором в камере сгорания подводится не только теплота, но и часть рабочего тела.

Особенностью CO₂ циклов является требование высоких начальных параметров (давление 200–400 бар и температура 1100–1300 °С и выше) рабочего тела для достижения показателей эффективности на уровне 50-60%. Высокие параметры и нетрадиционный химический состав рабочего тела обуславливают необходимость разработки основ конструирования энергетического оборудования на углекислом газе. Отдельного внимания, как наиболее сложные и ответственные агрегаты, заслуживают многопоточный теплообменник-регенератор, турбина на сверхкритическом CO₂, системы

подачи топлива и камера сгорания высокого давления. При этом все технические решения можно разделить на несколько групп по ряду принципиальных особенностей реализации CO₂ цикла, таблица 1.1.

Таблица 1.1 – Варианты CO₂ цикла и особенности технологической схемы

Название цикла (или ближайшая конфигурация)	Организация	Страна	Особенности технологической схемы
Аллама	Национальная лаборатория энергетических технологий (NETL) [51]	США	Без конденсации, вне зоны насыщения, с компрессором и насосом, с развитой интеграцией тепловых потоков между энергетическим циклом и вспомогательными системами.
Аллама	Институт энергетических исследований (EPRI) [54]	США	
Аллама	Net Power Ltd [55]	США	
Аллама	МЭИ [63]	Россия	
Allam-Z	Юго-Восточный университет, г.Нанкин [58]	Китай	С конденсацией рабочего тела и использованием насоса.
ОИВТ / Allam-Z	ОИВТ РАН [45]	Россия	С теплофикационной установкой у ОИВТ.
НГТУ	НГТУ-НЭТИ [66]	Россия	Полностью в сверхкритической зоне, с применением насоса, без конденсации.
MATANT	Льежский университет [35]	Бельгия	Без конденсации, с компрессором, без развитой интеграции тепловых потоков.
SCOCC-CC	Norwegian Institute of Technology [34]	Норвегия	

Различие в технологических схемах ведет к разному составу оборудования и параметрам в ключевых точках цикла, что отражается на конечной эффективности и технико-экономических показателях. При этом во всех случаях рабочее тело непрерывно обновляется в камере сгорания, а эквивалентный избыток CO_2 выводится из цикла после совершения работы. Полнота утилизации или захоронения данного потока CO_2 определяет возможность достижения «нулевого» выброса, а доля обновления рабочего тела является характерной особенностью CO_2 циклов.

Любопытно отметить, что реализацию CO_2 циклов рассматривают с широким использованием топлив (метан, синтез-газ, метанол) и для обеспечения широкого круга технических задач в виде генерации электроэнергии, теплоты, водорода, подземной газификации угля и некоторых других [46, 68–71].

Востребованность исследований технологий сверхкритического диоксида углерода для энергетики подтверждаются экспоненциальным ростом числа патентов и научных публикаций за последние годы [72, 73]. Обращает на себя внимание разрозненность всех исследований. Из-за отсутствия масштабной практической реализации CO_2 -циклов, сравнительные оценки разных вариантов затруднены как между собой, так и с другими известными техническими решениями. Значительные расхождения наблюдаются даже при оценке термодинамической эффективности непосредственно цикла разными исследователями. Под самим понятием «эффективность цикла» авторами предлагаются различные варианты учета потерь. Еще больше разночтений в плане учета энергозатрат (или их не учета), оценке капиталовложений и эксплуатационных затрат возникает при определении технико-экономических показателей. В частности, это подтверждается преобладанием дискуссионных и зачастую фрагментарных конференционных материалов в общем числе публикаций [72, 73].

Наиболее высокую неопределённость сегодня представляют стоимостные оценки подобных технологических решений. Компания Net

Power декларирует стоимость строительства первого 50 МВт энергоблока на базе цикла Аллама за 140 млн. долларов (2800 \$/кВт) [74]. При этом заявляется себестоимость электроэнергии на природном газе на уровне 50 \$/МВт·ч с перспективой снижения до 42 \$/МВт·ч при снижении удельных капиталовложениях до 1000 \$/кВт при реализации серийных энергоблоков [74]. 8 Rivers Capital Pre-FEED Report [75] показывает, что реализация цикла Аллама при внутрицикловой газификации угля предполагает себестоимость электроэнергии на уровне 75 \$/МВт·ч. Сам автор цикла, Родней Дж. Аллам приводил оценки удельных капиталовложений в технологию при работе на природном газе 800–1000 \$/кВт и 1500–1800 \$/кВт в варианте с газификатором угля [39]. В Московском энергетическом институте (МЭИ), Россия, приводят стоимость на уровне 1000 \$/кВт без учета систем отвода и хранения углерода, и с их учетом – 1307 \$/кВт [63]. В то же время оценка капиталовложений в цикл Аллама на газе специалистами NETL представлена на уровне 1470 \$/кВт в работе [52] и уже 2430–2560 \$/кВт в работе [53], что представляет собой крайне широкий диапазон.

Таким образом, актуальным остается вопрос сравнения перспективных вариантов энергоблоков на основе CO₂ циклов как между собой, так и с текущими широко используемыми техническими решениями. Поэтому актуальным является проведение обобщающих исследований, позволяющих выявить общие закономерности, характерные для семейства CO₂ циклов.

1.5 Цель и задачи исследования

Целью диссертационной работы является определение комплекса показателей эффективности установок на основе кислородно-топливных CO₂ циклов различных конфигураций с использованием в качестве рабочего тела сверхкритического диоксида углерода.

Задачи исследования:

1. Разработка комплекса методов термодинамического, энергетического и технико-экономического анализа установок на основе CO₂ циклов разных конфигураций.
2. Анализ влияния параметров рабочего тела в ключевых точках циклов на их термодинамическую эффективность, в том числе с учетом доли обновления рабочего тела и интеграции низкопотенциальных потоков вспомогательных систем.
3. Анализ КПД выработки и отпуска электроэнергии, удельных расходов топлива установками, структуры собственных нужд с установлением поагрегатных зависимостей энергопотребления от термодинамических параметров циклов.
4. Анализ удельных капиталовложений в установки и стоимости производимой электроэнергии. Анализ влияния термодинамических параметров на стоимость агрегатов установок.
5. Сравнение рассматриваемых установок с традиционными и перспективными технологиями генерации электроэнергии на органическом топливе.

охладителях CO_2 . Образующийся водяной конденсат выводится за пределы цикла. В процессе 2-3 производят отвод теплоты от цикла в окружающую среду, а в процессах 3'-3'' и 3-4 обеспечивают повышение давления рабочего тела сначала в компрессоре, а затем в насосе. Процесс 4-4'-5 характеризует нагрев рабочего тела в регенераторе.

Ничего по существу не меняют изменения термодинамической конфигурации цикла с переходом на компрессорное или бескомпрессорное повышение давления или на цикл с конденсацией рабочего тела. Меняются лишь термодинамические характеристики точек начала и окончания процессов повышения давления и параметры потоков в регенераторе с установлением новых граничных условий для них. Варианты циклов с этими конфигурациями более подробно рассматриваются в главах 3 и 4.

Принципиальной особенностью кислородно-топливных энергетических циклов на углекислом газе является непрерывное обновление части рабочего тела, что отражается на технологической схеме подобных установок, рисунок 2.2.

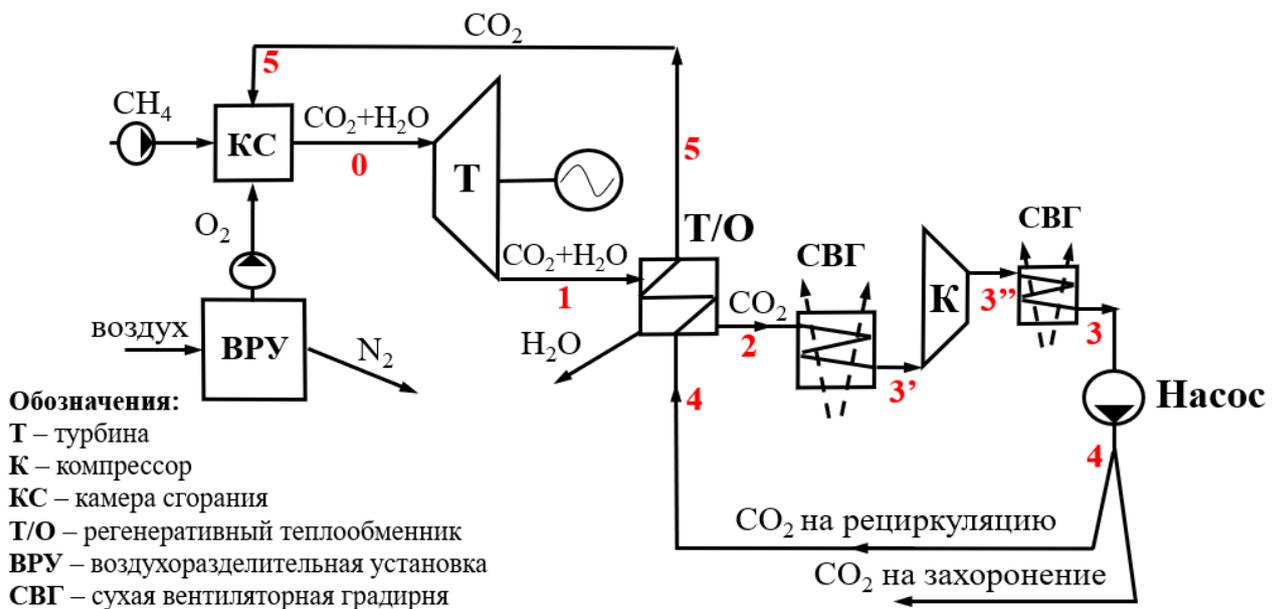


Рисунок 2.2 – Принципиальная схема установки на основе энергетического цикла на углекислом газе. Цифры соответствуют процессам на рисунке 2.1

Рабочее тело непрерывно обновляется за счет добавки продуктов сжигания топлива (преимущественно углекислый газ и водяные пары, обусловленные водородом топлива) в камере сгорания. Благодаря этому обеспечиваются требуемые температурные параметры на входе в турбину: теплота сгорания топлива идет на нагрев продуктов сгорания и рециркулирующего в цикле диоксида углерода.

Для поддержания постоянства расхода рабочего тела через турбину непрерывно осуществляется отвод водяного конденсата и излишков CO_2 за пределы цикла. Отвод водяного конденсата осуществляют в процессе регенеративного теплообмена и отвода теплоты в окружающую среду. Отвод излишков CO_2 осуществляют после системы повышения давления цикла, чтобы обеспечить возможность его дальнейшей прокачки на утилизацию.

Доля обновления рабочего тела (количество вводимого в камеру сгорания CO_2 путем сжигания топлива) напрямую зависит от термодинамических параметров на входе в турбину. Чем выше требуется температура, тем больше нужно подвести энергии, тем больше требуется сжечь топлива. Соответственно, возрастает доля ввода/вывода CO_2 , который и подлежит захоронению для достижения нулевого выброса в атмосферу. Аналогичную зависимость имеет количество водяных паров в составе рабочего тела, так как их образование напрямую связано с количеством сжигаемого топлива и водорода в его составе. С другой стороны, изменение количества ввода/вывода CO_2 и воды из состава рабочего тела вызывают небаланс масс между нагреваемым (на входе в камеру сгорания) и греющим (на выходе из турбины) потоками в системе регенерации, что влияет на сходимость энергетических балансов и может негативно сказываться на эффективности цикла; влияет на конструкторско-технологические аспекты теплообменного оборудования. Кроме того, величина ввода/вывода CO_2 определяет затраты на сжатие данного потока и затраты на его захоронение.

Указанные особенности функционирования циклов требуют всестороннего анализа, в связи с чем актуальным является разработка

универсального метода расчета энергетических циклов на углекислом газе с учетом их разной конфигурации и особенностей изменения состава и количества рабочего тела в ключевых точках цикла.

В общем случае расчет эффективности термодинамического цикла на углекислом газе начинают с выбора архитектуры цикла, задания параметров рабочего тела на входе (температура и давление) и выходе (давление) из турбины, а также выбора используемого газообразного топлива.

Расчет ведут в удельных величинах, принимая за единицу (1 кг/с) расход углекислого газа, проходящего через турбину. При этом количество углекислоты, вводимой в цикл в результате сжигания топлива, при данных условиях расчета равной доле обновления рабочего тела, обозначают « δ ». Тогда рециркулирующий в цикле поток CO_2 может быть выражен как $(1 - \delta)$.

После выбора исходных данных энергетического цикла рассчитывают процесс расширения рабочего тела в турбине. Начальные параметры водяного пара в составе рабочего тела определяют по температуре и давлению рабочего тела, пренебрегая расчетом парциального давления водяных паров, т.к. при рабочих температурах цикла изменение энтальпии воды от давления мало, а количество водяных паров много меньше количества углекислого газа.

Так как рабочее тело представляет собой преимущественно углекислый газ (свыше 95%), то процесс расширения определяют по свойствам диоксида углерода. При изоэнтальпийном расширении находят температуру на выходе из турбины (точка 1, здесь и далее см. рисунок 2.1). По данной температуре определяют энтальпию углекислоты и водяных паров на выходе из турбины.

Затем проводят расчет процесса повышения давления диоксида углерода с определением его параметров в ключевых точках цикла. При этом во всех случаях принимается, что перед подачей CO_2 в устройство повышения давления его температура понижается до 20 °С за счет теплообмена с окружающей средой, а процессы сжатия реализуются как изоэнтальпийные. Итогом расчета случит вычисление температуры и энтальпии CO_2 в точке 4, которая в дальнейшем будет характеризовать параметры выводимого на

утилизацию CO_2 и входные параметры нагреваемого в системе регенерации рециркулирующего потока CO_2 . Также в расчете определяются параметры углекислого газа в промежуточных ступенях в случае реализации многоступенчатого повышения давления.

На основе найденной температуры углекислого газа в точке 4 задают граничные условия системы регенерации. Принимают температуру в точке 2 равной температуре в точке 4, как предельный вариант, при котором греющий поток системы регенерации остывает до температуры входа нагреваемого потока. На основе известного давления окончания процесса расширения и принятой температуры в точке 2 определяют остальные требуемые параметры рабочего тела.

Известно, что при начале конденсации водяных паров происходит резкое увеличение эффективной теплоёмкости потока. Так как в процессе регенеративного теплообмена происходит вывод конденсата водяных паров из состава рабочего тела, необходимо оценить температуру начала конденсации. В общем случае температура конденсации водяных паров определяется температурой насыщения водяных паров при их парциальном давлении в смеси: $t_{\text{КОН}} = f(P_{\text{пара парц}})$.

В качестве оценки парциальное давление водяных паров может быть определено из закона Дальтона:

$$P_{\text{H}_2\text{O парц}} = P_{\text{смеси}} \cdot \frac{v_{\text{H}_2\text{O}}}{v_{\text{CO}_2} + v_{\text{H}_2\text{O}}}, \quad (2.1)$$

$$v_i = \frac{m_i}{M_i}. \quad (2.2)$$

В первой итерации расчета массовое содержание водяных паров определяется исходя из доли обновления рабочего тела на уровне 5%.

Найденная температура конденсации характеризует точку начала вывода воды за рамки цикла, ее обозначают 2' на диаграмме на рисунке 2.1. Полученную температуру сравнивают с температурой в точке 4. Если температура конденсации выше температуры в точке 4, то имеет место

полезное использование теплоты фазового перехода в процессе регенерации. В этом случае определяют энтальпию конденсата в точке 2', которая лежит между точками 1 и 2. До данной величины будет осуществляться теплоотвод от водяных паров в сторону рециркулирующего потока углекислоты. Теплотой водяного конденсата пренебрегают, выводя его за рамки цикла.

Если же температура конденсации ниже температуры нагреваемого потока на входе в систему регенерации, то теплота фазового перехода в полезно не используется, а конденсация влаги в регенераторе не происходит. В этом случае параметры водяных паров в точке 2' определяют по температуре точки 4 и парциальному давлению водяного пара.

Далее определяют недостающие параметры цикла. А именно: параметры рабочего тела в точке 5 – на выходе из системы регенерации / входе в камеру сгорания, и долю обновления рабочего тела δ в камере сгорания. Для этого совместно решают систему уравнений материально-тепловых балансов камеры сгорания и системы регенерации с учетом различного количества и состава рабочего тела в точках цикла и физических ограничений.

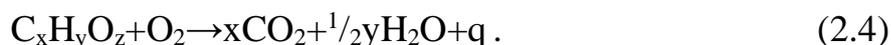
Камера сгорания, по сути, представляет смешивающий подогреватель, где смешиваются два газовых потока, один из которых представляет собой разогретые продукты сгорания топлива, а другой поступает из системы регенерации цикла:

$$G_{\text{цирк}}^{\text{CO}_2} + G_{\text{прод.сгор}}^{\text{CO}_2} + G_{\text{прод.сгор}}^{\text{H}_2\text{O}} = 1^{\text{CO}_2} + G_{\text{пар}}^{\text{H}_2\text{O}}, \quad (2.3)$$

где $G_{\text{прод.сгор}}^{\text{CO}_2} = \delta \cdot G_{\text{цирк}}^{\text{CO}_2}$ – циркулирующий в цикле поток CO_2 .

В расчетах термодинамической эффективности принимается, что потери тепла из камеры сгорания в окружающую среду отсутствуют, а вся теплота, выделяющаяся при горении, идет на нагрев продуктов сгорания топлива (CO_2 и водяной пар, обусловленный водородом топлива) и основного потока циркулирующего углекислого газа. Теплотой вводимого в камеру сгорания топлива и окислителя пренебрегают. Дополнительно принимается допущение,

что реакция горения протекает при стехиометрическом соотношении, происходит полное окисление горючих веществ, а недожог отсутствует:



Из брутто-уравнения реакции горения органического топлива в кислороде определяют вспомогательные коэффициенты D , W , Q .

Параметр D характеризует количество исходного топлива, которое необходимо сжечь в кислороде, чтобы по реакции получить 1 кг CO_2 .

Параметр W характеризует количество водяных паров, которые образуются дополнительно к 1 кг CO_2 от окисления водорода топлива при сжигании топлива в количестве D .

Параметр Q характеризует количество теплоты, которое выделяется по реакции горения топлива при получении 1 кг CO_2 .

С учетом введенных ранее обозначений и выполненных расчетов формируют уравнение теплового баланса для камеры сгорания:

$$(1 - \delta) \cdot h_5 + \delta \cdot Q = 1 \cdot h_0^{CO_2} + \delta \cdot W \cdot h_0^{H_2O}. \quad (2.5)$$

Так как расчеты ведут в удельном виде, а параметр δ представляет долю обновления рабочего тела, то произведение $\delta \cdot Q$ характеризует количество теплоты, которое подводится в камере сгорания от сжигания топлива, а произведение $\delta \cdot W$ характеризует добавку водяных паров.

Далее формируют уравнение теплообмена между выходящим из турбины и входящим в камеру сгорания потоками для системы регенерации с учетом законов термодинамики, и составляют систему уравнений. В зависимости от соотношения количества теплоты, содержащейся в греющем потоке регенератора, и теплоты, которую может воспринять нагреваемый поток, возможно составление двух вариантов системы уравнений.

Для этого оцениваются вспомогательные величины $q_{\text{конд}}$ и q_{CO_2} .

Теплота, которая может быть передана в регенераторе отработанными газами турбины после начала конденсации водяных паров:

$$q_{\text{конд}} = \delta \cdot W \cdot h_{\text{конд}}^{H_2O} + (h_2^{CO_2} - h_2^{CO_2}), \quad (2.6)$$

где $h_2^{\text{CO}_2} = f(t_{\text{кон}}; p_1)$ - энтальпия отработавшего в турбине (греющего потока регенератора) CO_2 при температуре начала конденсации водяных паров.

Теплота, которая может быть воспринята в регенераторе рециркулирующим потоком CO_2 до температуры, равной температуре начала конденсации:

$$q_{\text{CO}_2} = (1 - \delta) \cdot (h_4^{\text{CO}_2} - h_4^{\text{CO}_2}), \quad (2.7)$$

где $h_4^{\text{CO}_2} = f(t_4' = t_2' = t_{\text{кон}}; p_0)$ - энтальпия нагреваемого в регенераторе CO_2 при температуре начала конденсации водяных паров.

Для случая, когда $q_{\text{конд}} \leq q_{\text{CO}_2}$, вся скрытая теплота парообразования может быть воспринята нагреваемым потоком, а влага сконденсирована в системе регенерации цикла. В результате получают систему:

$$\begin{cases} t_1 \geq t_5; t_2 = t_4 \\ (1 - \delta) \cdot h_5 + \delta \cdot Q = 1 \cdot h_0^{\text{CO}_2} + \delta \cdot W \cdot h_0^{\text{H}_2\text{O}} \quad (\text{I}) \\ (1 - \delta) \cdot (h_5 - h_4) = 1 \cdot (h_1^{\text{CO}_2} - h_2^{\text{CO}_2}) + \delta \cdot W \cdot (h_1^{\text{H}_2\text{O}} - h_2^{\text{H}_2\text{O}}) \quad (\text{II}). \end{cases} \quad (2.8)$$

В системе (2.8) уравнение I представляет собой тепловой баланс камеры сгорания, уравнение II – тепловой баланс регенеративного теплообменника. Неизвестными системы, которые необходимо определить из ее решения, являются h_5 – энтальпия углекислого газа на выходе из регенератора (на входе в камеру сгорания) и δ – доля обновления/вывода CO_2 .

Решая систему (2.8), выражают δ из уравнения II и подставляют его в I.

Находят неизвестные:

$$h_5 = \frac{h_0^{\text{CO}_2} \cdot (-h_4 + W \cdot (h_1^{\text{H}_2\text{O}} - h_2^{\text{H}_2\text{O}})) + Q \cdot (h_1^{\text{CO}_2} - h_2^{\text{CO}_2} + h_4) - W \cdot h_0^{\text{H}_2\text{O}} \cdot (h_1^{\text{CO}_2} - h_2^{\text{CO}_2} + h_4)}{W \cdot (h_1^{\text{H}_2\text{O}} - h_2^{\text{H}_2\text{O}}) - h_0^{\text{CO}_2} + h_1^{\text{CO}_2} - h_2^{\text{CO}_2} + Q - W \cdot h_0^{\text{H}_2\text{O}}}, \quad (2.9)$$

$$\delta = - \frac{(h_1^{\text{CO}_2} - h_2^{\text{CO}_2}) - (h_5 - h_4)}{(h_5 - h_4) + W \cdot (h_1^{\text{H}_2\text{O}} - h_2^{\text{H}_2\text{O}})}. \quad (2.10)$$

Для случая, когда $q_{\text{конд}} > q_{\text{CO}_2}$, нагреваемый поток не может воспринять всю теплоту фазового перехода, достигнув при этом температуры начала

конденсации водяных паров, из-за чего не вся влага будет сконденсирована в процессе регенеративного теплообмена. В данном случае система уравнений принимает вид:

$$\begin{cases} t_1 \geq t_5; t_2 = t_4; t_4' = t_2, \\ (1 - \delta) \cdot h_5 + \delta \cdot Q = 1 \cdot h_0^{\text{CO}_2} + \delta \cdot W \cdot h_0^{\text{H}_2\text{O}} \quad (\text{I}) \\ (1 - \delta) \cdot (h_5 - h_{4'}) = 1 \cdot (h_1^{\text{CO}_2} - h_2^{\text{CO}_2}) + \delta \cdot W \cdot (h_1^{\text{H}_2\text{O}} - h_2^{\text{H}_2\text{O}}) \quad (\text{II}) \\ h_2^{\text{H}_2\text{O}} = f(t_{\text{кон}}; x = 1) \end{cases} \quad (2.11)$$

Решая систему (2.11) аналогично системе (2.8), находят неизвестные:

$$h_5 = \frac{h_0^{\text{CO}_2} \cdot (-h_{4'} + W \cdot (h_1^{\text{H}_2\text{O}} - h_2^{\text{H}_2\text{O}})) + Q \cdot (h_1^{\text{CO}_2} - h_2^{\text{CO}_2} + h_{4'}) - W \cdot h_0^{\text{H}_2\text{O}} \cdot (h_1^{\text{CO}_2} - h_2^{\text{CO}_2} + h_{4'})}{+W \cdot (h_1^{\text{H}_2\text{O}} - h_2^{\text{H}_2\text{O}}) - h_0^{\text{CO}_2} + h_1^{\text{CO}_2} - h_2^{\text{CO}_2} + Q - W \cdot h_0^{\text{H}_2\text{O}}}, \quad (2.12)$$

$$\delta = (-1) \frac{(h_1^{\text{CO}_2} - h_2^{\text{CO}_2}) - (h_5 - h_{4'})}{(h_5 - h_{4'}) + W \cdot (h_1^{\text{H}_2\text{O}} - h_2^{\text{H}_2\text{O}})}. \quad (2.13)$$

Далее проводят проверку математических корней систем (вне зависимости от того, по какой системе велся расчет) на соответствие физическим ограничения (таким как невозможность самопроизвольной передачи теплоты от более холодного источника к горячему и т.п.).

В частности, при решении систем (2.8) и (2.11) h_5 может получиться таким, что $t_5 = f(h_5; p_0)$ – температура нагреваемого потока на выходе из регенератора - окажется выше, чем t_1 – температура греющего потока на входе в регенератор, что невозможно. Физически такая ситуация означает, что в греющем потоке содержится больше тепла, чем может воспринять нагреваемый поток углекислого газа. Такая ситуация означает, что не все тепло уходящих газов возвращается в цикл, растут вынужденные потери теплоты в окружающую среду, КПД цикла снижается. Это возможно благодаря разности масс греющего и нагреваемого потоков (т.к. часть углекислоты и водяные пары выводятся из цикла) и их параметров (давление от 20–75 до 200–400 бар), из-за чего отличаются теплоемкости углекислоты.

В таком случае принимают $t_5=t_1$ (Недогрев отсутствует. Процесс считаются идеальными) и находят $h_5=f(t_5=t_1;p_0)$. Затем определяют δ , подставляя найденное значение h_5 в уравнение (I) системы (2.8) или (2.11):

$$\delta = \frac{h_0^{\text{CO}_2} - h_5}{Q - h_5 - W \cdot h_0^{\text{H}_2\text{O}}} . \quad (2.14)$$

В данном случае следует подставлять полученное значение h_5 именно в уравнение (I) систем, потому что условие второго уравнения выполняется «автоматически», т.к. тепла уходящих газов было и так с избытком, а произошло дополнительное уменьшение параметра h_5 по условию согласования температур. Поэтому определяющим остается уравнение (I).

После нахождения δ проводят сравнение полученного значения с принятой ранее укрупненной величиной 5%. В случае расхождения значения более чем на 1% следует повторить расчет с новым значением δ .

Термический КПД цикла (по аналогии с ГТУ) определяется как отношение располагаемого теплоперепада за вычетом работы сжатия к подведенной теплоте:

$$\eta_t = \frac{H_0 - l_{\text{сж}}}{\delta \cdot Q} . \quad (2.15)$$

Термический КПД цикла без учета работы сжатия (при отнесении данной величины к собственным нуждам, по аналогии с ПСУ) определяется как отношение располагаемого теплоперепада к подведенной теплоте:

$$\eta_t = \frac{H_0}{\delta \cdot Q} . \quad (2.16)$$

Работа сжатия определяется как разность энтальпий углекислого газа до и после процесса сжатия. Располагаемый теплоперепад определяется как сумма теплоперепадов CO_2 и H_2O в составе рабочего тела:

$$H_0 = (h_0^{\text{CO}_2} - h_1^{\text{CO}_2}) + (h_0^{\text{H}_2\text{O}} - h_1^{\text{H}_2\text{O}}) \cdot W \cdot \delta . \quad (2.17)$$

В общем виде алгоритм, отражающий все вышеперечисленные особенности проведения расчета эффективности CO_2 циклов, условные переходы, проверку ограничений, представлен на рисунке 2.3.

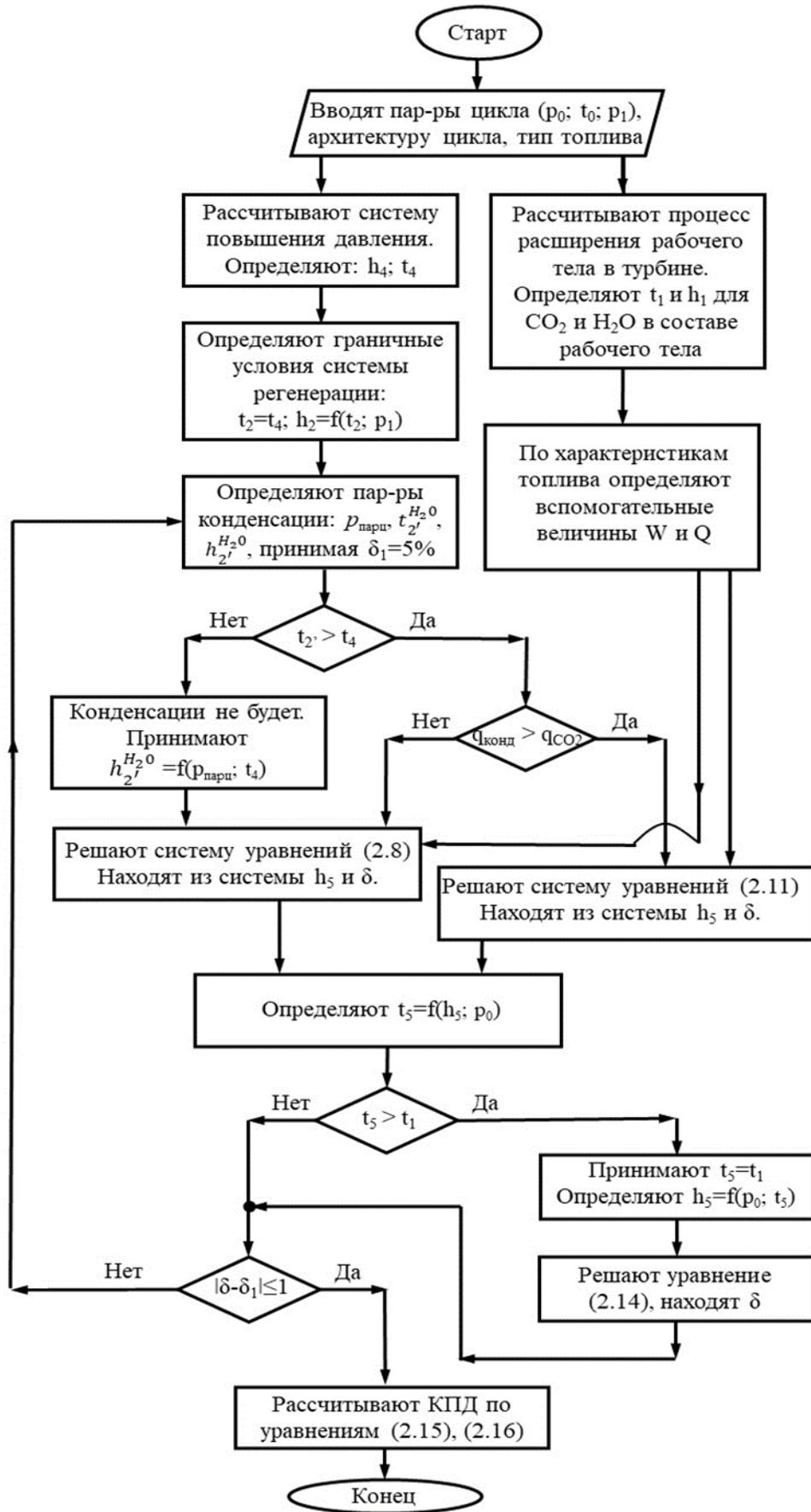


Рисунок 2.3 – Алгоритм расчета термодинамической эффективности энергетического цикла на углекислом газе

Для анализа влияния термодинамических характеристик цикла на его эффективность ведут вариантные расчеты. При этом выделяют один влияющий параметр (температура, давление входа в турбину или давление окончания процесса расширения). Этот параметр является независимым. Кроме того, фиксируются параметры, зависящие от температуры окружающей среды или варианта технической реализации цикла. К ним относят температуру отвода теплоты из цикла, давление в промежуточной ступени его повышения, давление конденсации углекислого газа.

Расчеты ведут сериями для установления влияния каждого независимого параметра на термическую эффективность цикла и определения всех зависимых показателей в виде доли обновления рабочего тела, количества водяных паров, температур подвода CO_2 к камере сгорания, вывода водяного конденсата за пределы цикла, энтальпий в характерных точках и др. Важно отметить, что расчеты ведут, в том числе, в диапазонах температур и давлений, превышающих технически достижимые значения для установления предельных значений эффективности циклов.

2.2 Методика анализа энергетической эффективности установок на основе CO_2 циклов

В основе расчётов энергетической эффективности перспективных энергоблоков лежат положения методов энергобалансов, когда каждое преобразование первичной энергии топлива в установке сопровождается потерями, а часть выработанной энергии расходуется на собственные нужды. Подобный подход позволяет обеспечить единообразие в оценке эффективности как энергоустановок на основе циклов на углекислом газе, так и традиционных тепловых электростанций. В расчетах принято, что для всех вспомогательных систем используется электропривод. В том числе для системы повышения давления рабочего тела. Доля затрат энергии на собственные нужды рассчитывается относительно установленной мощности

энергоблока. Полезный отпуск получается путем вычитания мощности энергопотребления вспомогательных систем из вырабатываемой электрической мощности.

Электрический КПД выработки электроэнергии определяется по формуле:

$$\eta_{\text{э}} = \eta_t \cdot \eta_{\text{КС}} \cdot \eta_{\text{oi}}^{\text{CO}_2} \cdot \eta_{\text{эм}}, \quad (2.18)$$

где η_t – термический КПД; $\eta_{\text{КС}}$ – КПД камеры сгорания; $\eta_{\text{oi}}^{\text{CO}_2}$ – внутренний относительный КПД CO_2 -турбины; $\eta_{\text{эм}}$ – электромеханический КПД турбогенератора. Реализация метода позволяет оценить совершенство цепочки преобразования энергии в энергетической установке, рисунок 2.4.

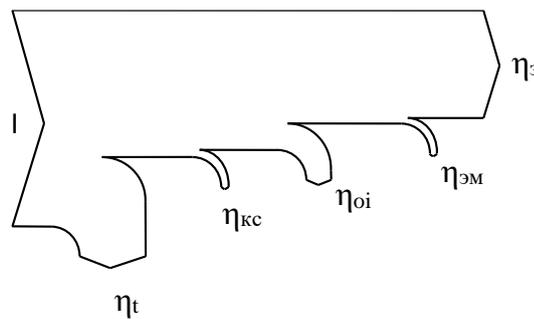


Рисунок 2.4 – К методу определения КПД выработки электроэнергии: η_t , η_{oi} , $\eta_{\text{КС}}$, $\eta_{\text{эм}}$ характеризуют потери в узлах; $\eta_{\text{э}}$ – совершенство всей установки

Для энергетической техники принимают передовые показатели эффективности агрегатов (Таблица 2.1) с учетом работ [52, 60, 77].

Таблица 2.1 – Показатели эффективности CO_2 энергоблока

Показатель эффективности	Обозначение	Значение
Термический КПД	η_t	Определяется расчетами
КПД камеры сгорания	$\eta_{\text{КС}}$	0,99
Внутренний относительный КПД CO_2 турбины	$\eta_{\text{oi}}^{\text{CO}_2}$	0,92
Электромеханический КПД	$\eta_{\text{эм}}$	0,99

В настоящем подходе все оборудование собственных нужд объединено в системы: повышения давления CO_2 ; повышения давления кислорода и метана для подачи в камеру сгорания; воздушную систему охлаждения; воздухоразделительную установку (ВРУ) получения кислорода. Каждая из систем характеризуется затратами электроэнергии на функционирование. Во всех случаях принят электропривод для каждой из систем. Во всех случаях принято, что топливо и кислород сжимаются в жидкой фазе, после чего регазифицируются перед входом в камеру сгорания, а холод максимально полно возвращается для работы ВРУ. ВРУ рассматривается криогенной с чистотой получаемого кислорода свыше 99,5%. При этом подробно тепловая схема ВРУ не рассматривается, учитываются только усредненные характеристики ее эффективности и энергопотребления на основе данных заводов-изготовителей [78, 79]. Мощность собственных нужд определяют следующим образом.

Мощность установки по разделению воздуха. Воздухоразделительная установка (ВРУ) предназначена для получения кислорода высокой чистоты ($\geq 99,5\%$). Кислород такой чистоты получают в криогенных установках. При условии стехиометричности сжигания мощность установки по подготовке кислорода, МВт:

$$N_{\text{ВРУ}} = B \cdot V_{\text{O}_2} \cdot k_s \cdot 3,6 = 5,86 \cdot k_s \cdot B, \quad (2.19)$$

где B – расход условного топлива, кг у.т./с; $V_{\text{O}_2} = 1,63$ – стехиометрический расход кислорода при сжигании метана, $\text{м}^3/\text{кг}$ у.т.; $k_s = 0,43$ – удельный расход электроэнергии на производство кислорода [78, 79], $\text{кВт} \cdot \text{ч}/\text{м}^3$; 3,6 – переводной размерный коэффициент.

Мощность насосов высокого давления. В рассматриваемых схемах установок к насосам высокого давления относят питательный – для повышения давления рабочего тела, топливные и кислородные.

Мощность любого насоса высокого давления, МВт:

$$N_{\text{НВД}} = \frac{D \cdot v \cdot \Delta P}{\eta_{\text{НВД}} \cdot \eta_{\text{эм}}} \cdot 10^{-6}. \quad (2.20)$$

Здесь D – расход рабочего тела или расход иного перекачиваемого вещества, например, кислорода или метана, кг/с; v – удельный объем перекачиваемой жидкости, м³/кг; ΔP – перепад давлений на напорной и всасывающей стороне, Па; $\eta_{\text{НВД}}$ – КПД насоса; $\eta_{\text{ЭМ}}$ – электромеханический КПД электропривода. Сведения о характеристиках рабочих сред, перекачиваемых насосами высокого давления, представлены в таблице 2.2.

Таблица 2.2 – Параметры и технические характеристики рабочих сред для определения электрической мощности насосов высокого давления

Параметр	Обозначение	Размерность	Формула, значение
Расход CO ₂	D_0	кг/с	$D_0 = \frac{N_{\text{э}} \cdot 10^3}{H_0 \cdot \eta_{oi}^{\text{CO}_2}}$
CH ₄	D_f	кг/с	$D_f = \frac{N_{\text{э}}}{50,2 \cdot \eta_{\text{э}}}$
O ₂	D_{Ox}	кг/с	$D_{Ox} = 4 \cdot D_f$
Удельный объём CO ₂	v	м ³ /кг	Осредненное знач.
CH ₄			~0,00116
O ₂			~0,0036
Давление напора CO ₂	P_p	Па	300·10 ⁵
CH ₄			
O ₂			
Давление всасывания *	P_s	Па	(57-75)·10 ⁵
CO ₂			~40·10 ⁵
CH ₄			~3·10 ⁵
O ₂			
КПД насоса	$\eta_{\text{НВД}}$	от.ед.	0,9
КПД электропривода	$\eta_{\text{ЭМ}}$	от.ед.	0,98

Примечание к таблице: *давление на всасывающей стороне насосов обусловлено для CO_2 – давлением рабочего тела за CO_2 -турбиной или компрессором, в зависимости от схемы установки; для CH_4 – давлением сжижения метана; для O_2 – давлением в воздухоразделительной установке.

Мощность компрессоров. Для схем с повышением давления рабочего тела компрессором, его мощность определяется выражением, МВт

$$N_{\text{К}} = \frac{D_0 \cdot H_{\text{к}}}{\eta_{\text{к}} \cdot \eta_{\text{ЭМ}}^{\text{к}}} \cdot 10^{-3}. \quad (2.21)$$

В этом выражении: $H_{\text{к}}$ – удельная работа сжатия, определяемая свойствами рабочего тела, кДж/кг; $\eta_{\text{к}}$ – КПД компрессора; $\eta_{\text{ЭМ}}^{\text{к}}$ – электромеханический КПД электропривода с учетом потерь в редукторе. Ориентировочные значения показателей представлены в таблице 2.3.

Таблица 2.3 – Значения показателей при определении мощности компрессора

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Формула, величина
Расход CO_2	D_0	кг/с	см. табл. 2
Удельная работа сжатия <ul style="list-style-type: none"> • одноступенчатое повышение давления; • двухступенчатое повышение давления 	$H_{\text{к}}$	кДж/кг	45-140 Определяется схемой установки и параметрами сжатия
КПД компрессора	$\eta_{\text{к}}$	от.ед.	0,85-0,87 [80]
КПД привода	$\eta_{\text{ЭМ}}^{\text{к}}$	от.ед.	0,93-0,95

Мощность системы воздушного охлаждения. Во всех вариантах предусмотрена воздушная система отвода теплоты в окружающую среду. Это

требует установки дутьевых вентиляторов. Их мощность определяется выражением, МВт:

$$N_{\text{АВО}} = \frac{D_0 \cdot \Delta h \cdot v \cdot \Delta p}{c_p \cdot \Delta t \cdot \eta_{\text{вент}} \cdot \eta_{\text{эм}}} \cdot 10^{-6}. \quad (2.22)$$

Здесь D_0 – расход рабочего тела; Δh – удельный теплоотвод в расчете на единицу рабочего тела, кДж/кг/с; v – удельный объем охлаждающего воздуха (0,833 м³/кг); Δp – перепад давления, создаваемый вентилятором (150-200 Па); c_p – теплоемкость воздуха; Δt – разность температур воздуха на входе и выходе АВО (принято 5 К); $\eta_{\text{вент}}$ – КПД вентилятора (0,85); $\eta_{\text{эм}}$ – электромеханический КПД электропривода вентилятора с учетом потерь в редукторе (0,95). Ориентировочные значения показателей представлены в таблице 2.4.

Таблица 2.4 – Значения показателей при определении мощности дутьевых вентиляторов

Показатель	Обозначение	Размерность	Формула, величина
Расход CO ₂	D_0	кг/с	см. табл. 2
Удельный теплоотвод	Δh	кДж/кг/с	180-290 Определяется схемой установки, наличием или отсутствием конденсации рабочего тела

Мощность собственных нужд установок, МВт:

$$N_{\text{с.н.}} = N_{\text{ВРУ}} + (N_{\text{CO}_2} + N_{\text{CH}_4} + N_{\text{O}_2}) + N_{\text{К}} + N_{\text{АВО}}. \quad (2.23)$$

Здесь N_{CO_2} , N_{CH_4} , N_{O_2} – мощности насосов, затрачиваемые на повышение давления CO₂, CH₄ и O₂.

В этом подходе затраты электроэнергии на автоматику, вспомогательные механизмы, освещение, офисное оборудование, связь учитываются поправочным коэффициентом, так как они незначительны, и в

сумме, как правило, составляют долю процента от всех собственных нужд энергоблока.

Коэффициент затрат энергии собственных нужд, от.ед.:

$$k_{\text{с.н.}} = \frac{N_{\text{с.н.}}}{N_{\text{э}}} \cdot 1,005. \quad (2.24)$$

КПД отпуска электроэнергии, от.ед.:

$$\eta_{\text{нетто}} = \eta_{\text{э}} \cdot (1 - k_{\text{с.н.}}). \quad (2.25)$$

Удельный расход условного топлива на отпуск электроэнергии, кг у.т./кВт·ч:

$$b_{\text{нетто}} = \frac{0,123}{\eta_{\text{нетто}}}. \quad (2.26)$$

Разработанный подход позволяет определить нетто-эффективность и расход топлива на отпуск электроэнергии для энергоблоков на основе CO₂ циклов практически любой конфигурации. Более того, анализ выражений (2.19)–(2.22) показывает, что каждый показатель, характеризующий затраты электроэнергии собственных нужд, прямо или косвенно зависит от термодинамических параметров цикла. Это позволяет вести анализ затрат электроэнергии собственных нужд не только поагрегатно, но и с учетом изменения широкого диапазона влияющих на них термодинамических факторов.

2.3 Методика оценки капиталовложений установок на основе CO₂ циклов

В основе метода определения прогнозной стоимости оборудования для энергоустановок с углекислотным рабочим телом лежит применение степенной параметрической функции. При помощи коэффициентов и показателей степени устанавливают взаимосвязь между стоимостью и термодинамическими параметрами, расходными и энергетическими характеристиками, видом исполнения оборудования, материалоемкостью и

другими факторами. В общем случае, чем выше термодинамические параметры, расходы, мощности – тем дороже энергетическая установка. Общий вид уравнения для определения капиталовложений имеет вид [81–84]:

$$K = k_0 \prod_i c_i \prod_j \left(\frac{x_j}{x_j^0} \right)^{n_j} \cdot S. \quad (2.27)$$

Настоящий подход разработан на кафедре ТЭС НГТУ-НЭТИ [85, 86]. В этом выражении k_0 – базовые значения капиталовложений; c_i – коэффициенты приведения, учитывающие вид исполнения оборудования; x_j^0 , x_j – базовое и фактическое значения термодинамического, расходного или энергетического параметра или показателя; n_j – показатель степени; S – фактор инфляции. Взаимосвязь величины капиталовложений с факторами, влияющими на стоимость (фактические цены на рынке, металлоемкость, трудозатраты и т.д.) обеспечивается через коэффициенты приведения и показатели степени, что подробно представлено в таблицах 2.5-2.7. Фактор инфляции обеспечивает корректировку величины капиталовложений между текущим годом проведения оценки и годом базовых оценок капиталовложений (2011 год).

Базовые значения капиталовложений, коэффициенты приведения, базовые параметры и показатели степени назначают для каждого агрегата и технической системы энергоблока таким образом, чтобы решение уравнения (2.27) давало результат, согласующийся с рыночной конъюнктурой.

Анализ уравнения (2.27) показывает непрерывность функции капиталовложений от термодинамических, расходных и энергетических параметров и показателей. Это является допущением настоящего подхода, так как фактические стоимости энергетического оборудования имеют дискретные оценки. Это связано с дискретностью стоимости металлов при повышении его качества. Однако настоящий подход может применяться в аналитических задачах сравнения и в задачах оценки стоимости новой техники при отсутствии достоверной информации. Такой подход расширяет набор инструментов для предварительного технико-экономического анализа и

позволяет выполнять многовариантные прогнозы, недостижимые другими методами. С помощью данного подхода возможно решение обратной задачи прогнозирования — определение необходимых параметров оборудования для достижения требуемых значений капиталовложений.

При анализе энергоблоков, реализующих CO₂ циклы, выделяют технологические системы и оборудование, для которых устанавливают базовые значения капиталовложений (таблица 2.5), коэффициенты приведения (таблица 2.6), базовые значения параметров и показатели степени (таблица 2.7), которые необходимы для выражения (2.27).

Таблица 2.5 – Базовые значения капиталовложений в системы и агрегаты, \$ США (в ценах 2011 года)

Наименование системы	Обозначение	Величина, ×10 ⁶ \$ USA
CO ₂ -турбина	$k_0^{CO_2-T}$	3,63
Теплообменное оборудование	k_0^{TO}	14,9
Насосы высокого давления	$k_0^{HВД}$	2,25
Компрессоры высокого давления	$k_0^{КВД}$	4,49
Система отвода теплоты	k_0^{OT}	2,84
Воздухоразделительная установка	$k_0^{ВРУ}$	26,6
Электрооборудование	$k_0^Э$	11,6

Расчеты ведут в долларах США для обеспечения возможности широкого сравнения результатов с мировыми рынками оборудования и установок на каждом этапе расчета. Через базовые значения капиталовложений пропорционально агрегатам учитываются затраты в строительную часть, инфраструктуру, инжиниринг, сложность оборудования, конъюнктурные факторы. В условиях многообразия поставщиков базовые значения капиталовложений могут не отражать стоимость какого-то конкретного, присутствующего на рынке, варианта оборудования. Несмотря на то, что

базовые значения определяются с использованием открытых заводских и проектных данных, аналитических обзоров, прайс-листов дилеров и поставщиков оборудования, базовые значения не имеют строгой привязки к каким-то конкретным параметрам и лишь опосредованно связаны со средней стоимостью оборудования на рынке. Данная величина служит для корректного воспроизведения стоимости с помощью функции вида (2.27) и имеет значение как переводной фактор (дополнительный коэффициент) между денежными единицами и техническими параметрами. В частности, не обязательно следует, что турбина в четыре раза дешевле теплообменника, как показано в таблице 2.5. Актуальные оценки получают после совместного применения коэффициентов из таблиц 2.6, 2.7 и применения соответствующих проектных параметров, учета фактора инфляции.

Таблица 2.6 – Коэффициенты приведения

Влияющий фактор	Характеристика фактора	Обозначение	Значение
Конструкция CO ₂ -турбины	Одновальная	C ₁	1,0
	Двухвальная		1,2
Вид технологического профиля	CO ₂ -турбина с высокотемпературными охлаждаемыми лопатками	C ₂	1,3
	CO ₂ -турбина с лопатками, охлаждаемыми паром		1,5
Вид рабочего тела	CO ₂ > 90%	C ₃	1,0
	Смесь CO ₂ и H ₂ O при содержании CO ₂ ≤ 90%		1,05
Вид рабочего тела для насосного оборудования	H ₂ O	C ₄	0,9
	CO ₂		1,0
	CH ₄		1,0
	O ₂		1,0

Продолжение таблицы 2.6

Влияющий фактор	Характеристика фактора	Обозначение	Значение
Вид повышения давления в схеме	Одноступенчатое	C ₅	1,4*/1,0**
	Двухступенчатое		1,0*/0,6**
Рабочие температуры повышения давления	Высокие > 0 °С	C ₆	1,0
	Низкие ≤ 0 °С		1,1
Климатическая зона эксплуатации	Отрицательные температуры окружающей среды < 0 °С	C ₇	1,0
	Положительные температуры окружающей среды ≥ 0 °С		1,1
Вид установки воздухоразделения	Низкого давления	C ₈	1,0
	Криогенная		1,1
	Мембранная		0,9
Вторичные продукты при получении O ₂	Есть	C ₉	1,05
	Нет		1,0
Тип охлаждения генератора	Водяное	C ₁₀	1,0
	Водородное		1,05
Наличие конденсатора	Да	C ₁₂	1,1
	Нет		1
* - для насосов			
** - для компрессоров			

Коэффициенты приведения характеризуют укрупненные соотношения стоимостей различных по технологической сложности вариантов исполнения

оборудования, и основаны на компоновочных решениях того или иного оборудования. Через данные коэффициенты учитываются соотношения материалоемкости, трудозатрат, сложности исполнения, монтажа и другие особенности. Точность оценки обеспечивается применением соотношений стоимостей отдельных групп оборудования. Например, отношение стоимости природоохранных систем к котельному острову энергоблока ПСУ или стоимости котла-утилизатора к газовой турбине в ПГУ меняются меньше, чем их абсолютные значения. На основе подобных соотношений определены коэффициенты в таблице 2.6.

Таблица 2.7 – Базовые параметры и показатели степени

Наименование	Параметры		Показатель степени	
	Обозначение	Значение	Обозначение	Значение
Установленная мощность турбогенератора, * МВт	x_1^0	30/50/100	n_1	0,7/0,9
Температура газа перед турбиной, ** °С	x_2^0	1000/900	n_2	1,3/-0,2
Давление газа перед турбиной, *** МПа	x_3^0	10/20/15	n_3	0,05/0,8/ -0,12
Температура рабочего тела на входе в камеру сгорания, °С	x_4^0	800	n_4	0,6
Расход рабочего тела, т/ч	x_5^0	700	n_5	0,84

Наименование	Параметры		Показатель степени	
	Обозначение	Значение	Обозначение	Значение
Мощность насосов, кВт (в зависимости от перекачиваемой среды)	x_6^0	CO ₂ =2500 CH ₄ =500 O ₂ =500	n_6	0,4 0,2 0,2
Расход перекачиваемой среды, т/ч	x_7^0	CO ₂ =500 CH ₄ =50 O ₂ =100	n_7	0,4
Давление после насоса, МПа	x_8^0	10	n_8	CO ₂ =0,5 CH ₄ =0,2 O ₂ =0,2
Условный диаметр подводящих и отводящих трубопроводов, м	x_9^0	0,1	n_9	0,3
Толщина стенки трубопровода, мм	x_{10}^0	30	n_{10}	0,3
Температура газов после компрессора, °С	x_{11}^0	300	n_{11}	0,2
Давление за компрессором, Мпа	x_{12}^0	10	n_{12}	0,8
Температура отвода теплоты, °С	x_{13}^0	20	n_{13}	0,20
Кратность циркуляции	x_{14}^0	90	n_{14}	0,45
Чистота кислорода, %	x_{15}^0	80	n_{15}	1,30

Продолжение таблицы 2.7

Наименование	Параметры		Показатель степени	
	Обозначение	Значение	Обозначение	Значение
Собственные нужды энергоблока, %	x_{16}^0	5	n_{16}	0,2
Число часов использования установленной мощности, ч/год	x_{17}^0	6000	n_{17}	0,2

Примечания к таблице:

* $x_1^0 = 30$; $n_1 = 0,9$ – для определения капиталовложений в CO₂-турбину;
 $x_1^0 = 30$; $n_1 = 0,7$ – для определения капиталовложений в компрессор высокого давления;

$x_1^0 = 50$; $n_1 = 0,9$ – для определения капиталовложений в системы охлаждения;

$x_1^0 = 100$; $n_1 = 0,9$ – для определения капиталовложений воздухоразделительную установку и в электрооборудование;

** $x_2^0 = 1000$; $n_2 = 1,3$ – для определения капиталовложений в CO₂-турбину;
 $x_2^0 = 900$; $n_2 = -0,2$ – для определения капиталовложений в воздухоразделительную установку;

*** $x_3^0 = 10$; $n_3 = 0,05$ – для определения капиталовложений в CO₂-турбину;
 $x_3^0 = 20$; $n_3 = 0,8$ – для определения капиталовложений в теплообменное оборудование;

$x_3^0 = 15$; $n_3 = -0,12$ – для определения капиталовложений в воздухоразделительную установку.

Базовые параметры отражают факторы, оказывающие влияние на стоимость оборудования. В рамках методики учитывают параметры, которые

в наибольшей степени влияют на капиталовложения. По отношению к данным значениям вычисляется удорожание/снижение цены при увеличении/снижении проектных параметров. Базовые значения основаны на значениях физических параметров, характерных для широко освоенных образцов оборудования. Показатель степени отражает зависимость изменения стоимости от изменения того или иного фактора относительно базового значения. В зависимости от чувствительности капиталовложений к тому или иному фактору устанавливают значение показателя степени таким образом, чтобы прогнозные оценки стоимости отражали действительное положение цен на рынке энергетического машиностроения. Методика настроена для расчета капиталовложений в серийную версию CO₂ энергоблока.

Для энергетической установки на основе CO₂-циклов уравнения для оценки капиталовложений в ее агрегаты и системы примут вид, как показано в таблице 2.8. Расчетные формулы в этом случае формируют с учетом технических характеристик агрегатов. Для каждого типа оборудования предложен свой перечень основных влияющих факторов, который несколько уже, чем весь перечень, представленный в таблице 2.7. Так, например, для CO₂ турбины в качестве основных степенных параметров стоимости выделена номинальная мощность, температура и давление рабочего тела на входе в турбину, число часов использования установленной мощности (через этот показатель учитывается уровень безотказности оборудования и допустимое время простоя).

Расчеты ведут для серийного энергоблока, задавая необходимые термодинамические и технические параметры установок. Расчеты ведут на установленную мощность, т.е. мощность на валу генератора (до момента вычета энергопотребления собственных нужд). Затраты на НИОКР и разработку головного энергоблока не учитывают для обеспечения сопоставимости результатов при сравнении с широко освоенными технологиями. Капиталовложения в здания, сооружения, инфраструктуру (дороги, водообеспечение, связь), инжиниринг (проектирование, монтаж,

наладка, техническое сопровождение) в настоящем подходе пропорционально распределены между всеми основными агрегатами и системами из-за чего может возникать завышение или занижение показателя по некоторым элементам при прямом сравнении с данными фактического строительства.

Таблица 2.8 – Уравнения для оценки капиталовложений в агрегаты и системы установки на основе CO₂ цикла

Агрегат или техническая система	Формула
CO ₂ -турбина	$K^{\text{CO}_2\text{-T}} = k_0^{\text{CO}_2\text{-T}} \cdot c_1 \cdot c_2 \cdot \left(\frac{x_1}{x_1^0}\right)^{n_1} \cdot \left(\frac{x_2}{x_2^0}\right)^{n_2} \cdot \left(\frac{x_3}{x_3^0}\right)^{n_3} \cdot \left(\frac{x_{17}}{x_{17}^0}\right)^{n_{17}}$
Теплообменное оборудование	$K^{\text{ТО}} = k_0^{\text{ТО}} \cdot c_3 \cdot \left(\frac{x_3}{x_3^0}\right)^{n_3} \cdot \left(\frac{x_4}{x_4^0}\right)^{n_4} \cdot \left(\frac{x_5}{x_5^0}\right)^{n_5} \cdot \left(\frac{x_{17}}{x_{17}^0}\right)^{n_{17}}$
Насосы Компрессоры	$K^{\text{НВД}} = k_0^{\text{НВД}} \cdot c_4 \cdot c_5 \cdot c_6 \cdot \left(\frac{x_6}{x_6^0}\right)^{n_6} \cdot \left(\frac{x_7}{x_7^0}\right)^{n_7} \cdot \left(\frac{x_8}{x_8^0}\right)^{n_8} \cdot \left(\frac{x_9}{x_9^0}\right)^{n_9} \cdot \left(\frac{x_{10}}{x_{10}^0}\right)^{n_{10}}$ $K^{\text{КВД}} = k_0^{\text{КВД}} \cdot c_3 \cdot c_5 \cdot \left(\frac{x_1}{x_1^0}\right)^{n_1} \cdot \left(\frac{x_{11}}{x_{11}^0}\right)^{n_{11}} \cdot \left(\frac{x_{12}}{x_{12}^0}\right)^{n_{13}} \cdot \left(\frac{x_{17}}{x_{17}^0}\right)^{n_{17}}$
Система отвода теплоты	$K^{\text{ОТ}} = k_0^{\text{ОТ}} \cdot c_7 \cdot c_{11} \cdot \left(\frac{x_1}{x_1^0}\right)^{n_1} \cdot \left(\frac{x_{13}}{x_{13}^0}\right)^{n_{13}} \cdot \left(\frac{x_{14}}{x_{14}^0}\right)^{n_{14}} \cdot \left(\frac{x_{17}}{x_{17}^0}\right)^{n_{17}}$
Воздухоразделительная установка	$K^{\text{ВРУ}} = k_0^{\text{ВРУ}} \cdot c_8 \cdot c_9 \cdot \left(\frac{x_1}{x_1^0}\right)^{n_1} \cdot \left(\frac{x_2}{x_2^0}\right)^{n_2} \cdot \left(\frac{x_3}{x_3^0}\right)^{n_3} \cdot \left(\frac{x_{15}}{x_{15}^0}\right)^{n_{15}} \cdot \left(\frac{x_{17}}{x_{17}^0}\right)^{n_{17}}$
Электрооборудование	$K^{\text{Э}} = k_0^{\text{Э}} \cdot c_{10} \cdot \left(\frac{x_1}{x_1^0}\right)^{n_1} \cdot \left(\frac{x_{16}}{x_{16}^0}\right)^{n_{16}} \cdot \left(\frac{x_{17}}{x_{17}^0}\right)^{n_{17}}$

Значения базовых капиталовложений, поправочных коэффициентов и показателей степеней определены по известным соотношениям материалоемкости, затратности, технологической сложности различных технических систем, с использованием открытых заводских и проектных данных, аналитических материалов, прайс-листов дилеров и поставщиков машин и механизмов с учетом их корректировки на современный уровень и прогнозной оценки. В СССР в условиях плановой экономики подобная информация публиковалась в профессиональной технической литературе вида [87, 88]. Это позволяло с высоким уровнем точности определять значения всех коэффициентов в уравнении (2.27) и получать точность оценок 3–5%.

Сегодня подобные сведения часто составляют коммерческую тайну, но частично публикуются в виде отчетов аналитических агентств [89–94]. Настройку метода обеспечивают за счет сопоставления результатов расчетов с данными фактических продаж энергетического оборудования и корректировкой коэффициентов и степеней до тех пор, пока получаемые оценки не будут отражать существующий уровень цен. С учетом того, что оборудование на основе диоксида углерода сегодня является уникальным или только проектируемым, то для предлагаемой методики принимается допустимым уровень точности $-15/+30\%$, что соответствует практике оценки стоимости передового оборудования, в частности, в соответствии с рекомендациями Американской ассоциации стоимостного проектирования (Class 4 cost estimates (feasibility study)) [95].

Здесь следует обратить внимание на то, что оценки капиталовложений в энергоблоки разного типа отличаются не только в разных аналитических агентствах, но и для разных территорий, в частности удельные капиталовложения в энергоблоки в США, Евросоюзе, Японии, Китае могут отличаться на 30–50% [90]. На стоимость энергоблоков влияют и политические решения, например, по отказу от угольной или атомной генерации в ряде стран, так как они влияют на рынки энергетического машиностроения. Практика строительства энергоблоков в России показывает,

что оценки капиталовложений на проектной стадии (когда принимается решение о выборе варианта) часто занижены по отношению к итоговым затратам.

Таким образом, представлен методический подход для оценки капиталовложений в рассматриваемые энергетические установки, основанный на степенной параметрической функции, который расширяет возможности технико-экономического анализа последних. Настоящий подход сформирован на основе разработок сотрудников кафедры ТЭС НГТУ [86], успешно применялся в решении разных задач [81, 83, 96, 97], внедрен в учебный процесс НГТУ при подготовке бакалавров и магистров теплоэнергетиков [85] (Приложение «Б»).

Выводы по второй главе

1. Разработана методика и алгоритм расчета термодинамической эффективности кислородно-топливных энергетических циклов на сверхкритическом диоксиде углерода. Методика основана на классических системах уравнений материальных и тепловых балансов и содержит развитую систему учета факторов непостоянства количества и состава рабочего тела в ключевых точках цикла, фактора непрерывного обновления и отвода части рабочего тела; фактора зависимости состава рабочего тела от состава сжигаемого топлива. Учет характерных особенностей CO_2 циклов обеспечивается алгоритмом расчета, содержащим вариативность в формировании систем уравнений в зависимости от сходимости балансов камеры сгорания и системы регенерации цикла. Методика позволяет получать зависимости термодинамической эффективности CO_2 циклов в широком диапазоне температур и давлений рабочего тела.

2. Разработан единообразный подход к оценке энергетической эффективности перспективных CO_2 энергоблоков. В основе подхода лежат положения методов энергобалансов, когда каждое преобразование первичной

энергии топлива в установке сопровождается потерями в каждом узле и агрегате при производстве электроэнергии. Уравнения затрат электроэнергии в агрегаты собственных нужд опираются на физические параметры рабочих сред и удельные показатели. Методика обеспечивает возможность анализа эффективности производства электроэнергии CO_2 энергоблоков от исходных термодинамических параметров цикла. Рассматриваются КПД выработки и отпуска электроэнергии, удельные расходы топлива, затраты электроэнергии на собственные нужды установок. Такой подход позволяет с единых позиций вести анализ разных технических решений при реализации CO_2 -циклов. Позволяет вести сравнение различных вариантов исполнения CO_2 циклов как между собой, так и с традиционными широко используемыми и перспективными способами производства электроэнергии (ГТУ, ПСУ, ПГУ, схемы с внутрицикловой газификацией).

3. Разработан подход к определению капиталовложений в перспективное, вновь проектируемое оборудование на основе диоксида углерода, не имеющее рыночных аналогов, на основе термодинамических, конструктивных и технологических параметров энергоблока. В основе метода определения стоимости оборудования лежит применение степенной параметрической функции. В этом случае при помощи коэффициентов и показателей степени устанавливают взаимосвязь между стоимостью и термодинамическими параметрами, расходными и энергетическими характеристиками, видом исполнения оборудования, материалоемкостью, климатической зоной функционирования, компоновочными особенностями и другими факторами. Методика позволяет получать результат поагрегатных оценок капиталовложений в виде непрерывных функций. Методика расширяет возможности технико-экономического анализа перспективных энергоблоков генерации электроэнергии.

Глава 3 Термодинамический анализ энергетических циклов на углекислом газе различной архитектуры

3.1 Влияние начальных и конечных параметров CO_2 цикла на его термодинамические и расходные характеристики

В данном разделе приведены зависимости термического КПД, теплоперепада, эмиссии CO_2 и доли обновления рабочего тела от параметров входа рабочего тела в турбину и параметров окончания процесса расширения.

К расчетам принято четыре варианта энергетического цикла на углекислом газе, рисунок 3.1.

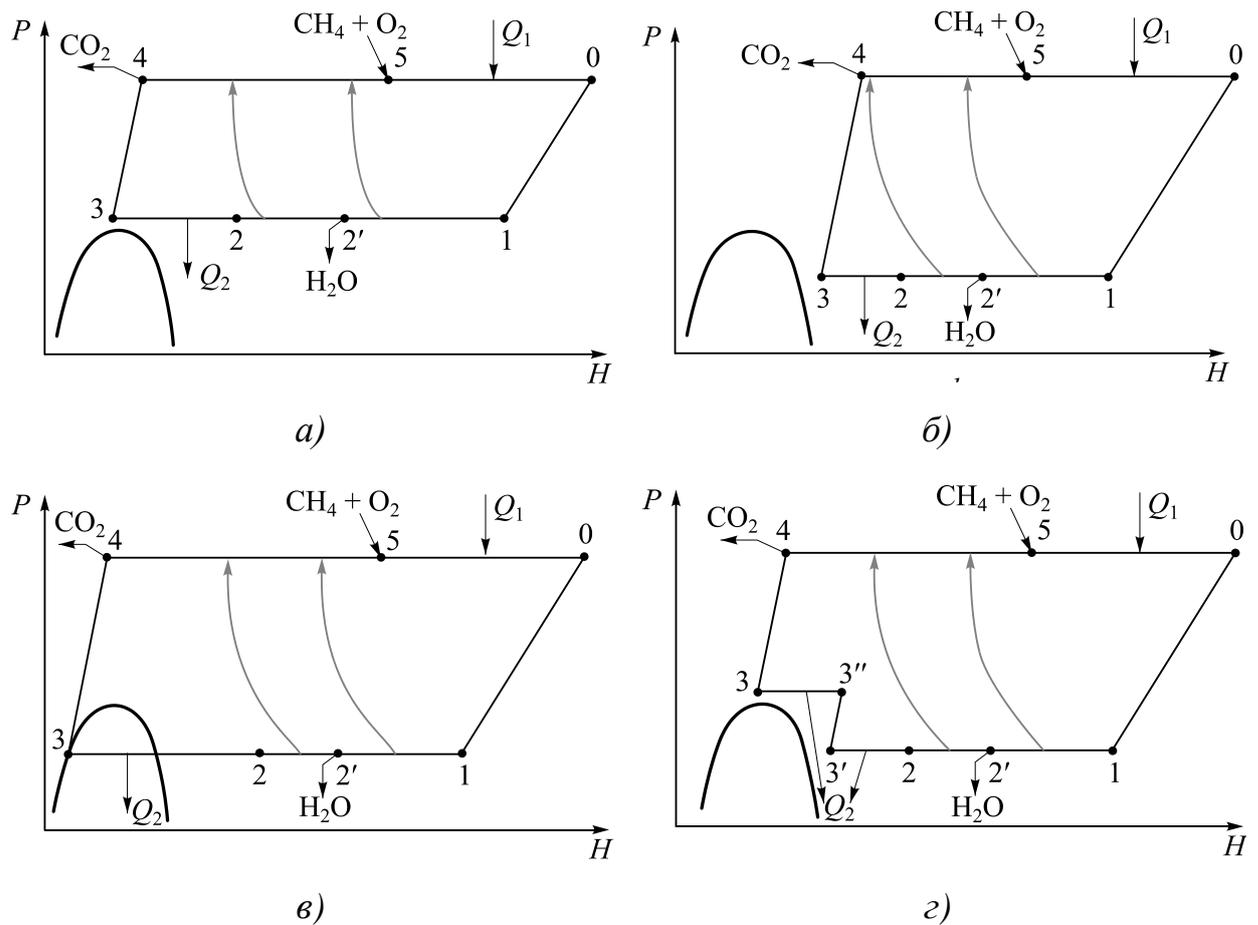


Рисунок 3.1 – Варианты исполнения CO_2 цикла в зависимости от расположения относительно кривой насыщения CO_2 , схемы реализации отвода теплоты и повышения давления рабочего тела

Вариант 1 – закритический цикл, полностью расположенный в зоне сверхкритических параметров CO_2 , с одноступенчатым подъемом давления насосом, рисунок 3.1а. Цикл предложен в НГТУ и запатентован [98];

Вариант 2 – закритический цикл с одноступенчатым подъемом давления компрессором, рисунок 3.1б. Цикл представляет теоретический интерес и предложен к исследованию в НГТУ [65];

Вариант 3 – закритический цикл с конденсацией углекислоты и одноступенчатым подъемом давления насосом, рисунок 3.1в;

Вариант 4 – закритический цикл с двухступенчатым повышением давления компрессором и насосом, рисунок 3.1г.

Расчеты термодинамической эффективности для всех вариантов ведут при следующих условиях:

Диапазон изменения независимых параметров:

- температура входа в турбину $t_0=1000\text{--}1500\text{ }^\circ\text{C}$;
- давление входа в турбину $p_0=200\text{--}400\text{ бар}$;
- давление окончания процесса расширения 10–70 бар.

Ограничения:

- температура окружающей среды: 20 $^\circ\text{C}$;
- давление на выходе из компрессорной части повышения давления рабочего тела: 75 бар;
- температура рабочего тела на входе в компрессоры и насосы принимается постоянной и равной температуре окружающей среды (20 $^\circ\text{C}$, температура, при которой теплота отводится от цикла).

Условия и допущения ведения расчетов:

- все процессы идут без теплообмена с окружающей средой;
- процессы в агрегатах изоэнтروпийные (потери не учитывают);
- физической теплотой топлива пренебрегают;
- влияние потоков CO_2 на охлаждение лопаток турбины не учитывают;
- свойства углекислого газа определяют свойства рабочего тела, так как его массовая доля составляет более 95% [65, 76];

- при определении параметров углекислого газа и водяного пара в характерных точках использованы термодинамические таблицы свойств веществ и программные пакеты WaterSteamPro, CoolPack, NIST Refprop 8;
- в качестве расчетного топлива принят метан с низшей теплотой сгорания 35,82 МДж/м³;
- расчеты ведут при условии стехиометричности сгорания топлива.

На первом этапе расчетов показаны количественные оценки работоспособности рассматриваемых циклов при фиксированных значениях начальных и конечных параметров рабочего тела, таблица 3.1.

Таблица 3.1 – Результаты вариантных расчетов

Наименование параметра	Размерность	Вариант			
		1	2	3	4
Температура на входе в турбину	°С	1000	1000	1000	1000
Давление на входе в турбину	бар	300	300	300	300
Давление на выходе из турбины	бар	75	30*	57,2**	30*
Температура отвода теплоты (окружающей среды)	°С	20			
Температура СО ₂ на входе в насос или компрессор	°С	20			
Температура СО ₂ на входе в камеру сгорания (после системы регенерации)	°С	713	617	658	557
Давление 1-ой ступени подъема	бар	300	300	300	75
Температура после 1-ой ступени подъема давления	°С	42	225	47	93

Продолжение таблицы 3.1

Наименование параметра	Размерность	Вариант			
		1	2	3	4
Давление 2-ой ступени подъема	бар	-	-	-	300
Температура после 2-ой ступени подъема давления	°С	-	-	-	42,4
Располагаемый теплоперепад на турбину	кДж/кг	324	505	381	508
Работа сжатия рабочего тела	кДж/кг	26	139	29	72
Подведенная к циклу теплота	кДж/кг	513	675	508	775
Термический КПД цикла (с учетом работы сжатия)	%	58,1	54,1	58	56,3
Доля обновления рабочего тела	%	2,82	3,7	3,33	4,25
Доля воды	г/кг	23	30	27	35
Доля подвода теплоты в системе регенерации	%	65	55	59	49

* по аналогии с циклом Аллама [39, 40]

** давление насыщения CO₂ при температуре 20 °С

Можно видеть, что при обеспечении параметров входа рабочего тела на уровне 300 бар, 1000 °С во всех случаях термический КПД цикла лежит в пределах 54 – 58 %. При этом наиболее высоким термическим КПД обладают циклы вариантов 1 и 3 (закритический без конденсации и с конденсацией рабочего тела и одноступенчатым повышением давления насосом в обоих случаях). Это обусловлено невысокой работой сжатия.

Далее приводятся результаты расчетов термодинамических характеристик циклов при изменении параметров рабочего тела в широких диапазонах, рисунок 3.2.

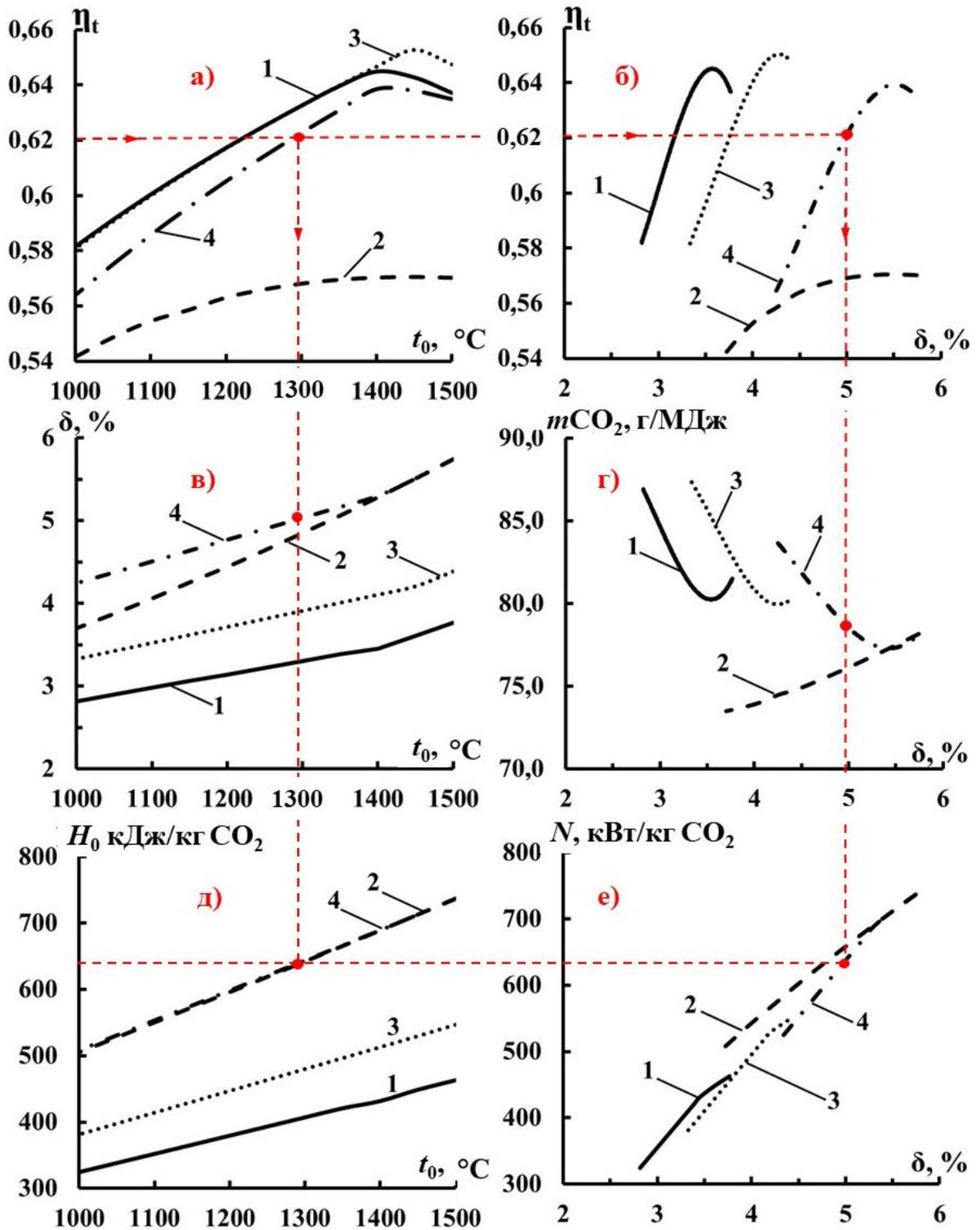


Рисунок 3.2 – Влияние температуры входа рабочего тела в турбину (t_0) и доли обновления рабочего тела (δ) на характеристики CO₂ циклов: η_t – термический КПД; δ – доля обновления рабочего тела; m_{CO_2} – удельное образование CO₂; H_0 – располагаемый теплоперепад; N – удельная мощность; 1-4 – варианты исполнения CO₂ цикла в соответствии с рисунком 3.1

Все рассмотренные варианты имеют выраженный максимум термического КПД на уровне около 1400 °С, рисунок 3.2*а*. Расчетное значение начального давления во всех случаях составило 300 бар. На начальном этапе с ростом температуры подвода увеличивается термическая эффективность цикла. Прирост эффективности на 1 % обеспечивается повышением температуры на ~ 50 °С для циклов с насосным повышением давления и на 100 °С для цикла с компрессорным повышением давления. Однако в условиях отсутствия теплообмена с окружающей средой и при максимальном использовании эффекта регенерации температура рабочего тела на входе в камеру сгорания (точка 5, рисунок 3.1) не может превышать температуру рабочего тела на выходе из турбины (точка 1, рисунок 3.1). Поэтому располагаемый теплоперепад, отнесенный к единице сжигаемого топлива, имеет точку перегиба и начинает снижаться при исчерпании регенерационной возможности цикла, рисунок 3.3. Именно этим объясняется снижение термического КПД при достижении температуры подвода на уровне 1400 °С, рисунок 3.1*а*.

Повышение температуры входа в турбину требует увеличения расхода топлива, соответственно, увеличивается доля обновления углекислого газа в камере сгорания, рисунок 3.2*в*. На рисунке 3.2*б* можно видеть, что для всех вариантов исполнения цикла увеличение доли обновления рабочего тела ведет к росту термического КПД. При этом у разных вариантов исполнения цикла, но при одинаковом значении КПД, требуется различная доля обновления рабочего тела. Это связано с различными параметрами входа, при которых достигается одинаковый термический КПД у циклов разной архитектуры. Минимальная доля обновления (2,7–3,7%) требуется циклу, полностью расположенному в сверхкритической зоне CO₂. Несколько большее обновление (3,3–4,3%) требуется циклу с конденсацией рабочего тела. Наибольшее обновление (4–6%) необходимо для циклов с компрессорным сжатием и двухступенчатым подъемом давления. При этом для цикла с

компрессорным сжатием требуется наибольший прирост доли обновления на единицу прироста КПД.

Величина обновления рабочего тела в камере сгорания является важным фактором не только для энергетических, но и экологических показателей CO_2 циклов, поскольку определяет величину захоронения CO_2 . Данный показатель является характерной особенностью рассматриваемых CO_2 циклов. Изменение количества ввода/вывода CO_2 напрямую влияет на баланс масс между нагреваемым (на входе в камеру сгорания) и греющим (на выходе из турбины) потоками в системе регенерации, что влияет на сходимость энергетических балансов между греющим и нагреваемым потоком и отражается на эффективности цикла.

В общем случае доля обновления рабочего тела равна доле вывода углекислого газа на утилизацию. Вместе с тем, при равных КПД наибольший удельный вывод углекислого газа имеют варианты циклов с минимальной долей обновления рабочего тела, рисунок 3.2г. Это объясняется существенным различием вариантов цикла по располагаемому теплоперепаду, рисунок 3.2д, что ведет к необходимости более высокого расхода рабочего тела на турбину для выработки равного количества электроэнергии. Поэтому даже при невысокой доле обновления, но при большом массовом расходе рабочего тела, вывод углекислого газа (в г/МДж) увеличивается. Это так же можно видеть по различию в удельной мощности единицы рабочего тела при равной доле обновления, рисунок 3.2е. Наибольшей удельной работой, характеризуемой располагаемым теплоперепадом, обладают вариант 2 с одноступенчатым компрессорным повышением давления и вариант 4 с двухступенчатым повышением в компрессоре и насосе, рисунок 3.2д. Для вариантов с конденсацией рабочего тела и полностью закритического цикла теплоперепад на 25–40% ниже, что объясняется более высоким давлением на выходе из турбины.

Для рассматриваемых конфигураций цикла на углекислом газе вывод CO_2 за рамки цикла не превышает 90 г на каждый вырабатываемый МДж,

рисунок 3.2г. Вместе с тем, выводимая углекислота не требует дополнительных затрат на сжатие и готова к транспортированию на утилизацию или захоронение.

Количество энергии, которое необходимо подвести к циклу для обеспечения его работоспособности, характеризуемое величиной δ , зависит от конфигурации цикла и с ростом температуры подвода теплоты растет, рисунок 3.4. Абсолютное значение лежит в пределах 0,5–1 МДж на 1 кг рабочего тела, меньшие значения относятся к вариантам 1 и 3.

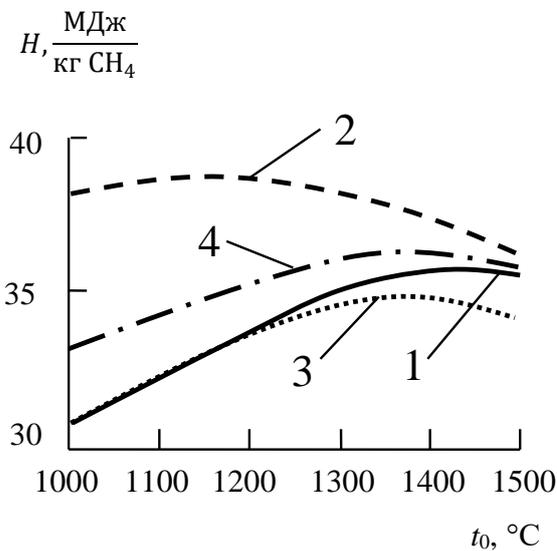


Рисунок 3.3 – Располагаемый теплоперепад, отнесенный к расходу топлива: 1-4 – варианты исполнения CO_2 цикла согласно рисунку 3.1

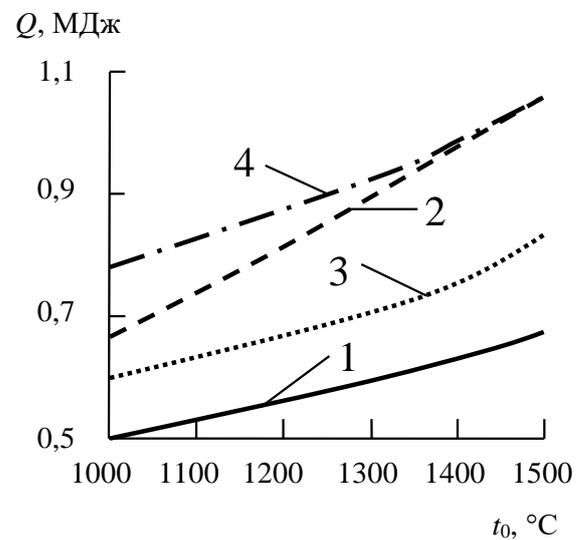


Рисунок 3.4 – Количество подведенной к циклу теплоты: 1-4 – варианты исполнения CO_2 цикла согласно рисунку 3.1

Увеличение температуры подвода теплоты на 100°C требует увеличения количества подводимой энергии на 5–10 % (следовательно, и расхода топлива), большие значения соответствуют циклу с одноступенчатым компрессорным повышением давления. Для такого цикла наблюдается снижение эффективности при увеличении начального давления, рисунок 3.5. Этот эффект связан с увеличением затрат энергии на работу сжатия, которые растут быстрее, чем прирастает располагаемый теплоперепад. В остальных

случаях рост начального давления обуславливает рост термического КПД. Для прироста эффективности на 1 % необходимо обеспечить повышение начального давления на 10–15 % в зависимости от конфигурации цикла и абсолютного значения давления. Чем выше начальное давление, тем медленнее прирастает КПД при его дальнейшем увеличении.

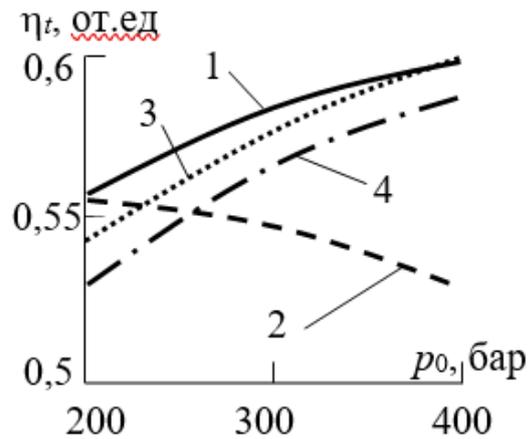


Рисунок 3.5 – Влияние начального давления на термический КПД:

1–4 – варианты исполнения CO_2 цикла согласно рисунку 3.1

Далее анализируется влияние конечного давления на эффективность CO_2 циклов, рисунок 3.6.

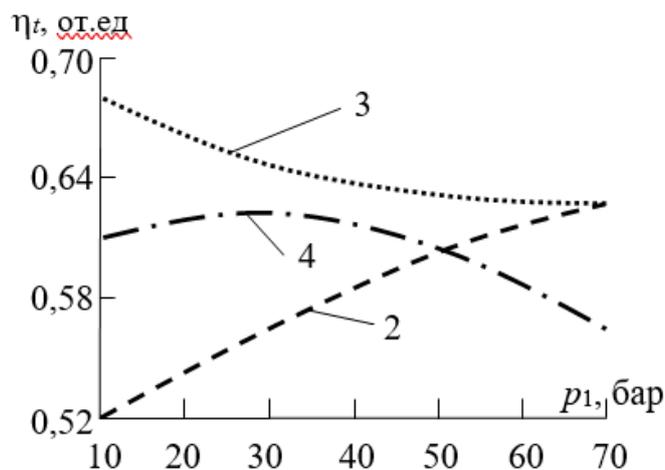


Рисунок 3.6 – Влияние конечного давления на термический КПД при $p_0 = 300$ бар, $t_0 = 1250$ °С: 1–4 – варианты исполнения CO_2 цикла согласно рисунку 3.1

Следует отметить, что для варианта 1, в котором цикл реализован целиком в закритической зоне, конечное давление принято в 75 бар, и его изменение (увеличение) не рассматривается, так как ведет к очевидному снижению эффективности. Во всех остальных случаях влияние конечного давления на эффективность разнонаправлено, рисунок 3.6.

При анализе влияния конечного давления на эффективность важно учитывать свойства рабочего тела в рассматриваемом диапазоне давлений. С учетом того, что обеспечить заданную температуру отвода теплоты при реализации того или иного варианта исполнения цикла возможно за счет температуры окружающей среды, последняя выступает в качестве ограничения на организацию отводимого из цикла теплового потока. Для варианта 3 температура, при которой теплота отводится от цикла, связана с температурой насыщения рабочего тела (Таблица 3.2), так как в этом случае требуется обеспечить процесс его конденсации.

Таблица 3.2 – Температура насыщения CO₂ в зависимости от давления ($p_{кр}=73,8$ бар, $t_{кр}=31$ °С)

Давление CO ₂ , бар	10	30	34,8	57,2	70
Температура конденсации CO ₂ , °С	-40,2	-5,5	0	20	28,7

Для цикла с конденсацией (вариант 3) наблюдается прирост эффективности на 1 % по мере снижения давления на 8–17 % (меньшее снижение в зоне более низких давлений). Вариант 2 исполнения цикла с одноступенчатым компрессорным повышением давления характеризуется снижением эффективности при снижении конечного давления. Это обусловлено увеличением и без того высокой работы сжатия, которая в 2–5 раз превышает аналогичный показатель других вариантов при одновременном увеличении подводимой к циклу теплоты.

Любопытно отметить, что при конечном давлении в 70 бар эффективность циклов в вариантах 2 и 3 выравнивается, так как точка 3

(рисунок 3.1б, 3.1в) в обоих случаях приближается к критической точке CO_2 . При дальнейшем увеличении конечного давления с переходом в закритическую область оба цикла «вырождаются» в закритический цикл варианта 1.

В варианте 4 исполнения цикла с двухступенчатым повышением давления снижение конечного давления на начальном этапе ведет к росту эффективности. Прирост эффективности на 1 % обеспечивается снижением давления на 10 %. При дальнейшем снижении конечного давления эффективность цикла начинает уменьшаться. Это связано с действием двух факторов: во-первых, с увеличением затрат энергии на работу сжатия в первой, компрессорной ступени; во-вторых, со снижением температуры рабочего тела при его подводе к камере сгорания (точка 5, рисунок 3.1г), что вызывает увеличение количества подводимой энергии. Максимум эффективности обеспечивается при конечном давлении на уровне 30 бар, рисунок 3.б.

Таким образом, в результате анализа влияния термодинамических параметров на эффективность CO_2 циклов установлено, что изменение температуры входа на 50 °С или давления на 10–15% ведет к изменению термического КПД цикла на 1%, (большие значения отклонения давления для меньших его абсолютных значений). Влияние конечного давления разнонаправленно для различных конфигураций цикла. Наиболее высоким термическим КПД обладают циклы с одноступенчатым повышением давления насосом. Максимум термического КПД обеспечивается на уровне 1400 °С. Термический КПД превышает 65% с учетом работы сжатия. Определено, что доля обновления рабочего тела является характерной особенностью CO_2 циклов и составляет 2,7–4,5% в диапазоне температур 1000–1100 °С; растет с увеличением параметров рабочего тела и достигает 3,5–5,5% при 1500 °С. Наибольшую долю обновления рабочего тела имеют циклы, включающие компрессор в системе повышения давления. Наименьшую – циклы с насосом.

3.2 Особенности работы системы регенерации CO₂ циклов

Функционирование системы регенерации восприимчиво к сходимости материальных балансов и составу участвующих в теплообмене потоков рабочего тела цикла. В частности, к соотношениям воды и диоксида углерода в составе рабочего тела, величине обновления рабочего тела, которые зависят от рабочих параметров цикла. Отсюда вытекает важность рассмотрения особенностей функционирования системы регенерации в зависимости от параметров CO₂ цикла.

Задачей раздела является установление термодинамических параметров и количественных оценок тепловых потоков, подводимых к рабочему телу в процессе регенерации. Определяются тепловые потоки, получаемые за счет регенерации и за счет сжигания топлива. Одновременно определяется доля водяных паров, образующихся при сжигании метана, в суммарном тепловом потоке, подводимом к системе регенерации. Указанные параметры и характеристики являются входными данными для инженерных расчетов системы регенерации. От них будут зависеть конструктивные особенности теплообменного оборудования.

Для определения вклада системы регенерации в конечную эффективность цикла и выявления закономерностей ее функционирования расчет системы регенерации ведут при более широком диапазоне изменения параметров, чем в разделе 3.1: температура входа в турбину $t_0=500-1500$ °С; давление входа в турбину $p_0=100-400$ бар. Более широкий диапазон, в том числе, позволяет сопоставить вклад системы регенерации с традиционными энергоустановками.

Рассмотрение закономерностей работы системы регенерации ведется на основе CO₂ цикла с двухступенчатым подъемом давления, рисунок 3.7. В процессе 1-2'-2 обеспечивается передача теплоты в двухступенчатом регенераторе (Q_R^1, Q_R^2). Точка 2' характеризует начало процесса конденсации водяных паров и условно разделяет регенератор на две ступени. В процессе

2-3 производят отвод теплоты от цикла (Q_2) в окружающую среду, характеризуемую температурой t^* , а в процессах 3'-3'' и 3-4 обеспечивают повышение давления рабочего тела. Процесс 4-4'-5 характеризует нагрев рабочего тела в регенераторе за счет тепловых потоков Q_R^1 и Q_R^2 .

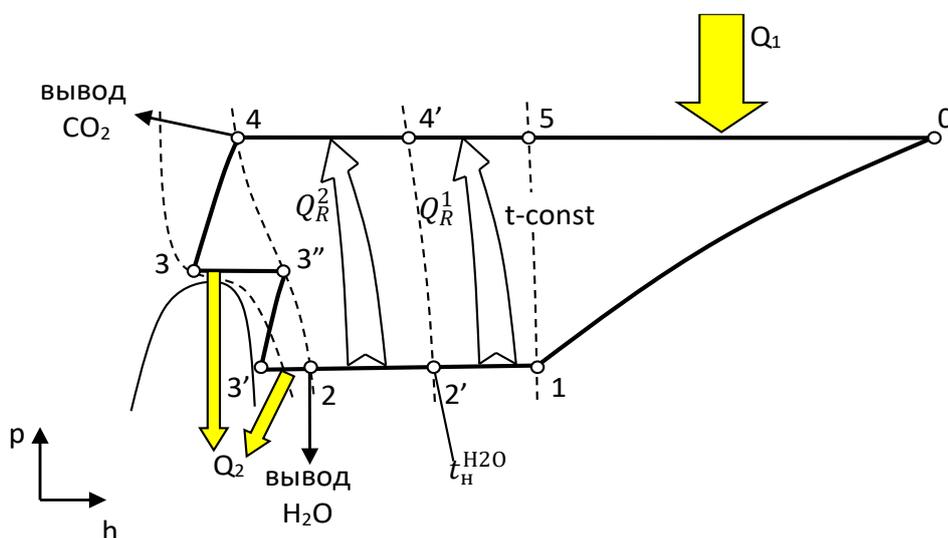


Рисунок 3.7 – Термодинамический CO_2 цикл с двухступенчатым подъемом давления в ph -диаграмме с обозначением тепловых потоков системы регенерации

Можно видеть, что процесс передачи теплоты в регенераторе 1-2' протекает в зоне перегретого водяного пара, а процесс 2'-2 происходит при его конденсации с использованием скрытой теплоты парообразования. После конденсации вода выводится из регенератора и удаляется за пределы цикла.

Ничего, по существу, не меняет изменение термодинамической конфигурации цикла с переходом на компрессорное или бескомпрессорное повышение давления или на цикл с конденсацией рабочего тела (см. рисунок 3.1). Меняются лишь термодинамические характеристики точек начала и окончания процессов в регенераторах с установлением новых граничных условий для них.

Удельный теоретический тепловой поток, подведенный к рабочему телу в регенеративном теплообменнике с учетом теплоты, переданной водяными парами, в том числе и при их конденсации, может быть определен как:

$$q_R = (h_1^{\text{CO}_2} - h_2^{\text{CO}_2}) + (h_1^{\text{H}_2\text{O}} - h_{(t_{\text{H}}^{\text{H}_2\text{O}}; p_{\text{парц}})}^{\text{H}_2\text{O}} + r) \cdot \delta \cdot W, \quad (3.1)$$

где $h_1^{\text{CO}_2}$, $h_2^{\text{CO}_2}$, $h_1^{\text{H}_2\text{O}}$, $h^{\text{H}_2\text{O}}$ – энтальпии CO_2 и водяных паров в характерных точках цикла; $t_{\text{H}}^{\text{H}_2\text{O}}$ – температура насыщения H_2O при парциальном давлении водяных паров в составе рабочего тела; r – скрытая теплота парообразования H_2O ; δ – доля обновления рабочего тела; W – количество водяных паров в рабочем теле.

Относительный тепловой поток, подводимый к рабочему телу за счет регенеративного подогрева, определяется как отношение теплового потока системы регенерации к суммарному подводу теплоты, включая энергию сжигаемого топлива:

$$\delta_{q_R} = \frac{q_R}{q_1 + q_R}. \quad (3.2)$$

Теоретический удельный тепловой поток, направляемый в систему регенерации и определяемый как сумма тепловых потоков CO_2 и H_2O в составе рабочего тела, меняется в широких пределах, рисунок 3.8.

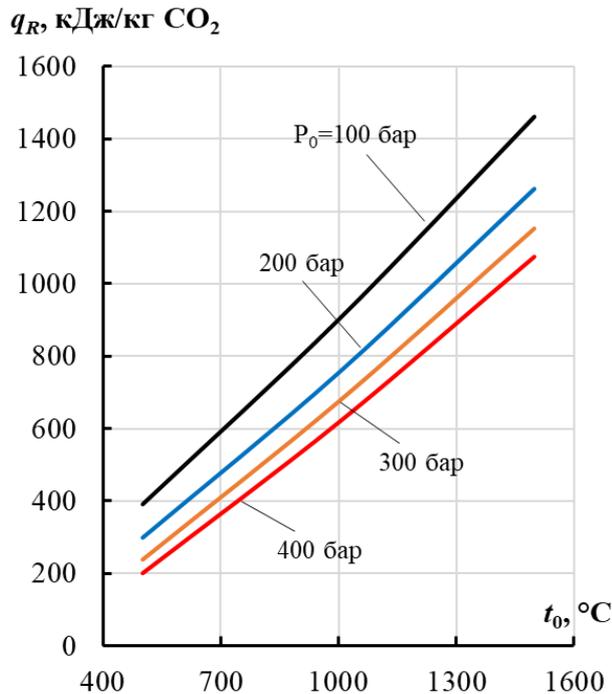


Рисунок 3.8 – Теоретический удельный тепловой поток, направляемый в систему регенерации цикла в зависимости от начальных параметров (t_0 , p_0)

При начальном давлении 300 бар и температуре 1000 °С удельный теоретический тепловой поток в систему регенерации составляет ~700 кДж/кгСО₂. Удельный тепловой поток растет с повышением начальной температуры и при снижении начального давления. Увеличение начальной температуры (t_0) на 10 °С ведет к приросту удельного теплового потока на 10–13 кДж/кг СО₂, и данная величина слабо зависит от начального давления. В то же время увеличение начального давления (p_0) на 1 бар ведет к снижению теплового потока на 0,66–1,17 кДж/кг СО₂, при этом большие значения характерны для более высокой начальной температуры.

Далее показан вклад системы регенерации в общий тепловой поток, воспринимаемый рабочим телом до входа в турбину, рисунок 3.9.

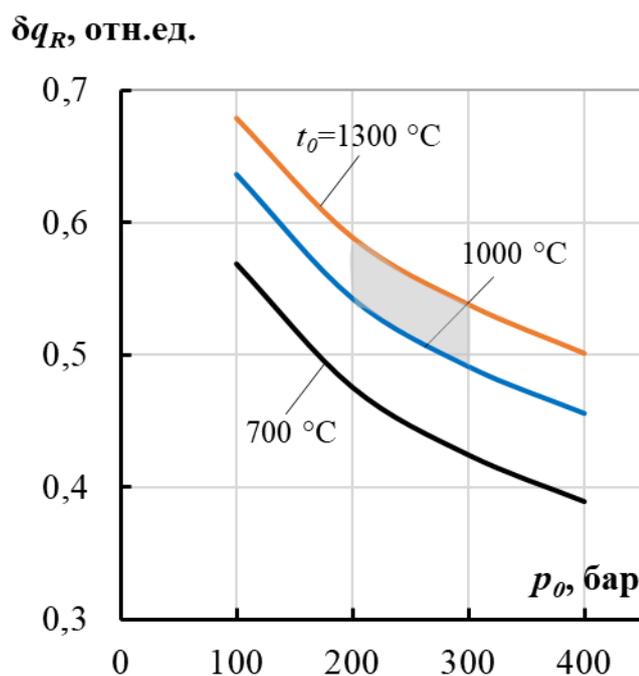


Рисунок 3.9 – Относительный тепловой поток, подводимый к рабочему телу через регенератор. Затемненная область характеризует область рабочих параметров в соответствии с исследованиями [33, 39, 45, 63, 99, 100].

Можно видеть, что доля теплового потока, подводимого к рабочему телу через регенератор, в рабочих диапазонах начальных температур и давлений

превышает 50%. С ростом начального давления доля регенеративного нагрева снижается. В то же время рост начальной температуры на 45–60 °С обеспечивает 1% прироста доли регенеративного потока.

Влияние начальных параметров на температуру подвода рабочего тела к камере сгорания показано на рисунке 3.10. В данном подходе принято допущение, что $t_R = t_1 = t_5$, что характеризует максимально возможный теоретический нагрев рабочего тела в системе регенерации при условии отсутствия потерь.

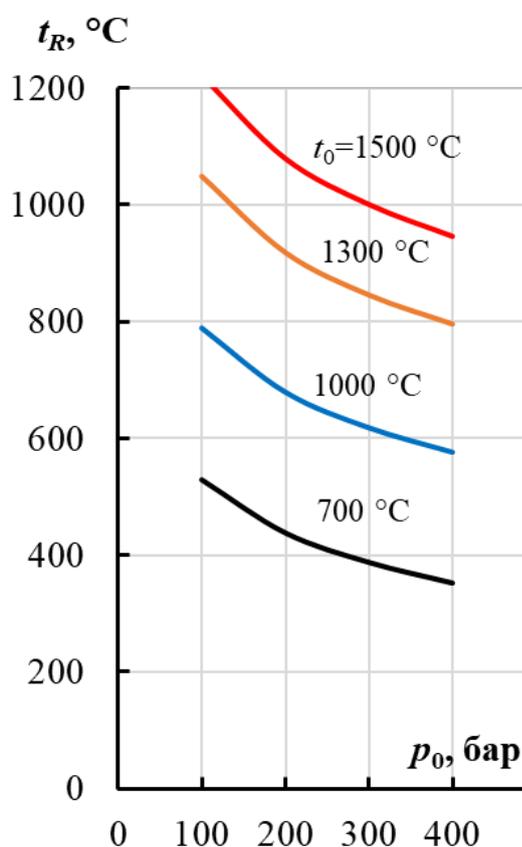


Рисунок 3.10 – Зависимость температуры подвода рабочего тела к камере сгорания (t_R) от начальных параметров (t_0 , p_0)

Можно видеть, что с ростом начальной температуры (t_0) увеличивается и теоретическая температура подвода рабочего тела (t_R) к камере сгорания. Рост теоретической температуры подвода рабочего тела (t_R) к камере сгорания по мере роста начальной температуры (t_0) объясняется тем, что при перемещении точки начала процесса расширения «вправо» происходит

смещение окончания процесса расширения на новую изотерму с более высокой температурой, рисунок 3.11. Выполнение условия $t_1 = t_5$ ($t_1'' = t_5''$) обеспечивает рост температур подвода рабочего тела к камере сгорания.

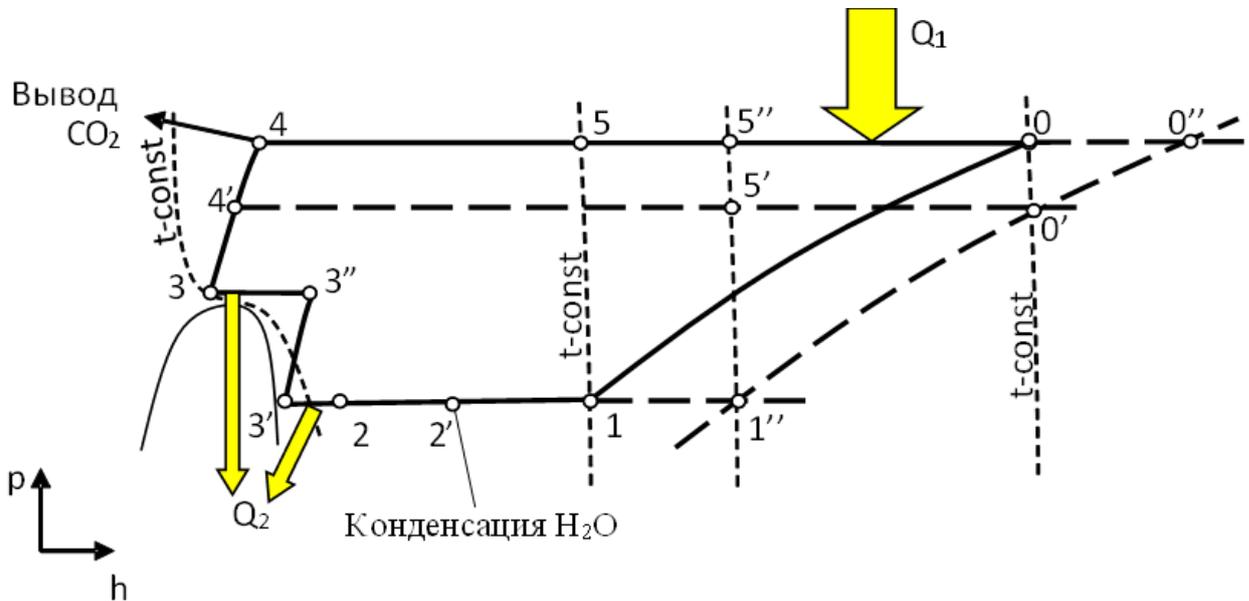


Рисунок 3.11 – Иллюстрация качественных изменений параметров (смещений характерных точек) CO_2 -цикла при изменении начальных параметров

Снижение начального давления так же сопровождается ростом температуры t_R , так как при неизменной начальной температуре переход точки начала процесса расширения в новое положение с пониженным давлением обусловит аналогичное рассмотренному выше смещению точки окончания процесса расширения в положение с более высокой температурой, рисунок 3.11.

С учетом обоих факторов построен коридор значений относительной температуры подвода рабочего тела к камере сгорания в зависимости от начальных параметров, рисунок 3.12. Можно видеть, что относительная температура подвода, определяемая как отношение t_R/t_0 , лежит в пределах 0,6...0,7 в зоне рабочих начальных температур и давлений (200–300 бар и 1000–1300 °С [33, 39, 45, 63, 99, 100]). Фактически это означает, что температура на входе в камеру сгорания должна быть приблизительно 2/3 от

температуры на выходе из нее для обеспечения высокой эффективности энергетического цикла.

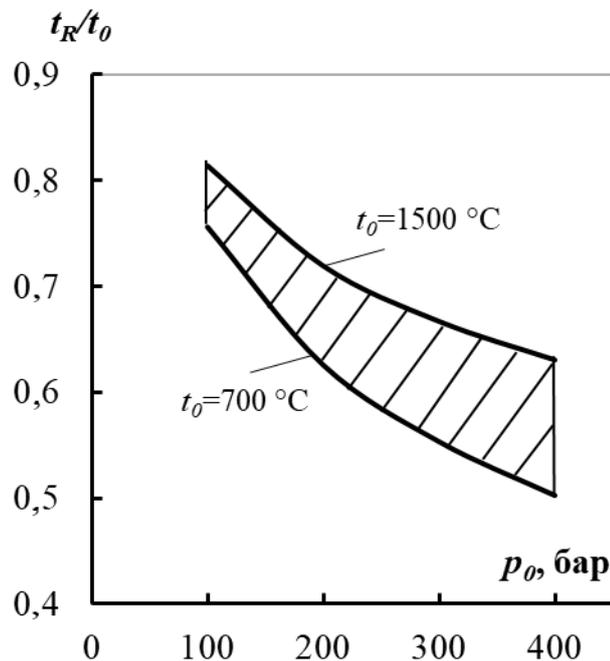


Рисунок 3.12 – Отношение температур на входе в камеру сгорания и выходе из нее в зависимости от начального давления

Следует подчеркнуть, что роль регенератора в рассмотренном цикле высока, и существенно превышает по этому показателю традиционные энергетические циклы, а подвод энергии за счет внешнего источника (сжигания топлива) не превышает 50% в рабочих диапазонах начальных температур.

Относительный вклад теплового потока от водяных паров, находящихся в рабочем теле, колеблется в широком диапазоне и может составить от 3% до 44% в рассмотренном диапазоне начальных температур, рисунок 3.13.

Суммарный тепловой поток в систему регенерации с учетом всех эффектов от сверхкритического CO_2 , перегретого водяного пара и его конденсации в зоне температур 1100-1200 °C составит 800-900 кДж/кг· CO_2 при содержании в рабочем теле 1% водяных паров и 1100–1200 кДж/кг· CO_2 при содержании 10% водяных паров.

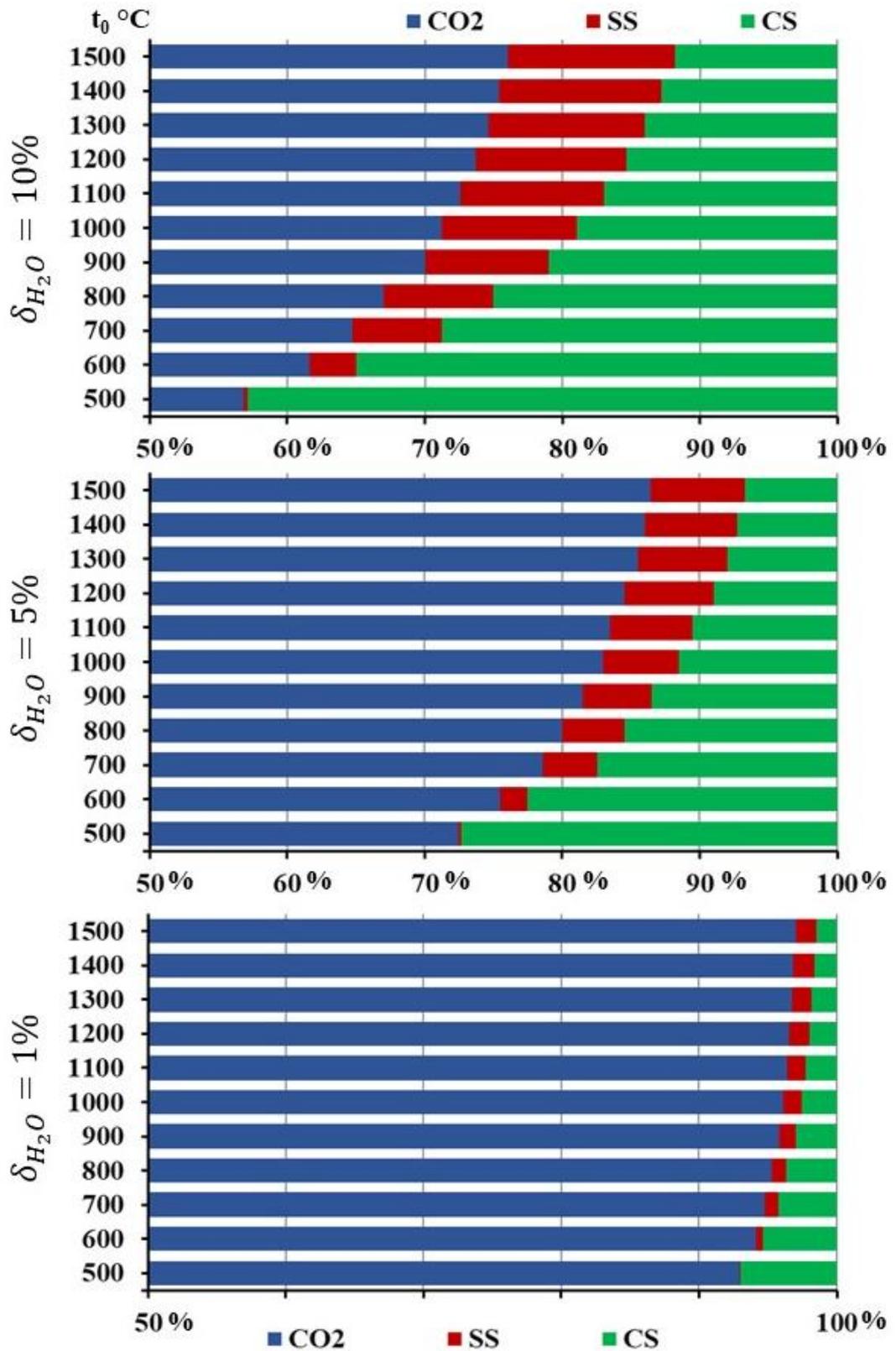


Рисунок 3.13 – Доля каждого фактора (CO₂ – диоксид углерода; SS – перегретый пар; CS – конденсирующийся пар) в суммарном тепловом потоке, подводимом к системе регенерации в зависимости от начальной температуры (t_0) при начальном давлении $p_0 = 300$ бар

При анализе рисунка 3.13 видно, что вклад перегретого водяного пара сокращается по мере снижения начальных параметров рабочего тела. Это вызвано соответствующим снижением температуры на выходе турбины (на входе в теплообменник системы регенерации), которая постепенно приближается к температуре насыщения пара при неизменном давлении в конце процесса расширения (30 бар). Несмотря на снижение доли перегретого водяного пара, суммарный вклад водяных паров растет. Это вызвано практически неизменным количеством теплоты, которая выделяется в процессе конденсации, на фоне сокращения теплового потока в систему регенерации от углекислого газа. Вклад конденсирующегося пара в суммарный тепловой поток растет от 1-2 до ~44% при одновременном увеличении массовой доли влаги в рабочем теле от 1 до 10% и снижении начальной температуры рабочего тела от 1500 до 500 °С. Принимая во внимание, что возможные рабочие начальные температуры цикла могут лежать в пределах 1000–1200 °С, можно говорить о том, что вклад в регенеративный нагрев рабочего тела от водяных паров составит от 3-4 до 15–17% при их массовом содержании на уровне 2–5%, которое характерно для использования метана в качестве топлива.

Таким образом, в разделе определено, что одним из ключевых элементов достижения высоких показателей эффективности CO₂ циклов является система регенерации теплоты, вклад которой в общем подводе теплоты превышает аналогичный показатель у традиционных паротурбинных установок. Показано, что доля теплового потока, подведенного через регенеративный теплообменник, составляет более 50% от суммарного потока теплоты, а система регенерации обеспечивает подогрев рабочего тела до уровня ~2/3 от температуры на выходе в турбину. При этом вклад водяных паров в тепловые потоки системы регенерации составляет 3–17% при их массовом содержании 2–4%.

3.3 Влияние подвода к циклу низкопотенциальной теплоты

Наличие существенных тепловых потоков в работе криогенной воздухоразделительной установки делает актуальным анализ эффектов от реализации их интеграции с основным термодинамическим контуром.

Анализ температурных значений в системе повышения давления рабочего тела показывает [101], что при изоэнтропийном сжатии углекислого газа с 75 бар (20 °С) до 300 бар его температура на выходе составит около 40 °С, т.е. имеется потенциал подвода теплоты низкого потенциала от систем промежуточного охлаждения компрессорной техники или воздухоразделительной установки.

Далее рассмотрено влияние повышения температуры рабочего тела в точке 4 (см. рисунок 3.1) перед входом в основной регенератор на термодинамическую эффективность на примере цикла с двухступенчатым повышением давления, рисунок 3.14. Подразумевается использование внешнего низкопотенциального тепла без дополнительных затрат топлива.

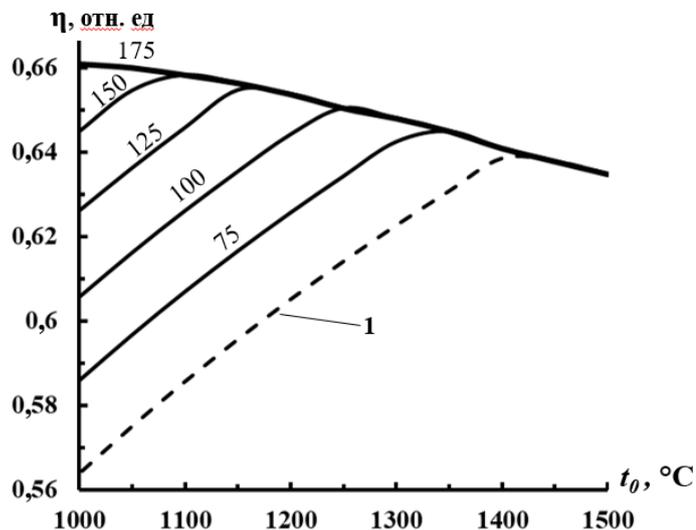


Рисунок 3.14 – Влияние нагрева точки 4 (см. рис. 3.1) за счет источника теплоты низкого потенциала на термический КПД цикла с двухступенчатым повышением давления (при параметрах входа в турбину 300 бар, 1150 °С).

Обозначения: 1 – Цикл 30–300 бар без подогрева (вариант 4, см. рисунок 3.1г); цифры на графике – температура (°С) в точке 4

Можно видеть, что при неизменных параметрах рабочего тела на входе в турбину увеличение температуры в точке 4 на каждые 25 °С ведет к приросту термического КПД цикла на ~2%. Однако при достижении температуры 175 °С в точке 4 потенциал прироста КПД исчерпывается, достигая значения 66% (с учетом работы сжатия). Вместе с тем, для всех температурных вариантов наблюдается максимум эффективности, что отражается перегибом кривых на графике. Это связано с работой регенератора теплоты. Более подробно механизм «перегиба» описан в разделе 3.1. В данном случае при повышении температуры точки 4 за счет дополнительной интеграции с внешним потоком теплоты ранее наступает момент, при котором не все тепло уходящих из турбины газов может быть воспринято в системе регенерации цикла, в результате чего происходит возрастание потерь теплоты в окружающую среду.

Доля обновления рабочего тела цикла за счет сжигания топлива в камере сгорания, которая характеризует расход топлива, растет с ростом начальных параметров, но уменьшается по мере увеличения температуры точки 4, т.е. по мере увеличения количества подведенного низкопотенциального тепла, рисунок 3.15.

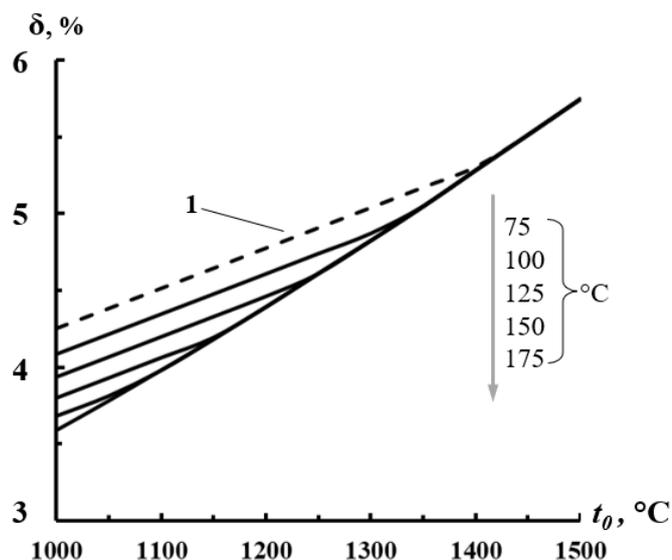


Рисунок 3.15 – Изменение доли обновления рабочего тела цикла в зависимости от температуры в точке 4. Обозначения аналогичны рис. 3.14

При начальных параметрах цикла 1000 °С и 300 бар, обеспечение нагрева потока CO₂ перед входом в основной регенератор до 100 °С позволяет снизить потребление топлива на 7,5% отн. и увеличить КПД на 4% абс. Вывод CO₂ за пределы цикла сокращается на ~3% при повышении температуры на каждые 25 °С.

Таким образом, организация промежуточной регенерации или подвода низкопотенциального тепла в CO₂ цикл является одним из способов повышения термодинамической эффективности.

Выводы по третьей главе

Рассмотрено 4 варианта исполнения термодинамического цикла на углекислом газе. Рабочее тело непрерывно обновляется в камере сгорания. Доля обновления рабочего тела является важной характеристикой цикла, прямо влияющей на конечную эффективность. Циклы характеризуются высокими параметрами входа рабочего тела в турбину: давление 200-300 бар (как в ПТУ); температура свыше 1000 °С (как в ГТУ).

Определено влияние архитектуры, начальных и конечных параметров цикла, доли обновления рабочего тела, фактора подвода низкопотенциальной теплоты на термический КПД. Проведен анализ работы системы регенерации в условиях изменения термодинамических параметров.

Установлено:

1. Увеличение/снижение температуры входа на 50 °С ведет к увеличению/снижению термического КПД цикла на 1%, а увеличение/снижение начального давления на 10–15% ведет к увеличению/снижению термического КПД цикла так же на 1% (большие значения отклонения давления для меньших его абсолютных значений). Влияние конечного давления разнонаправленно для различных конфигураций цикла. Для цикла с конденсацией давление определяется температурой окружающей среды и возможностями системы охлаждения.

2. Наиболее высоким термическим КПД обладают циклы с одноступенчатым повышением давления насосом. Максимум термического КПД обеспечивается на уровне 1400 °С. Термический КПД превышает 65% с учетом работы сжатия.

3. CO₂ циклы имеют выраженный максимум термического КПД, обусловленный непрерывным отводом части рабочего тела за пределы цикла, что сказывается на работе системы регенерации и сходимости внутренних энергобалансов.

4. Доля обновления рабочего тела является характерной особенностью CO₂ циклов и сказывается на конечной эффективности путем влияния на сходимость материально-тепловых балансов системы регенерации и камеры сгорания. Определено, что доля обновления рабочего тела в камере сгорания составляет 2,7–4,5% в диапазоне температур 1000–1100 °С в зависимости от конфигурации; растет с увеличением параметров рабочего тела и достигает 3,5–5,5% при 1500 °С. Наибольшую долю обновления рабочего тела имеют циклы, включающие компрессор в системе повышения давления. Наименьшую – циклы с насосом.

5. Определено, что ключевым элементом достижения высоких показателей эффективности CO₂ циклов является система регенерации теплоты. Показано, что доля теплового потока, подведенного через регенеративный теплообменник в рабочих диапазонах начальных температур и давлений, составляет более 50% от суммарного потока теплоты, подведенного к рабочему телу. Помимо этого, система регенерации обеспечивает подогрев рабочего тела до уровня $\sim 2/3$ от температуры на входе в турбину.

6. Значительный вклад в тепловые потоки системы регенерации обеспечивают водяные пары в составе рабочего тела. При рабочих начальных температурах рабочего тела на уровне 1000–1200 °С и использовании метана в качестве топлива вклад водяных паров в регенеративный нагрев составляет 3–17% при их массовом содержании 2–4%.

7. Суммарный теоретический тепловой поток в систему регенерации цикла при работе на метане составляет 600–1200 кДж/кг CO₂. Количество энергии, которое необходимо подвести к циклу вместе с топливом, составляет 500–1000 кДж/кг CO₂ в зависимости от конфигурации цикла и температуры, при которой теплота подводится к циклу.

8. Рассмотрено влияние подвода низкопотенциальной теплоты. Показано, что повышение температуры CO₂ перед входом в основной регенератор на каждые 25 °С ведет к росту эффективности цикла на ~2% абс. и снижению потребления топлива на ~2,5% отн. и сокращению вывода углекислоты на захоронение.

9. Массовая генерация углекислоты при работе циклов в расчете на КПД брутто составляет ≤90 г/МДж вырабатываемой энергии.

10. Результаты исследований CO₂ циклов опубликованы в работах [65–67, 76, 99, 101, 102] и апробированы в материалах конференций [103–106].

Глава 4 Анализ энергетических характеристик энергоблоков на основе CO_2 циклов

4.1 Принципиальные схемы энергоблоков на основе CO_2 циклов

Рассматриваются четыре варианта перспективных энергетических установок на основе четырех CO_2 циклов, предложенных к анализу в главе 3.

Вариант 1. Вариант характеризуется одноступенчатым повышением давления и отсутствием конденсации рабочего тела, рисунок 4.1*a*. Данный цикл предложен в НГТУ и запатентован [98]. В камеру сгорания (1) топливным насосом высокого давления (2) подают метан. В неё же кислородным насосом высокого давления (3) подают окислитель (O_2), который производят в воздухоразделительной установке (4). Образованная в результате горения метана в кислороде смесь углекислоты (CO_2) и водяных паров (H_2O) поступает в CO_2 -турбину (5), где совершается работа расширения. Эта работа по валу передается генератору (6), где преобразуется в электроэнергию. Отработавшая в CO_2 -турбине смесь, при содержании водяных паров не более 2,7–5% [65, 76], направляется в регенератор (7), где нагревает поток углекислоты на входе в камеру сгорания. Из регенератора выводятся сконденсировавшиеся в процессе теплообмена водяные пары. Далее углекислота поступает в теплообменник (8), где обеспечивается отвод теплоты в окружающую среду за счет аппарата воздушного охлаждения. Движение воздуха обеспечивается дутьевым вентилятором (9). За счет свойств сверхкритического CO_2 происходит повышение его плотности до значений, близких к плотности жидкости (см. рисунок 1.4), в процессе отвода теплоты и охлаждения [66, 98]. Далее насосом (10) повышают давление углекислоты до требуемого значения и через регенератор (7) направляют в камеру сгорания (1). В камере сгорания обеспечивают нагрев углекислоты за счет сжигания топлива. Избыток углекислоты выводится из цикла при максимально высоком давлении после насоса (10) в целях дальнейшей транспортировки к месту

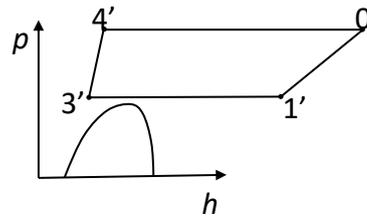
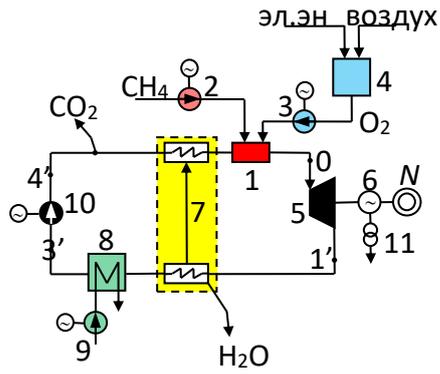
утилизации. Для наглядности процессы, реализованные в энергетической установке, показаны в ph -диаграмме, где точки 0-1'-3'-4'-0 характеризуют начало и окончание соответствующего процесса.

Воздухоразделительная установка (4), топливный (2) и кислородный (3) насосы высокого давления, насос рабочего тела (10) и дутьевой вентилятор аппарата воздушного охлаждения (9) являются основными потребителями электроэнергии собственных нужд, для чего энергетическая установка оснащена трансформатором собственных нужд (11).

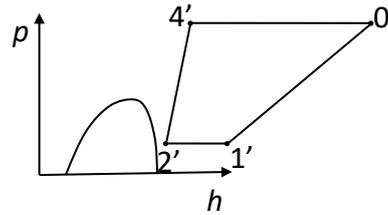
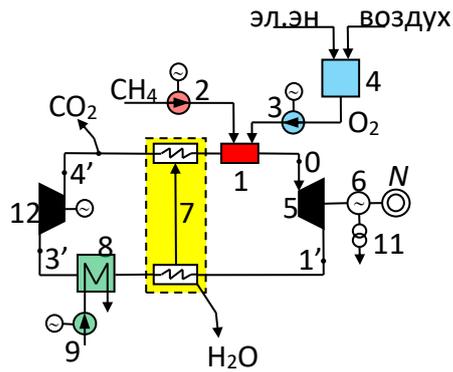
Вариант 2. Вариант характеризуется одноступенчатым повышением давления и отсутствием конденсации рабочего тела, рисунок 4.1б. Однако в отличие от варианта 1, здесь повышение давления обеспечивается компрессором (12), а цикл расположен справа от пограничной кривой. Очевидно, что к потребителям электроэнергии собственных нужд в данном случае относят компрессор (12), а не насос высокого давления.

Вариант 3. Вариант характеризуется одноступенчатым повышением давления при конденсации рабочего тела, рисунок 4.1в. В этом варианте углекислота после регенератора (7) поступает в конденсатор (13), где за счет охлаждения воздухом конденсируется. Далее в жидком виде поступает на питательный насос высокого давления (14), которым направляется в камеру сгорания (1). Цикл известен как Allam-Z [107], лежит в основе разработок ОИВТ РАН [46, 108].

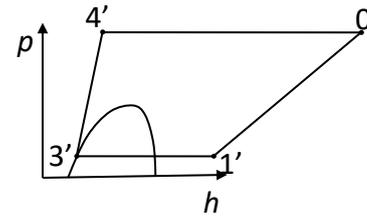
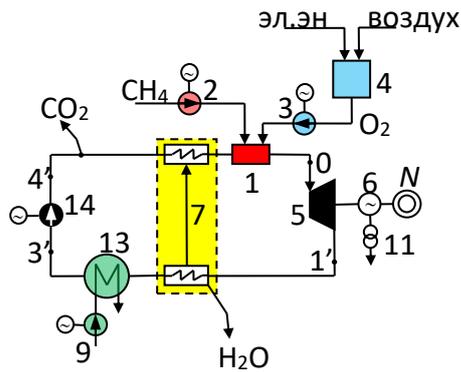
Вариант 4. Вариант характеризуется отсутствием конденсации и двухступенчатым повышением давления рабочего тела, рисунок 4.1г. В этом варианте повышение давления обеспечивается последовательно: сначала в компрессоре (12), а затем в насосе высокого давления (10). Такой способ повышения давления обуславливает наличие двух теплообменников (8) для отвода теплоты в окружающую среду. Потребителем электроэнергии собственных нужд при повышении давления являются компрессор (12) и насос (10). Цикл с подобной схемой повышения давления при огибании кривой насыщения справа предложен R.Allam [39] и носит его имя.



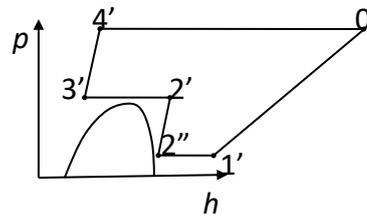
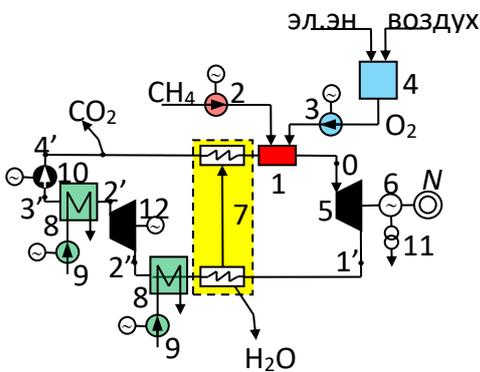
а) Вариант 1



б) Вариант 2



в) Вариант 3



г) Вариант 4

Рисунок 4.1 – Варианты принципиальных схем энергетических установок на основе CO₂ циклов и *ph*-диаграммы процессов: 1–14 – обозначения оборудования; 0-1'-2''-2'-3'-4'-0 – процессы в установках

Варианты циклов отличаются способом повышения давления и расположением процессов цикла относительно кривой насыщения углекислого газа. По наличию в схеме насоса и/или компрессора выделяют одноступенчатое и двухступенчатое повышение давления. Одновременно возможно разделить процессы с конденсацией рабочего тела и без нее. Эти факторы обуславливают различие принципиальных технологических схем энергоустановок.

Входными данными для исследования энергетической эффективности являются результаты ранее проведенного термодинамического анализа. Анализ энергетических характеристик ведется в диапазоне параметров входа рабочего тела в турбину 100–400 бар, 900–1400°С, так как в ходе термодинамического анализа определено, что все варианты цикла достигают своего максимума эффективности в диапазоне температур до 1400 °С. Во всех вариантах тепловых схем предусмотрена интеграция теплового потока между ВРУ и термодинамическим циклом, позволяющая повысить эффективность установки, как это было показано в разделе 3.3. С учетом характерных значений температуры на выходе из главного компрессора ВРУ (250–300 градусов Цельсия) и удельных расходов воздуха на получение 1 кг кислорода посчитано, что теплоты, отводимой с потоком азота от ВРУ, достаточно для нагрева потока CO₂ до 100 °С. Поэтому для анализируемых схем энергоблоков принят уровень нагрева рабочего тела до 100 °С перед входом в систему регенерации за счет отвода теплоты от главного компрессора воздуха криогенной ВРУ.

Во всех случаях принято, что топливо и кислород сжимаются в жидкой фазе, после чего регазифицируются перед входом в камеру сгорания, а холод максимально полно возвращается для работы ВРУ. ВРУ рассматривается криогенной с чистотой получаемого кислорода свыше 99,5%. При этом подробно тепловая схема ВРУ не рассматривается, учитываются только усредненные характеристики ее эффективности и энергопотребления на основе данных заводов-изготовителей [78, 79].

4.2 Анализ энергопотребления собственных нужд, эффективности выработки и отпуска электроэнергии

В основе определения эффективности производства электроэнергии лежат положения методов энергобалансов, когда каждое преобразование первичной энергии топлива в установке сопровождается потерями. Полезный отпуск получается путем вычитания из вырабатываемой электрической мощности энергопотребления вспомогательных систем.

Очевидно, что от величины затрат энергии на вспомогательные системы будет зависеть нетто-эффективность. Собственные нужды энергоблоков, главным образом, определяются мощностью воздухоразделительной установки и вращающихся механизмов, к которым относят насосы и тягодутьевые машины. В разделе ведется поагрегатный анализ применительно к укрупненным группам оборудования, составляющим основу энергопотребления собственных нужд, в зависимости от рабочих параметров энергоблока. Анализ энергопотребления собственных нужд ведется в зависимости от параметров входа рабочего тела, а результаты представляются графически. При этом в расчете учитывается, что изменение параметров рабочего тела ведет к изменению термодинамической эффективности, что влечет изменение массо-расходных характеристик энергоустановки, соответственно, сказывается на энергозатратах вспомогательного оборудования.

В расчетах принято, что для всех вспомогательных систем используется электропривод. В том числе для системы повышения давления рабочего тела. Доля затрат энергии на собственные нужды рассчитывается относительно установленной мощности энергоблока. В качестве базового энергоблока для сравнения принят энергоблок мощностью 100 МВт.

Далее представлено сравнение КПД выработки электроэнергии различными вариантами CO₂ энергоблоков в сравнении друг с другом, с

результатами других исследователей и с показателями действующих тепловых электростанций, рисунок 4.2.

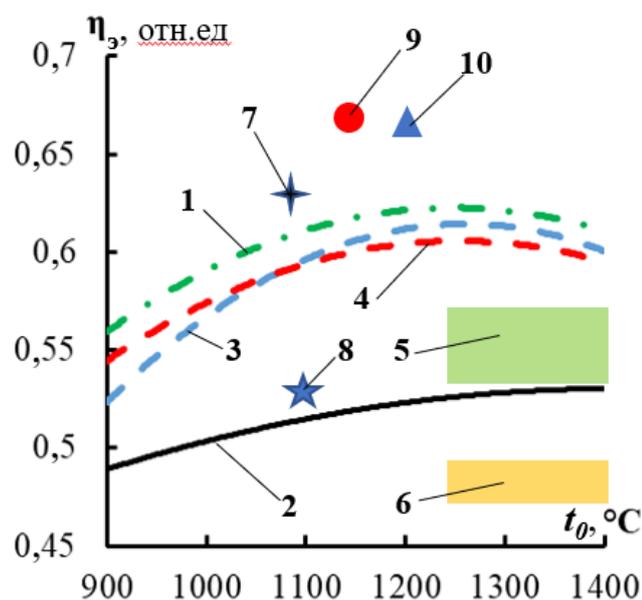


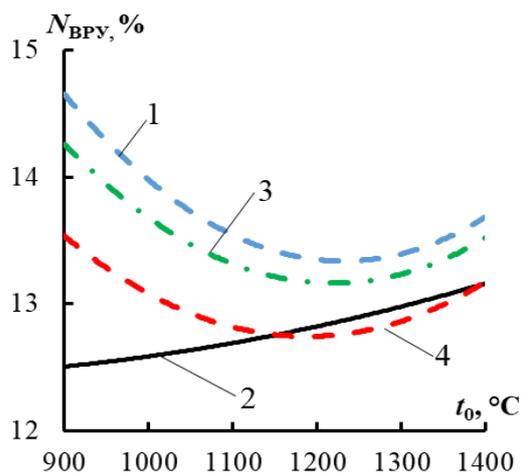
Рисунок 4.2 – КПД выработки электроэнергии различными техническими решениями (показатель эффективности учитывает работу сжатия рабочего тела по аналогии с расчетом эффективности ГТУ). Обозначения:

1–4 – варианты исполнения CO_2 энергоблока согласно рисунок 4.1; 5 – ПГУ без улавливания CO_2 [109]; 6 – ПГУ с улавливанием CO_2 по данным NETL [110]; 7 – оценки эффективности CO_2 энергоблока МЭИ [63]; 8 – оценки ОИВТ РАН [46]; 9 – оценки Graz University [100]; 10 – оценки NETL [52]

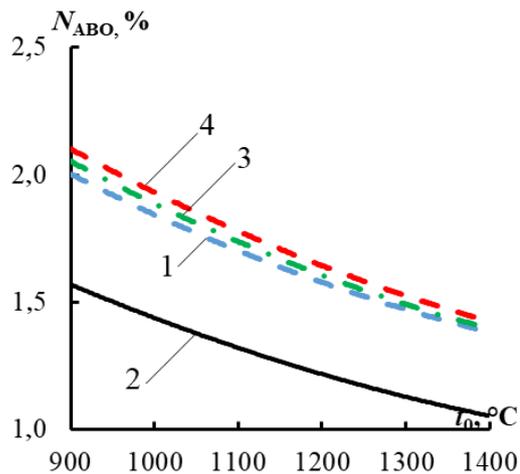
На рисунке 4.2 представлены зависимости КПД выработки электроэнергии CO_2 энергоблоками за вычетом работы повышения давления рабочего тела. Данная характеристика рассчитана по аналогии с работами [52, 100] и принятым в них понятием «gross efficiency» в целях проведения расчетов в сопоставимом виде с другими авторами. По сути, это КПД брутто, рассчитанный по аналогии с определением эффективности ГТУ, когда работа основного компрессора не учитывается в собственных нуждах, а вычитается на этапе расчета брутто эффективности.

Для вариантов исполнения цикла 1–4 использованы результаты термодинамического анализа [66, 76] и анализа влияния подвода низкопотенциального тепла [101]. Можно видеть, что представленные результаты хорошо согласуются с результатами других авторов. Некоторое занижение эффективности по отношению к представленным в литературе аналогам связано с тем, что в настоящей работе рассматривается установка мощностью 100 МВт. Тогда как в большинстве опубликованных работ рассматриваются энергоблоки мощностью 0,5 ГВт и выше. Как правило, оборудование с более высокой единичной мощностью обладает более высокой эффективностью, в первую очередь, за счет более высокого внутреннего относительного КПД турбины. Так же сказывается факт использования электропривода систем повышения давления, а не одновальной конструкции. Третьим фактором является учет вклада водяных паров, образующихся от водорода в составе топлива, которым зачастую пренебрегают другие авторы. Ранее в разделе 3.2 и в работе [67] было показано, что добавка по массе 1% воды ведет к 5% приросту теплового потока в системе регенерации. Данный фактор учитывается не во всех опубликованных работах, где преимущественно анализируется чистый CO_2 . В совокупности данные факторы ведут к отличию показателей эффективности на 3-4%.

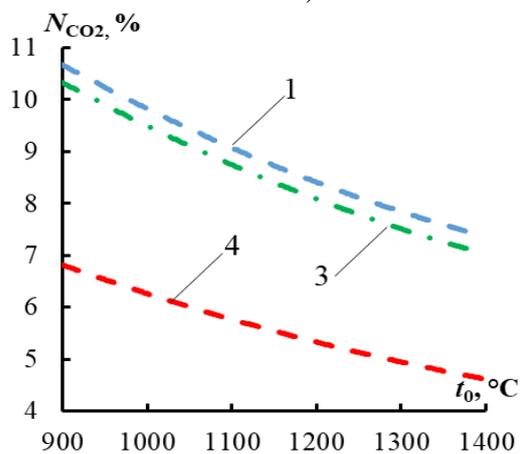
Далее проведена поэлементная оценка затрат электроэнергии на собственные нужды каждого варианта в зависимости от температуры входа в турбину (t_0) для давления входа $p_0 = 300$ бар, рисунок 4.3. Все расчеты проведены с выделением работы сжатия рабочего тела в качестве элемента собственных нужд по аналогии с традиционным подходом расчета нетто эффективности ПСУ, в котором питательные насосы являются потребителями собственных нужд. Такой подход позволяет выполнить анализ энергопотребления по каждому агрегату с построением индивидуальных зависимостей от термодинамических параметров CO_2 цикла, которые влияют на массо-расходные характеристики энергоустановки.



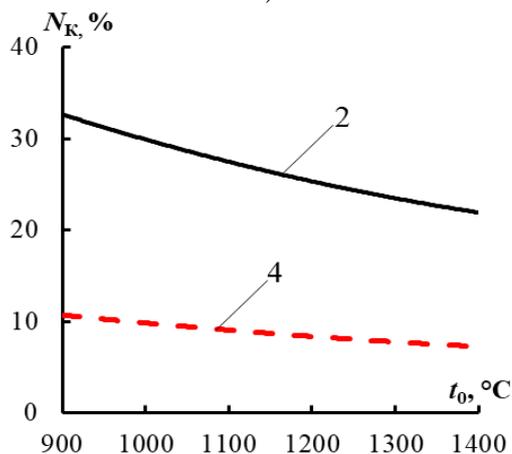
a)



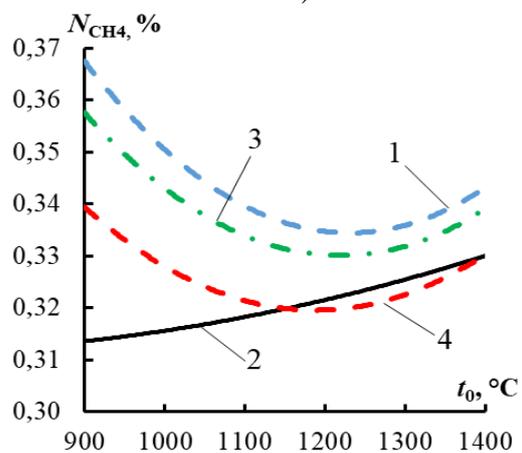
б)



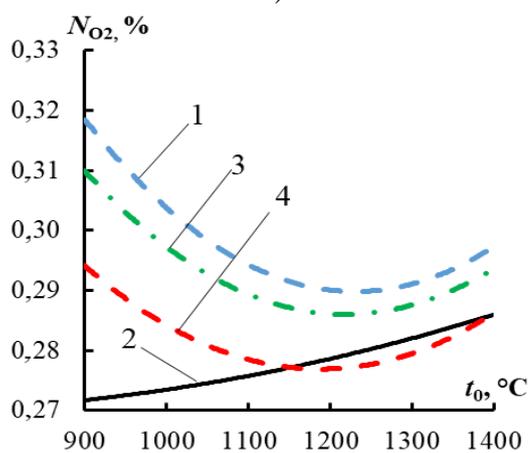
в)



з)



д)



е)

Рисунок 4.3 – Доля затрат электроэнергии в агрегаты собственных нужд в зависимости от температуры входа в турбину (t_0) при $p_0=300$ бар: а) – воздухоразделительная установка; б) – дутьевые вентиляторы аппарата воздушного охлаждения; в) – насос рабочего тела; з) – компрессор рабочего тела; д) – топливный насос; е) – кислородный насос; 1–4 – варианты исполнения CO_2 установок в соответствии с рисунком 4.1

Можно видеть, что затраты электроэнергии на производство кислорода ($N_{\text{ВРУ}}$) составляют от 12,5 до 14,5% от установленной мощности. На топливный ($N_{\text{СН}_4}$) и кислородный (N_{O_2}) насосы высокого давления приходится суммарно менее 1%, тогда как насос рабочего тела (N_{CO_2}) потребляет до 11% вырабатываемой энергии в зависимости от варианта и термодинамических параметров. Затраты электроэнергии на компрессоры зависят от числа ступеней подъема давления. Для одноступенчатого случая (вариант 2) особенно высоки и составляют от 23 до 32%.

Рост температуры входа рабочего тела в турбину оказывает разнонаправленное действие на энергопотребление различных агрегатов. Несмотря на повышение эффективности с ростом температуры (см. рисунок 4.2), для варианта 2 растет потребность в топливе и окислителе, что обуславливается особенностями обновления рабочего тела в камере сгорания [76], при котором увеличивается количество подводимого тепла. Это влечет рост энергопотребления топливного и кислородного насосов, а также воздухоразделительной установки. Однако располагаемый теплоперепад прирастает значительно больше, чем подвод теплоты, и потребный расход рабочего тела сокращается. В результате энергопотребление компрессора рабочего тела снижается (см. рисунок 4.3г). В остальных случаях наблюдается снижение затрат электроэнергии в агрегаты установки с ростом температуры входа. Это обусловлено ростом повышения эффективности цикла и установок (Рисунок 4.2), и соответствующим снижением расхода рабочего тела, связанного с увеличением располагаемого теплоперепада (Рисунок 4.4), а, следовательно, необходимого топлива, кислорода и воздуха. Перегиб на графиках зависимости энергопотребления для вариантов 1, 3, 4 связан с достижением максимума эффективности цикла (см. рисунок 4.2) при данных параметрах.

Значительным потребителем электроэнергии является аппарат воздушного охлаждения. Его задача – обеспечивать отвод теплоты в окружающую среду. Так как удельное количество отводимой теплоты (в

расчете на единицу рабочего тела) в процессе конденсации рабочего тела (вариант 3), в процессе повышения давления (варианты 1, 2, 4) не зависят от температуры входа в турбину, то общий теплоотвод определяется расходом рабочего тела. Во всех случаях с ростом температуры расход снижается, следовательно и энергопотребление аппарата воздушного охлаждения.

Полные затраты электроэнергии на обеспечение работы установок отражаются коэффициентом собственных нужд ($K_{с.н.}$), рисунок 4.5.

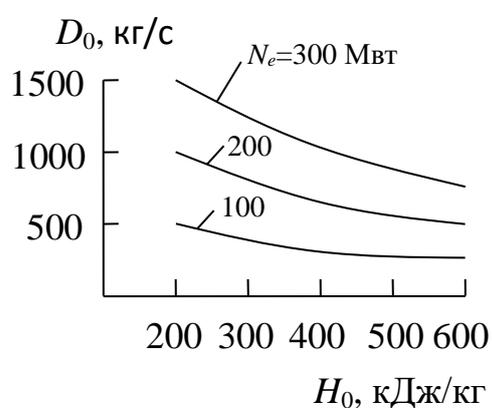


Рисунок 4.4 – Зависимость расхода CO_2 (D_0) от располагаемого теплоперепада на турбину (H_0) для разных электрических мощностей установок (N_e)

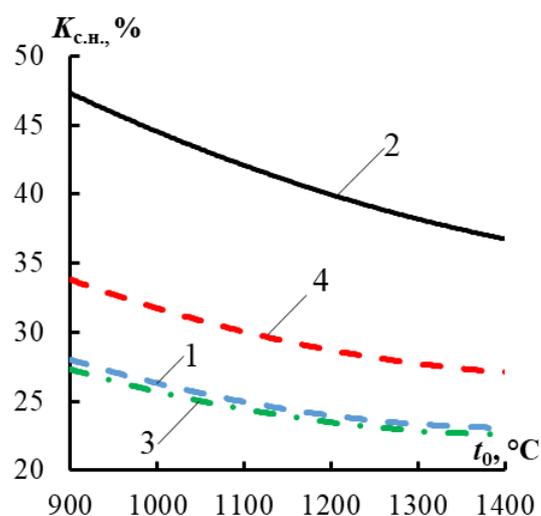


Рисунок 4.5 – Зависимость коэффициента собственных нужд ($k_{с.н.}$) от температуры входа (t_0) при давлении входа $p_0=300$ бар: 1–4 – варианты исполнения установок

Можно видеть, что $K_{с.н.} < 25\%$ от установленной мощности обеспечивается вариантами 1 и 3 при $t_0 \geq 1100$ °C. Вариант 4 характеризуется $K_{с.н.} = 0,28 \dots 0,34$. При этом для варианта 2 с чисто компрессорным повышением давления значения $K_{с.н.} = 0,38 \dots 0,47$, что представляется чрезмерно высоким.

Основной вклад в затраты электроэнергии на обеспечение работы установок вносит воздухоразделительная установка (12,5–14,5%) и компрессоры, при их наличии в схеме. При двухступенчатой схеме повышения давления (вариант 4), затраты электроэнергии на компрессорную

ступень составляют 9–11% от полной мощности установки, что превосходит энергопотребление питательных насосов в бескомпрессорных схемах. Суммарные затраты электроэнергии на привод всех насосов высокого давления находятся на уровне 8–11% от полной мощности, а на дутьевые вентиляторы ($N_{\text{АВО}}$) приходится не более 2,5%.

КПД отпуска электроэнергии (КПД-нетто) в зависимости от температуры входа для всех рассматриваемых вариантов лежит в пределах 0,37–0,51, рисунок 4.6. При этом вариант 2 обладает наихудшим показателем 0,37–0,43, что делает его малоприменимым для практической реализации по сравнению с вариантами 1, 3 и 4. Для них, в зоне температур 1150–1250 °С, КПД нетто составляет 0,48–0,51. Минимальный расход условного топлива показывает достижимость показателя в 0,25 кг у.т./кВт·ч отпущенной электроэнергии при температуре около 1200 °С, рисунок 4.7.

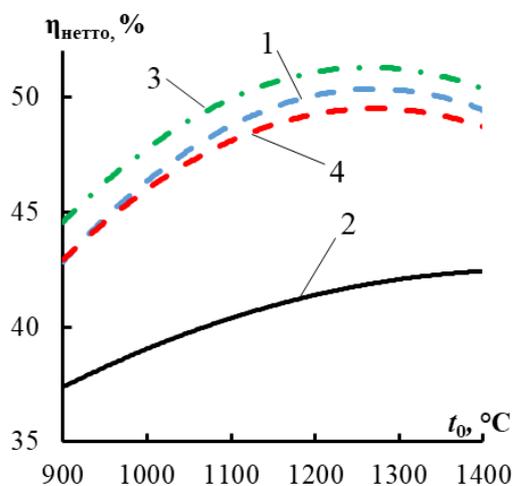


Рисунок 4.6 – КПД отпуска электроэнергии ($\eta_{\text{нетто}}$) для установок на основе CO_2 циклов в зависимости от температуры входа (t_0) при $p_0=300$ бар

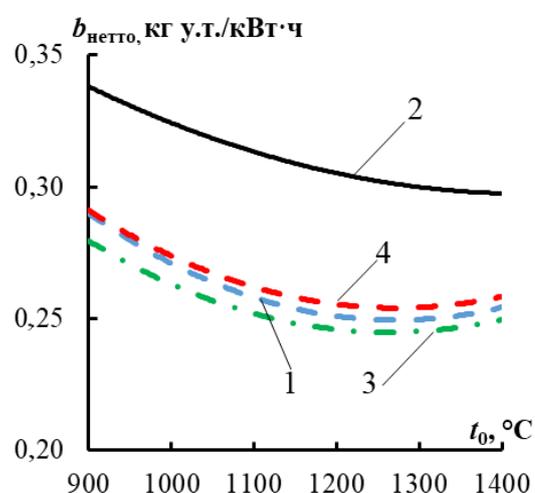


Рисунок 4.7 – УРУТ на отпуск электроэнергии ($b_{\text{нетто}}$) в зависимости от температуры входа (t_0) при $p_0=300$ бар: 1–4 – варианты исполнения установок

Можно видеть, что бескомпрессорные варианты 1 и 3 CO_2 установок выглядят предпочтительнее по энергетическим показателям, чем вариант 2 с

компрессорным повышением давления и вариант 4 с двухступенчатым повышением давления, где в качестве первой ступени применен компрессор.

Анализ изменения коэффициента собственных нужд от давления входа в турбину (p_0) так же показывает преимущество вариантов 1 и 3, рисунок 4.8. Во всем диапазоне давлений вариант энергоустановки с конденсацией рабочего тела обладает наименьшими затратами энергии на вспомогательные системы.

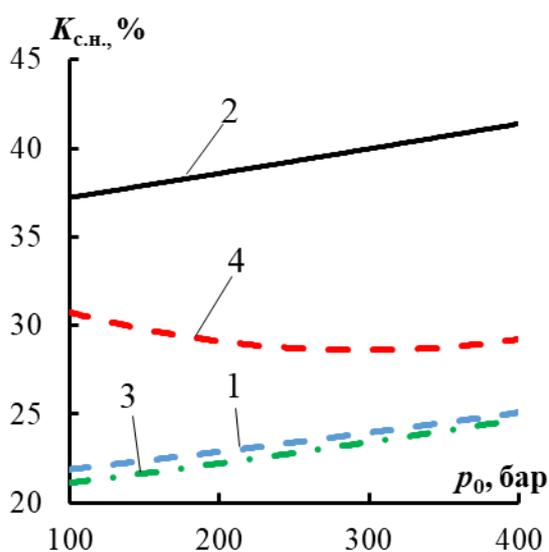


Рисунок 4.8 – Зависимость коэффициента собственных нужд ($k_{с.н.}$) от давления входа (p_0) при температуре входа $t_0=1400$ °С: обозначения смотри на рисунке 4.5

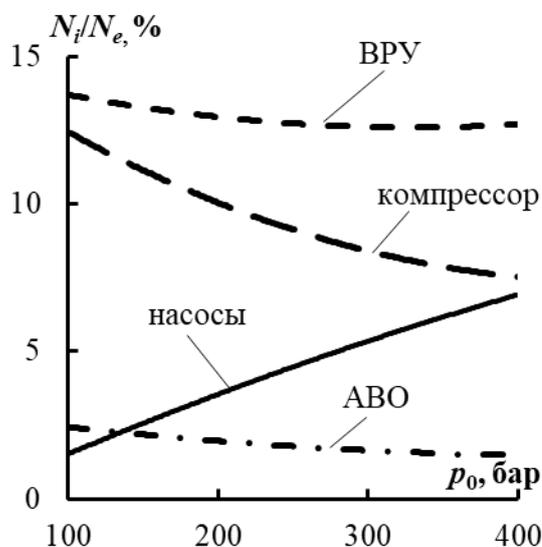


Рисунок 4.9 – Доля мощности основных потребителей собственных нужд (N_i) от полной мощности установки (N_e) в зависимости от давления входа (p_0) для варианта 3 при $t_0=1200$ °С

Рост давления входа ведет к росту затрат энергии на системы собственных нужд для вариантов 1, 2, 3. Причем для варианта 2 с компрессорным повышением давления рост наибольший. Для варианта 4 можно наблюдать минимум показателя собственных нужд в диапазоне давлений 270–300 бар. Данный минимум обуславливается

разнонаправленностью влияния фактора давления на основных потребителей собственных нужд, рисунок 4.9.

Зависимость КПД отпуска электроэнергии и удельного расхода условного топлива от давления входа показаны на рисунке 4.10.

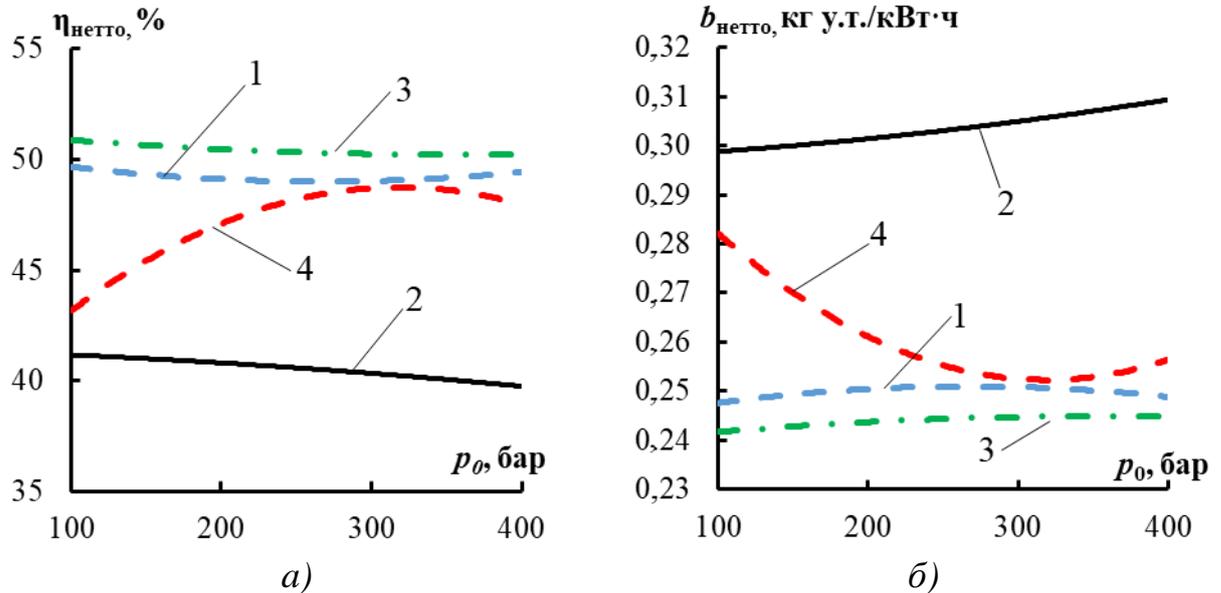


Рисунок 4.10 – КПД отпуска электроэнергии (а) и удельный расход условного топлива на отпуск электроэнергии (б) в зависимости от давления входа (p_0) при $t_0=1200$ °С: обозначения смотри на рисунке 4.5

КПД отпуска электроэнергии для вариантов 1 и 3 слабо зависит от давления и находится на уровне около 50%. Прирост термического КПД с ростом давления входа нивелируется ростом энергопотребления собственных нужд. Для варианта 2 заметно снижение КПД с ростом давления, так как рост термического КПД не покрывает прирост энергопотребления собственных нужд (в первую очередь, компрессора рабочего тела, который наиболее чувствителен к росту давления рабочего тела). Вариант 4 имеет выраженный максимум эффективности при значении давления 300 бар.

Аналогичное поведение можно видеть на кривых для удельного расхода условного топлива, так как данный показатель непосредственно связан с КПД выражением (2.26). Наилучшим образом выглядят варианты с

бескомпрессорным исполнением, однако при $p_0 \sim 300$ бар, вариант 3 обеспечивает сопоставимый расход топлива около 0,25 кг у.т./кВт·ч.

Количественные оценки всех расчетных показателей в зависимости от разных параметров входа (t_0 , p_0) сведены в таблице 4.1. В таблице 4.2 приведено сравнение результатов с исследованиями других авторов.

Таблица 4.1 – Расчетные значения основных показателей CO₂ энергоблоков при $t_0 = 1200$ °С при $p_0 = 300$ бар

Наименование показателя	Обознач.	Размерность	Варианты, величина			
			1	2	3	4
Установленная мощность	N_e	МВт	100			
КПД выработки эл/э	$\eta_{\text{э}}$	%	64,47	67,2	65,63	68,23
Расход CH ₄	B_{CH_4}	кг/с	3,09	2,96	2,92	2,92
Расход O ₂	G_0	кг/с	12,36	11,84	11,68	11,68
Расход CO ₂	D_0	кг/с	287	182,4	244,3	182,7
Распределение затрат эл/эн в основные агрегаты собственных нужд:						
Произв-во O ₂			13,4	12,8	13,1	12,6
нагнетание CO ₂		%	8,4	25,4	8,1	13,8
нагнетание CH ₄			0,33	0,32	0,33	0,32
нагнетание O ₂			0,29	0,28	0,28	0,27
АВО			1,6	1,2	1,6	1,7
Коэффициент собственных нужд	$k_{\text{с.н.}}$	%	24	40	23,4	28,7
КПД отпуска эл/эн	$\eta_{\text{нетто}}$	%	49,1	40,3	50,3	48,7
УРУТ, отпуск эл/эн	$b_{\text{нетто}}$	г у.т./кВт·ч	250,8	304,9	244,7	255,2

Таблица 4.2 – Сравнение основных показателей функционирования энергоустановок с работами других авторов

Наименование показателя	Варианты, величина				
	Текущее иссл-ние	NETL [53]	ОИВТ РАН [46]	Универ-т Граца [77]	МЭА (IEA) [111]
Мощность на валу, МВт	100 *	1272	296	619	1264
Параметры рабочего тела, °С/бар	1200/300	1150/300	1100/200	1150/300	1150/300
Схема повышения давления	4 варианта, рис. 3.1	Аллама	с конденсацией	Аллама	Аллама
Собственные нужды, %	23,4-40	35,14	24,4	35,4	33
Потребление: ВРУ, %	12,6-13,4	14,46	14,53	13,73	13,53
Система повышения давления, %	8,1-25,4	16,6	6,1	16,63	16,5
КПД отпуска эл/энергии, %	40,3-50,3	~53	39,6	52,4	55,1

* мощность на клеммах электрогенератора

Результаты анализа энергетических показателей и показателей собственных нужд установок на основе CO₂ циклов представлены в работах [76, 112] и апробированы в материалах конференций [103, 113–115].

4.3 Сопоставление показателей эффективности CO₂ энергоблоков с традиционными тепловыми электрическими станциями

После обобщения результатов расчетов энергопотребления собственных нужд проведено их сравнение с показателями других технологий тепловой генерации, рисунок 4.11. Можно видеть, что варианты CO₂ энергоблоков уступают практически всем известным способам получения электроэнергии. Это связано в основном с двумя факторами – с затратами электроэнергии на производство кислорода и повышение давления рабочего тела. Особо следует отметить, что варианты CO₂-установок без применения компрессоров для повышения давления выглядят предпочтительнее других. Однако для традиционных энергоблоков в данном сравнении не учтены затраты на мероприятия по улавливанию CO₂ из продуктов сгорания. По данным NETL (National Energy Technology Laboratory, США), оснащение ПГУ технологиями улавливания 90% общего выброса CO₂ ведет к снижению эффективности на 10-11% [110].

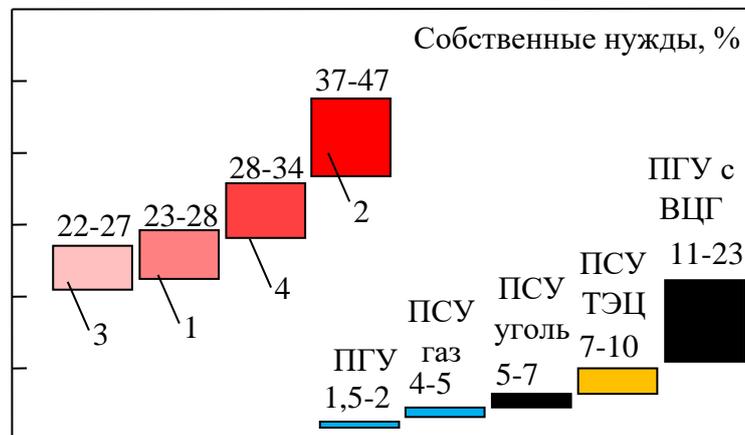


Рисунок 4.11 – Собственные нужды для расчетных вариантов CO₂ энергоблоков в сравнении с другими технологиями производства электроэнергии на органическом топливе: 1–4 – расчетные варианты

Далее выполнено сравнение CO₂-установок по показателю удельного расхода условного топлива на отпуск электроэнергии, рисунок 4.12.

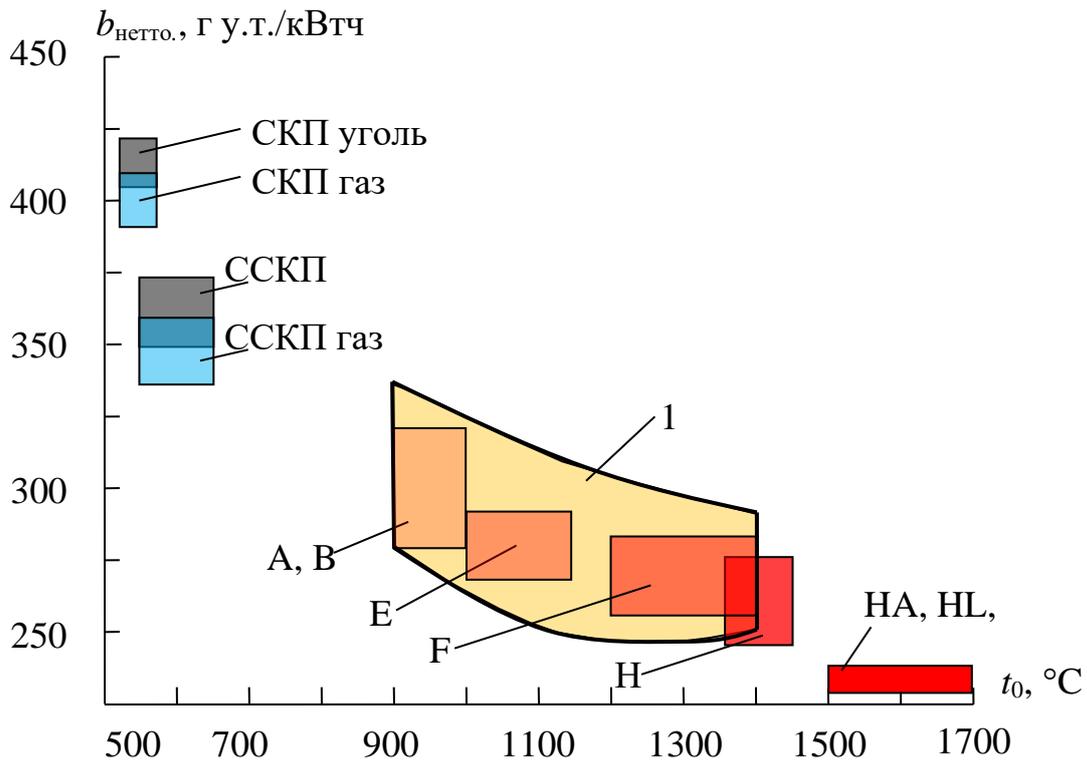


Рисунок 4.12 – Сравнение CO_2 -технологий по удельному расходу условного топлива ($b_{\text{нетто}}$) и температуре входа (t_0) с другими технологиями производства электроэнергии на органическом топливе. Обозначения: СКП, ССКП – паросиловые энергоблоки на сверхкритические и суперсверхкритические параметры пара; А, В, Е, F, Н, НА, НL, JAC – парогазовые установки (ПГУ) на основе газовых турбин соответствующего типа (серии); 1 – зона конкурентоспособности CO_2 -технологий с ПГУ

Сравнение проведено для технологий паросиловых установок (ПСУ) сверхкритических (СКП) и суперсверхкритических параметров (ССКП), а также парогазовых установок (ПГУ). Для технологий ПГУ учтены особенности газовых турбин разных поколений. Для технологий ПСУ СКП и ССКП учтена возможность применения как газа, так и угля в качестве топлива. Во всех случаях принято, что технологии оснащены системами выделения 90% CO_2 из продуктов сгорания и его сжатием до 100 бар. С таким давлением уловленный CO_2 транспортируется к месту захоронения. Указанные системы

вызывают увеличение потребления электроэнергии, следовательно, и расхода топлива. Подобные затраты отсутствуют в CO₂ технологиях, так как улавливание углекислоты в них не требуется, а ее избыток выводится из цикла при рабочем давлении. Затраты энергии на транспорт углекислоты и ее захоронение не учитываются, так как они сопоставимы для всех рассматриваемых технических решений. По затратам энергии на улавливание CO₂ использованы данные [110], по новым технологиям ПГУ – сведения из [109].

Можно видеть, что CO₂-технологии превосходят технологии СКП и ССКП вне зависимости от используемого в них топлива во всем диапазоне температур входа, рисунок 4.12. В зонах температур 900–1400 °С CO₂ технологии конкурируют с ПГУ на основе газовых турбин серий А, В, Е, F и Н. При этом верхняя граница CO₂-технологий сформирована вариантом 2 (компрессорное повышение давления), а их нижняя граница – вариантами 1 и 3 (бескомпрессорное одноступенчатое повышение давления). Вместе с тем, с технологиями ПГУ на основе самых современных газовых турбин серий НА, НL и JAC (GE, Mitsubishi, Siemens и Ansaldo) CO₂-технологии не могут конкурировать без дополнительных оптимизационных мероприятий по повышению эффективности даже в бескомпрессорном варианте исполнения с одноступенчатым повышением давления. Однако температуры реализации технологий ПГУ (от которых зависят прочностные характеристики применяемых материалов и их стоимость) с турбинами НА, НL и JAC существенно выше и составляют 1500–1700 °С, а единичная мощность ПГУ такого типа составляет 750–900 МВт, тогда как принятый к сравнению энергоблок на углекислом газе имеет мощность 100 МВт.

Следует отметить также и то, что в работе рассмотрены CO₂-технологии на основе базовых термодинамических циклов. Их совершенствование, а также применение технических систем, направленных на повышение термодинамической и энергетической эффективности способно обеспечить дополнительное снижение расхода топлива.

4.4 Оценка методической погрешности определения эффективности энергоблоков на основе CO₂ циклов

Совокупность методических положений позволяет определить удельный расход условного топлива установками на основе CO₂ циклов. Этот показатель ($b_{\text{нетто}}$) определяется КПД отпуска электроэнергии (выражение (2.26) главы 2), который зависит от двух факторов – КПД выработки электроэнергии ($\eta_{\text{э}}$) и коэффициент собственных нужд ($k_{\text{с.н.}}$) согласно выражению (2.25). Погрешность оценивается для каждого влияющего фактора при условии соблюдения нормального закона распределения случайной величины.

КПД выработки ($\eta_{\text{э}}$) электроэнергии (выражение (2.18), глава 2) определяется величиной потерь в термодинамическом цикле, камере сгорания, проточной части турбины, в электрогенераторе. Таким образом, погрешность вычисления ($\eta_{\text{э}}$) определяется погрешностью оценки потерь в цепочке преобразования первичной энергии топлива.

При оценке погрешности расчетов $\eta_{\text{э}}$ учитывают, что определение η_t зависит от недогрева в рекуператоре, который принимается на уровне 10 °С по отношению к теоретически достижимому значению. Для CO₂-турбины принимается допущение о достижимости показателя ее эффективности в 90–92%, что соответствует отклонению в $\pm 1\%$. Для остальных значений показателей (КПД камеры сгорания и электромеханических потерь в генераторе), входящих в выражение (2.18) главы 2, принимается эффективность в 98,5%, при отклонении $\pm 0,5\%$, что характеризует достижимость наилучшего показателя КПД в 99%.

Оценку погрешности ведут при помощи метода обратного энергетического баланса, когда $\eta_{\text{э}}$ определяют по выражению:

$$\eta_{\text{э}} = 1 - \Delta_t - \Delta_{\text{кс}} - \Delta_{\text{CO}_2\text{-Т}} - \Delta_{\text{эм}}, \quad (4.1)$$

где Δ – потери в соответствующем этапе преобразования энергии (в термодинамическом цикле, камере сгорания, CO_2 -турбине, электрогенераторе соответственно), рисунок 4.13. В этом случае точность определения КПД зависит от точности определения каждого из вида потерь.

Так как каждая из величин потерь является независимой, то, по свойствам дисперсии (дисперсия суммы равна сумме дисперсий), среднеквадратичное отклонение (СКО) для определения η_o составит:

$$\text{СКО}_{\eta_o} = \sqrt{\sum \sigma_i^2}, \quad (4.2)$$

где σ_i – характеризует среднеквадратичное отклонение соответствующей потери энергии в установке.

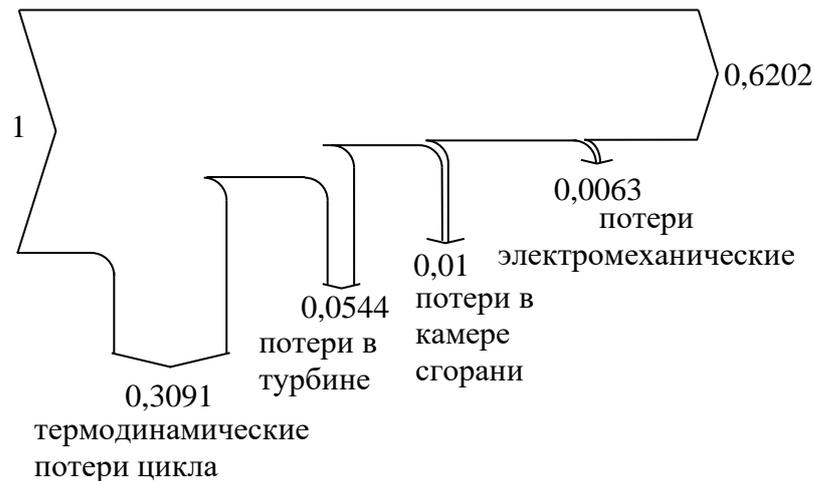


Рисунок 4.13 – К определению методической погрешности на примере CO_2 цикла с двухступенчатым повышением давления (вариант 4)

Подобным образом ведут оценку СКО при определении коэффициента собственных нужд $k_{с.н.}$ (выражение (2.24), глава 2). Так как $k_{с.н.}$ определяется суммой затрат электроэнергии на функционирование вспомогательных систем, главным образом, воздуходелительной установки, насосов, компрессоров и системы воздушного охлаждения, то погрешность определения коэффициента собственных нужд будет определяться погрешностью определения энергозатрат каждого из агрегатов.

Тогда среднеквадратичное отклонение (СКО) для определения $k_{с.н.}$ составит:

$$СКО_{k_{с.н.}} = \sqrt{\sum \sigma_j^2}, \quad (4.3)$$

где σ_j характеризует среднеквадратичное отклонение энергопотребления агрегатов собственных нужд.

Совокупная методическая погрешность определения КПД отпуска электроэнергии или удельного расхода условного топлива (что более важно в практических расчетах технико-экономических показателей установок) будет определяться как СКО для произведения двух независимых величин, обладающих своим СКО, по выражению, согласно свойствам дисперсии:

$$СКО = \sqrt{СКО_{\eta_t} \cdot СКО_{k_{с.н.}} + M^2(\eta_t) \cdot СКО_{\eta_t}^2 + M^2(k_{с.н.}) \cdot СКО_{k_{с.н.}}^2}, \quad (4.4)$$

где $M(i)$ характеризует математическое ожидание величины i . В оценках достоверности оно принимается как рассчитанное значение в главах 3, 4.

Результаты оценки СКО на примере цикла с двухступенчатым повышением давления (вариант 4) представлены в таблице 4.3.

Таблица 4.3 – К определению СКО в оценках методической погрешности

Наименование	Относительная погрешность, %	σ_i , отн.ед	СКО
Для $\eta_{\text{Э}}$			0,005802
η_t	$\pm 1,85$	0,005776	
$\eta_{к.с}$	$\pm 0,5$	0,00005	
$\eta_{\text{CO}_2\text{T}}$	± 1	0,000544	
$\eta_{\text{ЭМ}}$	$\pm 0,5$	0,000032	
Для $k_{с.н.}$			0,00703
$N_{\text{ВРУ}}$	± 5	0,006375	
$N_{\text{Н}}$	± 2	0,00106	
$N_{\text{АВО}}$	± 2	0,000330	
$N_{\text{К}}$	± 2	0,00274	

Погрешность нахождения термического КПД определяется с учетом отклонения фактической температуры нагрева в рекуператоре от расчетной теоретической на 10 °С (недогрев).

Для определения фактических поагрегатных отклонений в расходах электроэнергии собственных нужд использованы данные главы 4 при допущении о достоверности сведений об эффективности показателей работы криогенной воздухоразделительной установки по производству кислорода высокой чистоты в $\pm 5\%$, а остальных узлов, агрегатов и систем в $\pm 2\%$.

В этом случае, по формуле (4.4), общая методическая погрешность определения КПД отпуска электроэнергии или удельного расхода условного топлива составит 0,0078

Можно видеть, что методическая погрешность составит 0,78 %, то есть удельный расход условного топлива на отпуск электроэнергии для рассматриваемого варианта CO₂ цикла составит $b_{\text{нетто}}=251\pm 2$ г.у.т/кВт·ч. Наибольшую неопределенность представляет определение термического КПД цикла и мощности воздухоразделительной установки.

Для других вариантов исполнения CO₂ цикла методическая погрешность так же не превышает 1%.

Выводы по четвертой главе

Рассмотрены зависимости КПД выработки и отпуска электроэнергии, величины собственных нужд энергоблоков на основе CO₂ циклов от параметров входа рабочего тела в турбину. Рассмотрены 4 принципиальные конфигурации энергетического цикла на углекислом газе. Анализ выполнен в широком диапазоне давлений (100–400 бар) и температур (900–1400 °С). Проведен поагрегатный анализ энергопотребления вспомогательных систем CO₂ энергоблоков. Выполнено сравнение характеристик с традиционными энергоблоками на органическом топливе. В результате получено:

1. КПД отпуска электроэнергии для вариантов бескомпрессорных CO_2 циклов достигает 51% против 37–43% для компрессорного варианта, что делает его малопригодным для практической реализации. Минимальный расход условного топлива показывает достижимость показателя в 0,25 кг у.т./кВт·ч отпущенной электроэнергии при температуре около 1200 °С при полном улавливании CO_2 .
2. Совокупная методическая погрешность определения КПД нетто и УРУТ отпуска электроэнергии не превышает 1%.
3. По удельному расходу условного топлива CO_2 технологии предпочтительнее всех традиционных энергоблоков, включая технологии ПГУ (на основе газовых турбин серий А, В, Е, F, Н) за исключением ПГУ на основе газовых турбин серий НА, НL и JАС. CO_2 энергоблоки позволяют реализовывать высокие показатели эффективности в установках от 100 МВт при температуре входа 1200–1400 °С, тогда как ПГУ на основе НА-турбин проектируются на 800–900 МВт и температуре входа 1400–1700 °С.
4. Коэффициент собственных нужд, который отражает затраты электроэнергии на обеспечение работы CO_2 установок, при максимальной их энергетической эффективности находится на уровне 23–27% для бескомпрессорных вариантов цикла и 28–47% для вариантов с компрессорным повышением давления рабочего тела. По данному показателю CO_2 циклы уступают всем известным способам получения электроэнергии на органическом топливе, в том числе и технологиям ПГУ с внутрицикловой газификацией угля.
5. Основной вклад в собственные нужды установок на основе CO_2 циклов составляют затраты электроэнергии на производство кислорода (12,5–14,5%) и на привод компрессоров в случае их применения. При двухступенчатом повышении давления в компрессоре и насосе затраты электроэнергии на компрессорную часть составят 8–10% от полной

мощности установок. При одноступенчатом повышении давления компрессором эти затраты особенно велики и составят 23–32%.

6. Потребление электроэнергии собственных нужд CO₂ установками с ростом температуры входа снижается. Однако рост давления входа оказывает разнонаправленное действие на варианты исполнения цикла.
7. Результаты анализа энергетических показателей и показателей собственных нужд установок на основе CO₂ циклов представлены в работах [76, 112] и апробированы в материалах конференций [103, 113–115].

**Глава 5 Технико-экономические показатели производства
электроэнергии на основе CO₂ циклов**

**5.1 Капиталовложения в основное оборудование энергоблоков на основе
CO₂ циклов**

В разделе проведены оценки капиталовложений для условий, представленных в таблице 5.1.

Таблица 5.1 – Исходные данные для расчетов

Наименование параметра	Обозначение	Диапазон значений/значение
Диапазон расчетных единичных мощностей энергоблока, МВт	<i>N</i> - брутто	50–500
Диапазон температур, °С	<i>t</i> ₀	900–1400
Диапазон давлений, МПа	<i>p</i> ₀	15–30
Число часов использования установленной мощности, час	<i>x</i> ₁₉	6000
Средняя ежегодная мировая инфляция в период 2011-2025 гг.	%	4,7

Указанные в таблице диапазоны параметров отражают результаты ранее проведенного термодинамического и энергетического анализа, в ходе которых показано, что максимумы термодинамической и энергетической эффективности достигаются в пределах 1400 °С и 30 МПа. Кроме того, указанный диапазон включает в себя большинство представленных в литературе проектов CO₂ электростанций [37, 40, 46, 52, 63, 116].

Анализ проводится для энергетических установок с содержанием углекислоты в составе рабочего тела свыше 95%. Для экономических оценок CO₂-турбина рассматривается в одновальном исполнении с

высокотемпературными охлаждаемыми лопатками. Ее эффективность принята на уровне 90%. Способ повышения давления зависит от варианта исполнения цикла. К оборудованию насосной группы относят питательный насос и насосы подачи топлива и кислорода. Для получения кислорода принята криогенная воздухоразделительная установка, без учета производства вторичных продуктов. Так же принято, что электрогенератор оснащен водяным охлаждением. Рассматривается климатическая зона эксплуатации со среднегодовыми температурами > 0 °С. Все остальные значения расчетных параметров, требуемых для оценки согласно таблицам 2.5–2.8, определены при помощи термодинамических расчетов циклов и расчетов принципиальных тепловых схем CO₂ энергоблоков по вариантам.

Далее на примере энергоблоков установленной мощностью 100 МВт с расчетным давлением рабочего тела в 30 МПа показано разделение удельных капиталовложений в агрегаты и системы для разных вариантов исполнения CO₂ цикла в зависимости от температуры входа рабочего тела, рисунок 5.1.

В расчетах учтено, что изменение рабочих параметров ведет к изменению термодинамической эффективности цикла, расходных характеристик и т.д. Данные изменения включены в оценку стоимости.

Из рисунка 5.1 можно видеть, что стоимость воздухоразделительной установки (линия 1) наиболее высока и во всех случаях составляет от 25 до 31% от полной стоимости оборудования и систем. Стоимость CO₂-турбины (линия 2) с ростом температуры входа в турбину существенно растет. На каждые 100 °С прироста t_0 , стоимость CO₂-турбины увеличивается на ~ 10–14%. Это связано с усложнением конструкции и переходом на более дорогие конструкционные материалы. Одновременно заметно снижение удельной стоимости насосов высокого давления (линия 4) для вариантов 1, 3, 4. Для варианта 2 с компрессорным повышением давления (рисунок 5.1б) такого снижения стоимости насосов высокого давления не наблюдается, и их стоимость заметно ниже. Это связано с отсутствием в данном варианте

питательного насоса. При этом в нем присутствует компрессор высокого давления, стоимость которого много выше, чем в варианте 4.

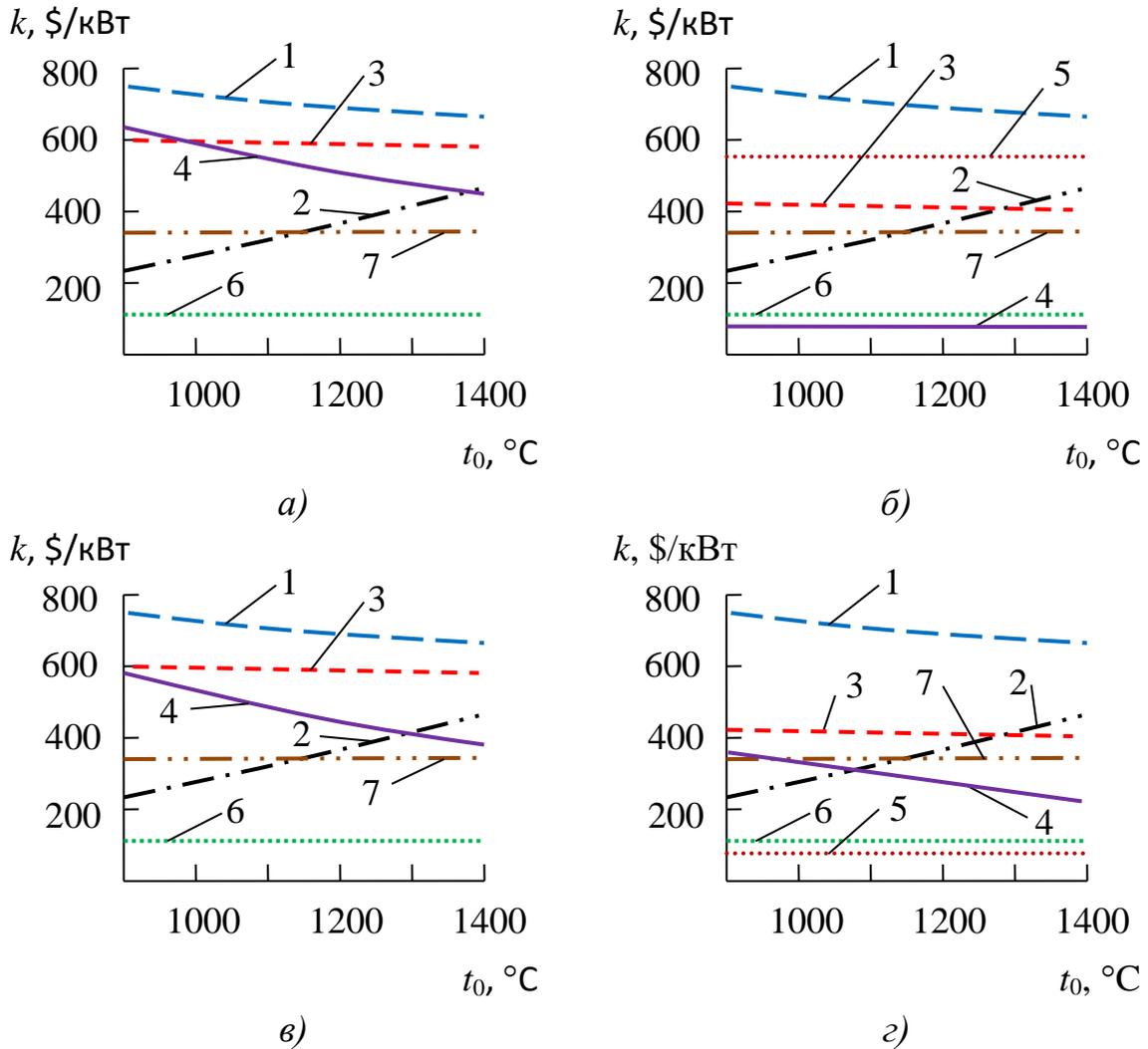


Рисунок 5.1 – Удельные капиталовложения в агрегаты и системы установок на основе CO_2 циклов мощностью $N=100$ МВт при давлении $p_0=30$ МПа.

Обозначения: а) вариант 1, с одноступенчатым повышением давления насосом; б) вариант 2, с одноступенчатым повышением давления компрессором; в) вариант 3, с конденсацией рабочего тела и одноступенчатым повышением давления насосом; г) вариант 4, с двухступенчатым повышением давления; 1 – воздухоразделительная установка; 2 – CO_2 -турбина; 3 – теплообменное оборудование; 4 – насосы высокого давления; 5 – компрессоры; 6 – системы отвода теплоты в окружающую среду; 7 – электрооборудование

Изменение температуры входа мало влияет на удельную стоимость теплообменного оборудования (линия 3) и электрооборудования (линия 7) при незначительном ее снижении с ростом температуры на входе в турбину и не влияет на стоимость системы отвода теплоты (линия 6). Последнее очевидно, так как стоимость системы отвода теплоты определяется климатической зоной функционирования, температурой отвода теплоты, мощностью энергоблока и кратностью циркуляции и не зависит от начальных параметров рабочего тела.

Снижение стоимости насосной группы, где определяющую роль играет питательный насос (Рисунок 5.2), связано с ростом термодинамической эффективности рассматриваемых циклов с ростом температуры входа рабочего тела и соответствующим снижением его расхода, рисунок 5.3.

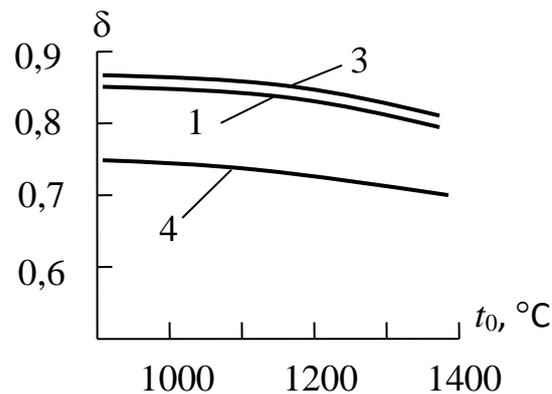


Рисунок 5.2 – Доля стоимости питательного насоса (δ) в полной стоимости группы насосов высокого давления в зависимости от температуры рабочего тела (t_0): 1, 3, 4 – варианты исполнения CO_2 цикла

Доля стоимости питательного насоса в группе насосов составляет от 70 до 86% при некотором снижении с ростом температуры рабочего тела на входе в турбину, рисунок 5.2. В варианте 2 питательного насоса нет. В варианте 4 доля питательного насоса высокого давления ниже в связи с двухступенчатостью повышения давления. Расход рабочего тела (G_0) определяется термодинамической эффективностью вариантов цикла и снижается с ростом начальной температуры во всех случаях на $\sim 31\%$, рисунок 5.3.

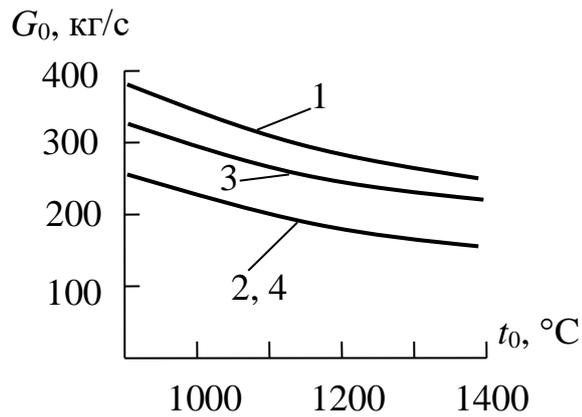


Рисунок 5.3 – Расход рабочего тела (G_0) в зависимости от температуры рабочего тела (t_0): 1–4 – варианты исполнения CO_2 цикла

Абсолютный расход рабочего тела для вариантов лежит в диапазоне 170–380 кг/с. Очевидно, что изменение расхода определяет стоимость нагнетателей и питательного насоса для каждого варианта в зависимости от температуры входа. Кроме того, расход рабочего тела влияет на тепловой поток в системе регенерации и габариты теплообменного оборудования. Совпадение расхода рабочего тела в вариантах 2 и 3 обусловлено одинаковыми параметрами начала и окончания процесса расширения.

Расчеты показывают, что удельные капиталовложения в энергоблоки единичной мощностью 100 МВт на основе CO_2 -циклов лежат в пределах 2250–2650 \$/кВт в зависимости от варианта исполнения и температуры рабочего тела на входе в турбину, рисунок 5.4.

Варианты с повышением давления компрессором и насосом (линии 1 и 3) имеют идентичную зависимость от температуры входа. В варианте 2 (линия 2) с компрессорным повышением давления рост стоимости CO_2 -турбины заметно превалирует над изменениями стоимости остальных агрегатов и систем (рисунок 5.1б), что обуславливает общий рост удельных капиталовложений в установку с ростом температуры входа рабочего тела. В варианте 4 (линия 4, двухступенчатое повышение давления) имеется выраженный минимум удельных капиталовложений на уровне 2250 \$/кВт при

температурах 1000–1100 °С. Этот минимум обусловлен снижением удельных капиталовложений в насосную группу по сравнению с вариантами 1 и 3, рисунок 5.1 и взаимным влиянием на удельный показатель капиталовложений стоимости насосной группы и CO₂-турбины, при относительной низкой стоимости компрессора подъема давления первой ступени, рисунок 5.1г. Кроме того, вариант 4 (линия 4, двухступенчатое повышение давления) имеет наименьшую удельную стоимость среди всех вариантов ~2250 \$/кВт.

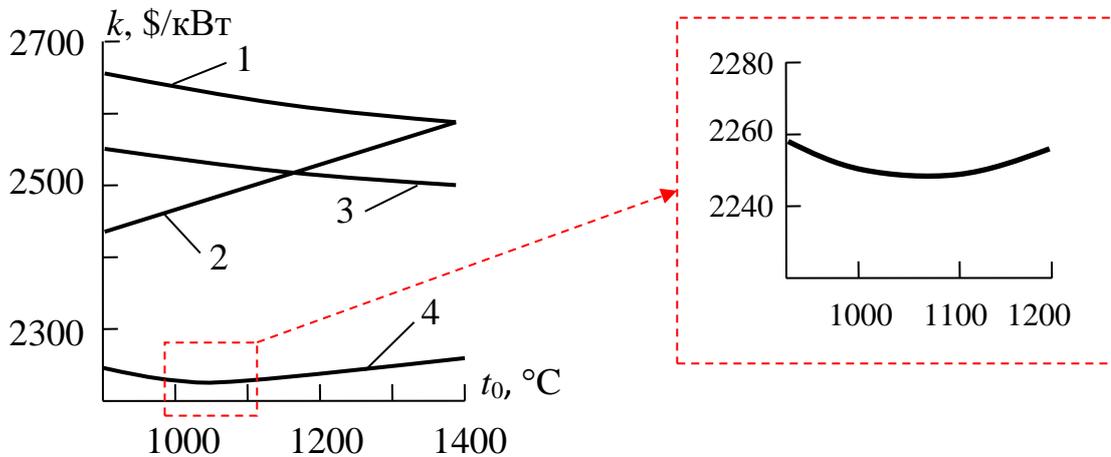


Рисунок 5.4 – Удельные капиталовложения в установки мощностью $N=100$ МВт при давлении рабочего тела $p_0=30$ МПа: 1–4 – варианты исполнения CO₂ цикла

Далее для энергоблоков мощностью 100 МВт проведены аналогичные оценки в условиях изменения давления на входе в турбину при температуре входа 1400 °С, рисунок 5.5. Данная температура характеризует верхний предел целесообразного к рассмотрению диапазона, внутри которого обеспечивается достижение высших показателей термической и энергетической эффективности всех рассматриваемых CO₂-циклов (как с реализацией интеграции тепловых потоков вспомогательных систем, так и без них).

Можно видеть, что характер линий в ряде случаев отличается от аналогичных, но построенных в зависимости от температуры. В частности, не наблюдается заметного роста стоимости CO₂-турбины (линия 2), так как

увеличение давления менее влияет на стоимость металлов, чем рост температуры.

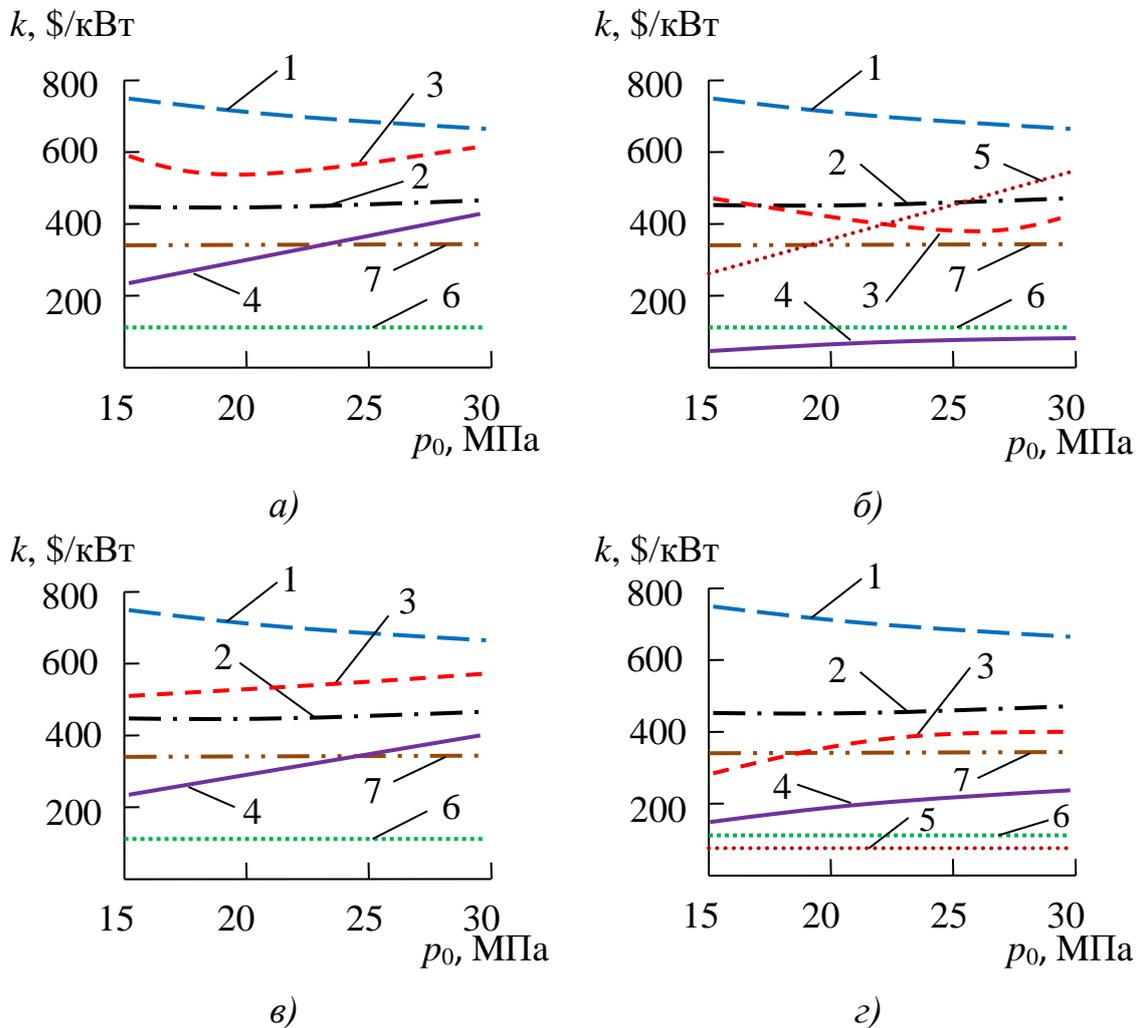


Рисунок 5.5 – Удельные капиталовложения в агрегаты и системы установок на основе CO_2 циклов мощностью $N=100$ МВт при температуре $t_0=1400$ °С.

Обозначения аналогичны рисунку 5.1

Во всех вариантах заметно растет удельная стоимость насосного и компрессорного оборудования (линии 4, 5), что очевидно при росте давления. Стоимость теплообменного оборудования (линия 3) растет с ростом давления из-за увеличения толщины стенки, а, следовательно, и массы металла. Вместе с тем на нее влияет и температура подвода рабочего тела к камере сгорания, которая снижается при росте давления входа и фиксированной температуре. Это ведет к снижению поверхности теплообмена и в вариантах 1 и 2

обуславливает минимум стоимости теплообменного оборудования в районе 20 и 25 МПа соответственно. Характер остальных зависимостей мало отличается от аналогичных, представленных на рисунке 5.1. Удельная стоимость воздухоразделительной установки с ростом давления снижается в связи с ростом термической эффективности, а, следовательно, снижением расхода топлива. Ее доля в общих удельных капиталовложениях составляет 25–34% в зависимости от вида технологической схемы.

Суммарные удельные капиталовложения в энергоблоки во всех случаях растут с ростом давления входа, рисунок 5.6.

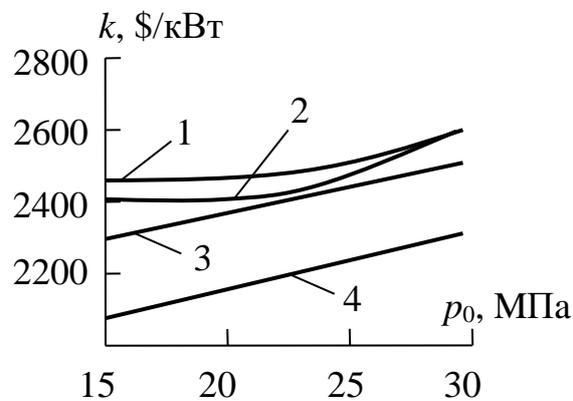


Рисунок 5.6 – Удельные капиталовложения в энергоблоки на основе CO_2 циклов мощностью $N=100$ МВт и температуре $t_0=1400$ °С: 1–4 – варианты исполнения CO_2 цикла

Определяющим фактором роста является стоимость насосной группы и компрессорного оборудования (вариант 2). На варианты 1 и 2 заметное влияние оказывает стоимость теплообменного оборудования. Диапазон изменения удельных капиталовложений для всех вариантов лежит в пределах 2060–2600 \$/кВт. Диапазон изменений удельных капиталовложений для варианта 4 составляет 2060–2280 \$/кВт.

Далее приведены результаты расчетов удельных капиталовложений в агрегаты и системы энергоблоков на основе CO_2 -циклов в зависимости от их единичной мощности при давлении $p_0 = 30$ МПа и температуре $t_0 = 1200$ – 1250 °С, рисунок 5.7. При данных параметрах достигаются наиболее высокие

показатели нетто-эффективности энергоблока с учетом интеграции тепловых потоков между системой регенерации и воздухоразделительной установкой.

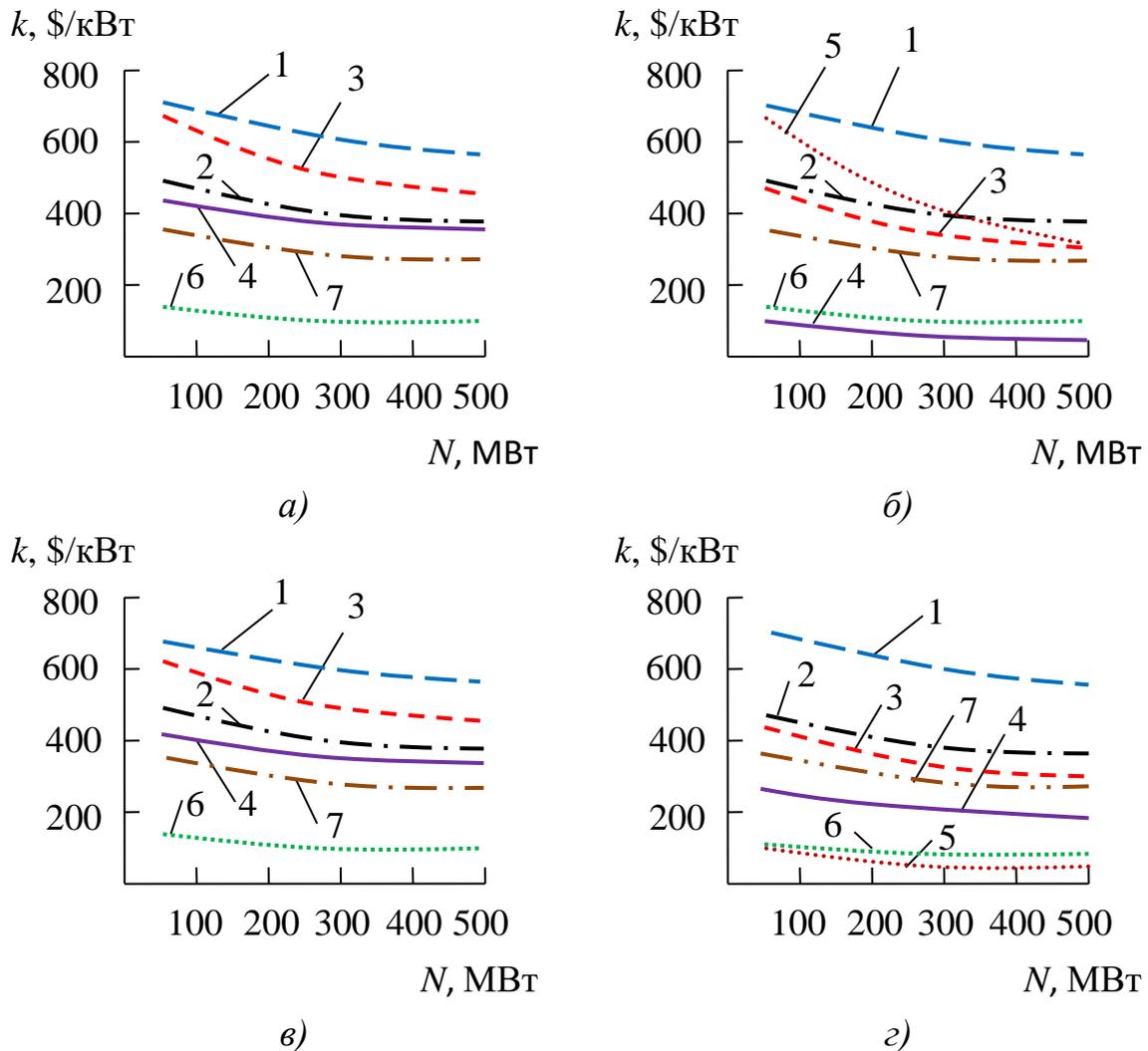


Рисунок 5.7 – Удельные капиталовложения в агрегаты и системы установок на основе CO_2 циклов в зависимости от их единичной мощности (N) при $p_0=30$ МПа и $t_0=1200\text{--}1250$ °С. Обозначения аналогичны рисунку 5.1

Удельные капиталовложения в агрегаты и системы снижаются во всех случаях с ростом единичной мощности энергоблока. Доля воздухоразделительной установки в этом случае составляет от 24 до 29%. Вклад каждого агрегата и системы в общую стоимость зависит от конфигурации установки и обусловлен ее термодинамическими и энергетическими особенностями.

В общем случае удельные капиталовложения лежат в диапазоне значений 1900–2800 \$/кВт, рисунок 5.8. Очевидно снижение этого показателя с ростом единичной мощности энергоблоков при любой конфигурации тепловой схемы, так как удельная стоимость агрегатов и систем снижается. Любопытно отметить наиболее быстрое снижение удельной стоимости в установку с одноступенчатым компрессорным повышением давления (вариант 2). Это связано со снижением удельной стоимости компрессора высокого давления, рисунок 5.7б.

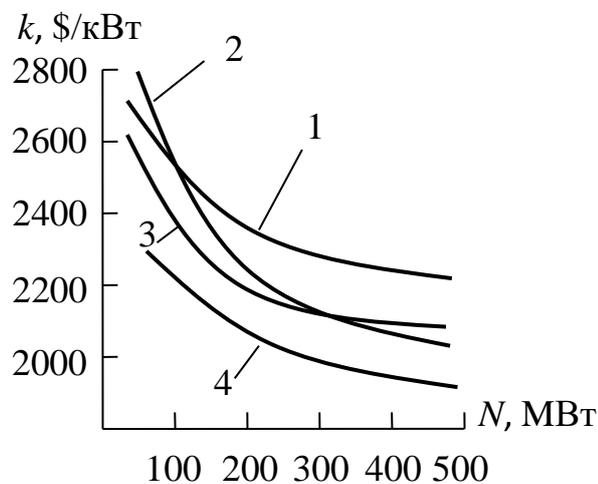


Рисунок 5.8 – Удельные капиталовложения в энергоблоки на основе CO_2 циклов в зависимости от их единичной мощности (N -брутто) при $p_0=30$ МПа и $t_0=1200\text{--}1250$ °С: 1–4 – варианты исполнения CO_2 цикла

Наиболее предпочтительной по показателю удельных капиталовложений является схема с двухступенчатым повышением давления (вариант 4), с показателем на уровне 1900–2260 \$/кВт. Следует так же отметить и то, что с ростом единичной мощности диапазон удельной стоимости всех рассматриваемых технологических схем выравнивается. При мощности установок $N = 500$ МВт он составляет 1900–2240 \$/кВт, а отклонение в значениях находится на уровне 17%. Для вариантов 2–4 при той же мощности разница в удельной стоимости не превышает 9%.

На примере варианта 4 цикл с двухступенчатым повышением давления, обладающего наилучшими показателями удельной стоимости, проведено сравнение CO_2 циклов с широко распространенными технологиями производства электроэнергии, рисунок 5.9. За единицу принята стоимость CO_2 энергоблока мощностью 100 МВт, а стоимость других вариантов энергоблоков на основе органического топлива выражена в долях от его стоимости.

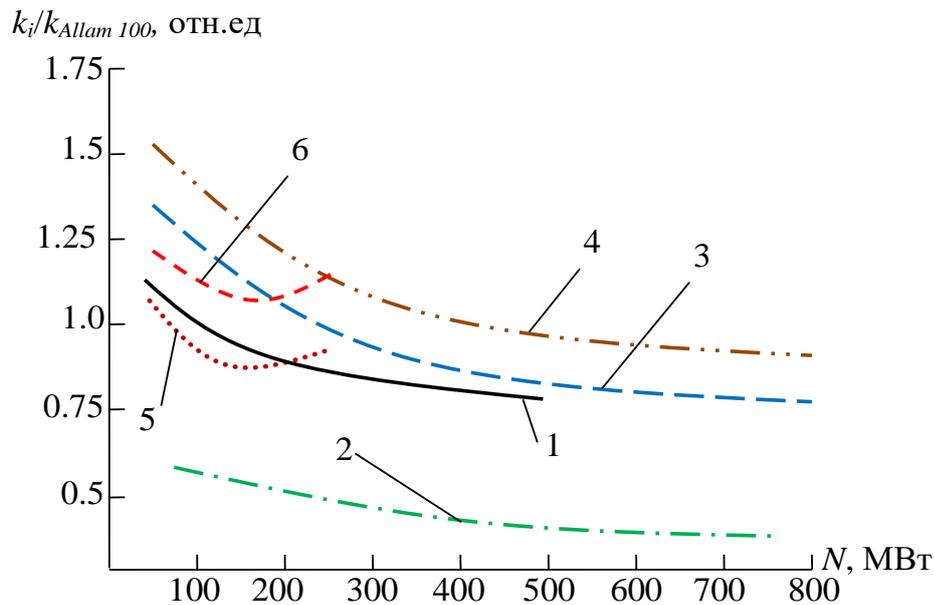


Рисунок 5.9 – Соотношение стоимостей энергоблоков [82,83,90] для производства электроэнергии, реализующих разные технологические принципы (без учета стоимости технологий улавливания и хранения углерода). Обозначения: k_i – удельные капиталовложения в i -ый энергоблок; $k_{Allam 100}$ – удельные капиталовложения в CO_2 -установку с двухступенчатым повышением давления мощностью 100 МВт; 1 – CO_2 цикл с двухступенчатым повышением давления; 2 – ПГУ – парогазовые установки; 3 – СКП на газе (сверхкритическое давление); 4 – СКП на угле (сверхкритическое давление); 5 – ПСУ на газе (докритическое давление); 6 – ПСУ на угле (докритическое давление).

Можно видеть, что CO_2 -технология на основе цикла с двухступенчатым повышением давления сопоставима по удельной стоимости с технологиями

ПСУ, выглядит предпочтительнее, чем технологии СКП и уступает только ПГУ. При этом в расчетах не учитывается стоимость утилизации и захоронения углекислоты для традиционных ТЭС. Учет данных технических решений обеспечит сопоставимую стоимость вариантов ПГУ с улавливанием CO₂ и энергоблоков на основе CO₂ цикла.

Далее представлено сравнение оценок капиталовложений в CO₂ энергоблоки различными исследованиями, таблица 5.2.

Таблица 5.2 – Сопоставление оценок стоимости CO₂ энергоблоков

Исследование	Параметры энергоблока, схема цикла	Оценка стоимости	Особенности проведения оценок. Допущения
Настоящее исследование	900–1400 °С 15–30 МПа 100–500 МВт 4 варианта цикла	1900–2300 \$/кВт для Аллама 2280–2800 \$/кВт для других конфигураций (в ценах 2025)	Расчет стоимости ведется на кВт установленной мощности (до вычета собственных нужд)
Миланский технический университет [117], 2025	1170 °С 30 МПа 400 МВт Цикл Аллама	Общая стоимость 765,7 млн евро (1914 €/кВт) (в ценах 2022)	Расчет стоимости ведется на кВт установленной мощности (до вычета собственных нужд)
NETL [53], 2024	1204 °С 30 МПа 650 МВт нетто Цикл Аллама	2436–2561 \$/кВт (в ценах 2018)	Расчет стоимости ведется на кВт отпущенной энергии (после вычета собственных нужд, которые составляют до 35%). При пересчете на установленную мощность ~1583–1665 \$/кВт

Исследование	Параметры энергоблока, схема цикла	Оценка стоимости	Особенности проведения оценок. Допущения
NETL [52], 2018	1204 °С 30 МПа 949 МПа на валу Цикл Аллама	1471 \$/кВт (в ценах 2011)	Расчет ведется на кВт отпущенной энергии (после вычета собственных нужд, которые составляют до 37,7%). При пересчете на установленную мощность ~931 \$/кВт
НИУ МЭИ [63], 2018	1083 °С, 30 МПа 335 МВт Цикл Аллама	1000 \$/кВт	Расчет ведется на установленную мощность (1000 \$/кВт для силовой части и 307 \$/кВт для системы хранения CO ₂)
Net Power Ltd [74], 2018	1150 °С, 300 бар 50 МВт Цикл Аллама	140 млн. \$ за 50 МВт установку (2800 \$/кВт)	Данные единственной компании, реализовавшей действующую установку в La Porte, Техас, США.
МЭА (IEAGHG) [118], 2015	1150 С, 300 бар 1264 МВт на валу 846 МВт нетто Цикл Аллама	1320 €/кВт (в ценах 2014)	Расчет ведется на кВт отпущенной энергии (после вычета собственных нужд, которые составляют 33%). При пересчете на установленную мощность ~885 €/кВт
Р. Дж. Аллам [39], 2013	1150 С, 300 бар Цикл Аллама	800–1000 \$/кВт	Оценки автора цикла, в честь которого он получил свое название

Можно видеть существенные различия в подходе к представлению результатов: расчеты ведут не только на установленную мощность, но и на мощность отпуска (нетто); для оценок используются разные валюты и разные годы приведения затрат. Заметна тенденция к росту оценочной стоимости от более ранних работ к наиболее свежим оценкам. Для наглядности построен график изменения оценок величины удельных капиталовложений по годам, рисунок 5.10. На график нанесена линия среднемировой инфляции. Легко видеть, что величина капиталовложений в CO₂ энергоблоки в более поздних работах растет заметно быстрее мирового уровня инфляции, если в качестве основы брать предварительные оценки стоимости разработчиков цикла Аллама.



Рисунок 5.10 – Удельная стоимость энергоблоков на основе CO₂-циклов на природном газе различными авторами (в расчете на установленную мощность)

С учетом пересчета оценок величины капиталовложений, представленных на рисунке 5.10, на уровень 2025 года получится диапазон 1650–2600 \$/кВт, где нижняя граница сформирована первоначальной оценкой

разработчика цикла Аллама [39], а верхняя граница – оценками Миланского технического университета [117]. Таким образом, полученный в настоящем исследовании диапазон стоимости 1900–2800 \$/кВт в зависимости от конфигурации и параметров цикла хорошо соответствует сложившейся практике других авторов, что косвенно подтверждает работоспособность и адекватность применяемого подхода на основе степенной параметрической функции оценки капиталовложений. При этом понимается неоднозначность оценок, вызванная отсутствием широкой практической реализации оборудования на сверхкритическом CO₂, опыта его эксплуатации, невысоким уровнем готовности подобных технических решений.

5.2 Оценка методической погрешности определения капиталовложений в энергоблоки на основе CO₂ циклов

В [119] показано, что даже в советское время для освоенных типов энергетических установок при наличии типовых проектов и строго известных ценах на оборудование установки почти всегда сооружаются в неодинаковых условиях местности. В результате, для серийных энергоблоков затраты в главный корпус можно определить с поправкой $\pm 3\text{--}4\%$ для мощных электростанций (800 МВт и более) и $\pm 5\text{--}7\%$ для крупных сооружений типа промышленной котельной. Иное положение имеет место с затратами вне корпуса (подготовка площадки, различие в сейсмической зоне, подготовка подъездных путей, водоснабжения, внешнего электроснабжения и т.д.). Здесь разумнее говорить о вероятностном процессе оценки капиталовложений. В этом случае интервал отклонений прогнозной величины будет расти вместе с расчетным уровнем достоверности оценок. В [119] показано, что при расчетной достоверности на уровне 80% величина отклонений для капиталовложений вне главного корпуса конденсационных электростанций на газомазутном топливе составляет $\pm 9\%$, а при угольном топливе $\pm 14\%$, а при достоверности 90-95% интервал отклонений превысит 20%.

Еще выше может быть неопределенность в оценке капиталовложений (как вне главного корпуса, так и в основное оборудование) для новых энергоустановок неосвоенных типов [119].

Принимая во внимание фактор низкого уровня готовности энергетического оборудования для сверхкритического диоксида углерода, достоверность определения капиталовложений может опираться лишь на прогнозные оценки, ввиду отсутствия необходимого оборудования на современном рынке энергетического машиностроения.

При анализе структуры капиталовложений можно видеть, что доля стоимости нового оборудования составляет 50–55%, а на относительно освоенные образцы техники приходится 45–50%, однако и для них требуются нестандартные варианты компоновок и включения в технологическую схему CO₂ энергоблока. В этом случае, в порядке оценки, можно принять относительную погрешность для новых образцов оборудования на уровне $\pm 20\%$, а для относительно освоенных образцов $\pm 5\text{--}8\%$. Тогда, по аналогии с определением среднеквадратичного отклонения для удельных расходов топлива (см. раздел 4.4 главы 4), СКО для оценок капиталовложений составит $\sim 11,5\%$.

В мировой практике решения подобных задач аналогичные оценки величины капиталовложений в оборудование низкого уровня готовности ведутся с ассиметричным интервалом в $-15/+30\%$ [95], который лучше отражает превалирующий риск перерасхода, а не экономии. Такой практики придерживается Американская ассоциация стоимостного проектирования при выполнении предварительных технико-экономических обоснований (Class 4 cost estimates (feasibility study) [95]). В российской практике в подобных оценках зачастую учитывают лишь перерасход затрат [120, 121], что, как правило, и отражает практика строительства новых энергоблоков.

Таким образом, погрешность определения капиталовложений в энергоблоки на основе CO₂ циклов составляет, по меньшей мере, $\pm 11,5\%$, что соответствует мировой практике подобных оценок.

5.3 Оценка себестоимости производимой электроэнергии

В разделе выполнена оценка себестоимости электроэнергии, получаемой на CO₂ энергоблоках, на основе полученных зависимостей величины капиталовложений и характеристик эффективности от параметров рабочего тела, с учетом допущений, принятых в таблице 5.3.

Таблица 5.3 – Допущения, принятые при расчете себестоимости

Параметр	Размерность	Значение
Установленная мощность	МВт	100
Рабочее топливо: природный газ (метан)	МДж/м ³	35
Стоимость топлива (природный газ)	\$/тыс. м ³	100-300
Число часов использования установленной мощности	ч/год	6000
Количество обслуживающего персонала	чел/МВт	0,3
Фонд оплаты труда	тыс. \$/год	20
Срок службы энергоблока	лет	30
Ремонтные отчисления	%/год	5

В общем случае себестоимость электроэнергии является функцией издержек её производства и выработки или отпуска, в случае учета затрат электроэнергии собственных нужд. Учитывая, что вновь созданный энергоблок должен обеспечить максимальную рентабельность, длительность его работы в году будет обусловлена межремонтным периодом.

Принимая во внимание, что для принципиально нового оборудования длительность ремонтных компаний не определена, в настоящем подходе используется предположение о том, что последняя будет сопоставима с ремонтными кампаниями действующих установок аналогичных параметров и единичных мощностей.

Исследуемые энергоблоки на основе CO₂ циклов имеют сверхвысокие параметры входа рабочего тела в турбину (300 бар, 1000–1400 °С). Принимая для них длительность ремонта на уровне 100–120 суток, характерную для котельного оборудования со сверхвысокими давлениями [122], можно предположить возможность функционирования CO₂ энергоблока в течение 6000 часов в год.

В укрупненном виде себестоимость рассчитана как отношение ежегодных затрат к суммарной отпущенной электроэнергии, \$/кВтч:

$$S^{\text{э/э}} = \frac{I_{\text{топл}} + I_{\text{пост}}}{\mathcal{E}_{\text{ош}}}, \quad (5.1)$$

где $I_{\text{топл}}$, $I_{\text{пост}}$ – топливные и условно-постоянные издержки, $\mathcal{E}_{\text{ош}}$ – отпущенная с шин электроэнергия.

Топливные издержки определяются выражением, \$:

$$I_{\text{топл}} = b_{\text{нетто}} \cdot \frac{29,3}{Q_{\text{H}}^{\text{p}}} \cdot N \cdot (1 - K_{\text{сн}}) \cdot \tau \cdot C_{\text{топл}}, \quad (5.2)$$

где τ – число часов использования установленной мощности, $C_{\text{топл}}$ – цена топлива.

Условно-постоянные издержки определяются выражением, \$:

$$I_{\text{пост}} = I_{\text{з/п}} + I_{\text{аморт}} + I_{\text{рем}} + I_{\text{пр}}, \quad (5.3)$$

где $I_{\text{з/п}}$, $I_{\text{аморт}}$, $I_{\text{рем}}$, $I_{\text{пр}}$ – издержки на заработную плату, амортизацию, ремонты, прочие издержки (30% от суммарных затрат на амортизацию и заработную плату).

Отпущенная с шин электроэнергия, кВтч:

$$\mathcal{E}_{\text{ош}} = N \cdot (1 - K_{\text{сн}}) \cdot \tau. \quad (5.4)$$

В соответствии с представленным методом проведены расчеты себестоимости электроэнергии для всех рассматриваемых вариантов при параметрах наилучшей эффективности отпуса электроэнергии, таблица 5.4. Показатели эффективности взяты на основании расчетов, выполненных в предыдущих главах.

Таблица 5.4 – Результаты расчетов себестоимости по вариантам CO₂ энергоблоков при параметрах входа 300 бар, 1200 °С

Наименование показателя	Варианты			
	1	2	3	4
Мощность установки, МВт	100			
Параметры входа в турбину	1200 °С, 300 бар			
УРУТ отпуска эл/эн, г у.т/кВт·ч	251	305	245	255
Годовой расход метана, млн. м ³	95,82	91,92	94,26	91,32
Капиталовложения, млн.\$	260	253	252	226
Издержки (годовые), млн.\$				
на топливо	9,58	9,19	9,43	9,13
на амортизацию	8,58	8,34	8,32	7,46
на ремонт	13,0	12,65	12,6	11,3
на заработную плату	0,6	0,6	0,6	0,6
прочие	2,75	2,68	2,67	2,42
суммарные издержки	34,51	33,46	33,62	30,91
Доля собственных нужд, от.ед.	0,24	0,40	0,234	0,287
Отпуск электроэнергии, млн. кВт·ч	456	360	459,6	427,8
Себестоимость эл/эн, ×10 ⁻² \$/кВт·ч	7,57	9,29	7,32	7,23

Можно видеть, что в структуре издержек преобладают затраты на ремонт, которые составляют 30–34% в зависимости от варианта. Второй по крупности статьей являются затраты на топливо, которые составляют 23–27%. Доля амортизационных отчислений сопоставима с топливными издержками и составляет 21–23% от общих затрат.

Далее приведены результаты расчета себестоимости в зависимости от температуры входа рабочего тела, рисунок 5.11.

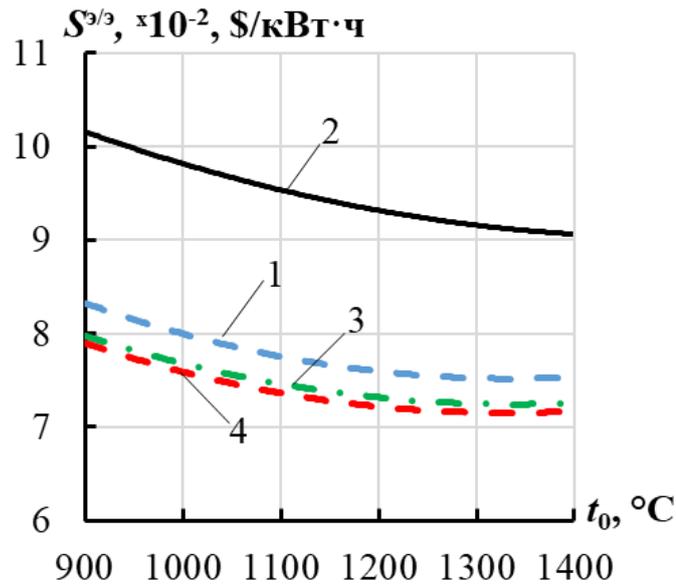


Рисунок 5.11 – Себестоимость электроэнергии на основе CO_2 энергоблоков в зависимости от температуры рабочего тела при давлении 300 бар: 1-4 – варианты исполнения CO_2 цикла

Можно видеть, что себестоимость лежит в диапазоне 7,1–8,2 цента за кВт·ч для вариантов 1, 3, 4, характеризующихся ограниченным использованием компрессора и 9-10 центов для энергоблока на основе цикла 2 с компрессорным повышением давления. Для всех вариантов себестоимость снижается с ростом температуры рабочего тела вплоть до 1200 °C, после чего температура мало влияет на себестоимость. Подобное поведение объясняется влиянием совокупности факторов (КПД и связанный с ним УРУТ, удельные величины капиталовложений, коэффициент собственных нужд). Суммарные капиталовложения в CO_2 энергоблок для вариантов исполнения цикла 1,3,4 меняются незначительно в диапазоне температур 1000–1500 °C; для всех вариантов КПД растет до 1250 °C, а коэффициент собственных нужд снижается вплоть до 1400 °C. Причем динамика снижения коэффициента собственных нужд выше, чем скорость изменения остальных влияющих факторов. Кроме того, коэффициент собственных нужд является множителем в числителе и знаменателе формулы (5.1). За счет этого обеспечивается снижение показателя себестоимости при параметрах рабочего тела, когда

происходит удорожание энергоблока и снижение его КПД. Высокая себестоимость в варианте 2, по сравнению с другими, обусловлена высоким коэффициентом собственных нужд, следовательно, низким отпускном электроэнергии, таблица 5.4.

Далее представлена зависимость себестоимости электроэнергии от цены топлива, рисунок 5.12.

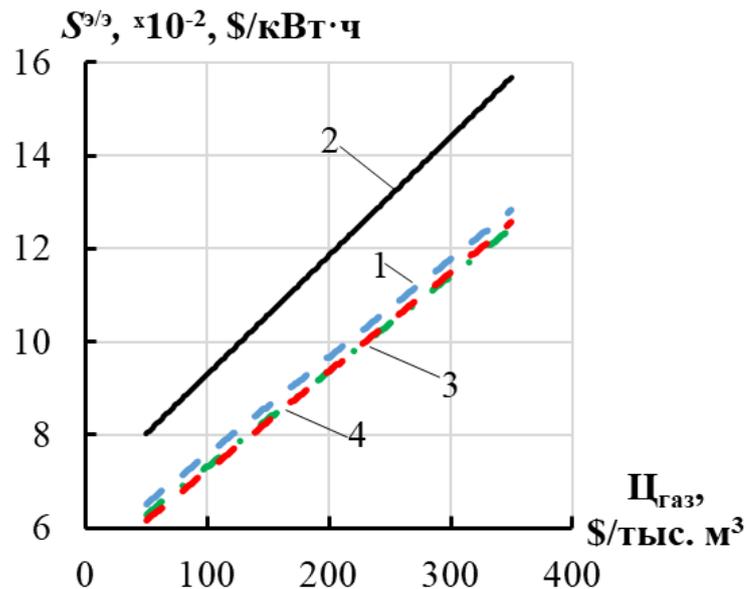


Рисунок 5.12 – Себестоимость электроэнергии на основе CO_2 энергоблоков (1200 °С, 300 бар) в зависимости от стоимости природного газа: 1–4 – варианты исполнения CO_2 цикла

Можно видеть, что зависимость себестоимости электроэнергии от стоимости топлива носит линейный характер для всех вариантов исполнения CO_2 энергоблока. Увеличение цены природного газа на каждые 100 $\$/тыс. м^3$ влечет рост себестоимости электроэнергии на ~ 2 цента за $кВт\cdot ч$ для всех вариантов.

Если сравнить себестоимость электроэнергии с ценой на неё в развитых и развивающихся странах, то можно видеть, что расчётные значения, по меньшей мере, сопоставимы с текущей рыночной ситуацией и могут входить в зону конкурентоспособности, таблица 5.5.

Таблица 5.5 – Цена на электроэнергию в 2024-2025 годах

Страна	Цена электроэнергии, $\times 10^{-2}$ \$/кВт·ч	Примечания
США	13,07	в 2024 году, EIA [123]
Германия	13,97	в январе 2025, EMBER [124]
Австрия	13,17	
Испания	14,01	
Франция	14,89	
Великобритания	13,7	
Ирландия	13,53	
max в ЕС	24,94	
Китай	8,6	в 2024 году, для бизнеса, GlobalPetrolPrices [125]
Индия	11,8	
Япония	17,5	
Россия	7,4	

Одновременно следует отметить тот факт, что, например, для стран Евросоюза действует углеродный налог, который несколько увеличивает показатель стоимости электроэнергии, при этом в США, Китае и России такой налог не действует. Эти факторы необходимо учитывать при сравнении, их количественные оценки в настоящей работе не проводились.

5.4 Оценка мультипликативного эффекта

При сравнении различных передовых энергетических технологий требуется анализ не только «внутренних» экономических показателей (величины капитальных вложений, срока окупаемости, внутренней нормы доходности и т.д.) отдельных проектов, но и оценка «внешних» экономических эффектов, производимых на экономику страны в целом. Так как может оказаться, что равнозначные по своей энергетической и

коммерческой эффективности проекты имеют существенно разный системный эффект. Отсюда возникает необходимость оценки влияния объемов капиталовложений, объема и типа производства в энергетической отрасли на макропоказатели. Суть мультипликативного эффекта заключается в том, что увеличение какого-либо из компонентов расходов в экономике приводит к увеличению общего национального дохода, причем на большую величину, чем первоначальные затраты [126]. Рассматривая пример энергетики, данный эффект вызван тем, что при реализации нового проекта происходит не просто рост производства в энергетической отрасли, а создание принципиально нового энергетического оборудования, требующего проведения НИР, НИОКР, инжиниринговых работ, увеличения спроса на смежные группы товаров и промежуточную продукцию (металлы, сплавы, топливо, технологические и транспортные услуги и т.д.), что приводит к росту производства в этих отраслях тоже, а те, в свою очередь, вызывают спрос на продукцию других смежных с ними секторов в соответствии со своими структурами затрат. В конечном счете происходит создание дополнительных доходов населения (оплата труда), бизнеса (прибыль), государства (налоги), которое трансформируется в рост дальнейшего спроса.

Однако в задачах предварительного анализа может быть избыточным применение трудоемких межотраслевых динамических моделей, многоуровневых модельных построений экономических взаимосвязей. В этой связи предлагается использовать более простой инструментарий, основанный на расчете мультипликативных эффектов [127] через специальные коэффициенты (мультипликаторы), показывающие, во сколько раз изменятся итоговые экономические показатели при росте инвестиций/производства в рассматриваемой отрасли относительно величины этих инвестиций/производства. При этом под мультипликативным эффектом подразумевается произведение коэффициента-мультипликатора на изменение объема производства/инвестиции, которое отражает общий экономический эффект от вложений средств в анализируемой отрасли.

Одним из важнейших факторов, требующих учета при определении мультипликативного эффекта, является величина импортных технологий и комплектующих. Так как рост вложений, выразившихся в закупке иностранного оборудования, не ведет к значимым непосредственным эффектам в отечественной экономике. Другим значимым фактором является ограниченность и конечность инвестиционных ресурсов. Мультипликативный эффект будет складываться из позитивного эффекта инвестиций в анализируемую отрасль и негативного эффекта от сокращения инвестиций в другой отрасли, если имеет место финансирование одного проекта в ущерб другому. Третьим допущением является «замораживание» других процессов, оказывающих воздействие на экономику, при расчет мультипликативного эффекта. Это означает, что на практике возникающие положительные эффекты от реализации отдельного проекта могут быть нивелированы иными отрицательными процессами.

Для дальнейшего сравнения с учетом мультипликативного эффекта сформулированы 5 перспективных вариантов развития энергетического комплекса:

Вариант 1 – модернизация действующего оборудования;

Вариант 2 – строительство бинарных ПГУ;

Вариант 3 – создание энергоблока на основе CO₂ цикла;

Вариант 4 – реализация ПГУ с внутрицикловой газификацией угля;

Вариант 5 – создание энергоблока на основе CO₂ цикла с внутрицикловой газификацией угля.

Все варианты в той или иной форме направлены на повышение энергетической и экологической эффективности производства тепловой и электрической энергии, имеют высокий КПД. Однако описанные технологии принципиально отличаются по составу оборудования, общей величине капиталовложений, степени зависимости от импортных технологий и комплектующих.

С использованием укрупненных коэффициентов мультипликаторов, рассчитанных Институтом Народного хозяйственного Прогнозирования Российской Академии Наук (ИНП РАН), проведена оценка мультипликативных эффектов от реализации того или иного варианта. Результаты представлены на рисунке 5.13.

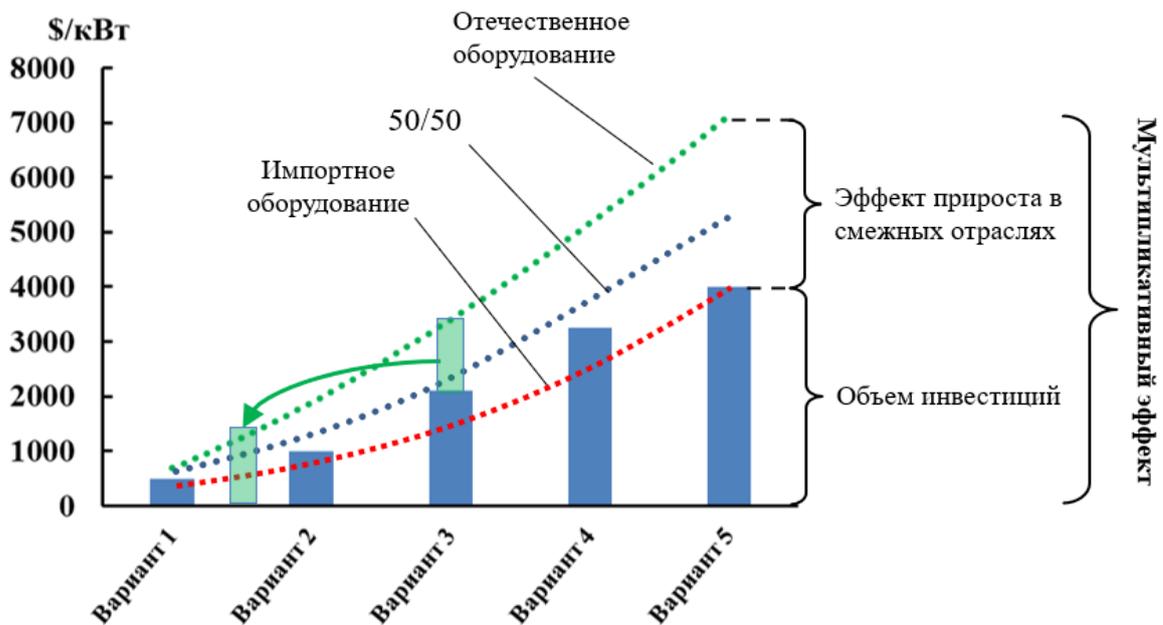


Рисунок 5.13 – Оценка мультипликативных эффектов реализации различных перспективных вариантов развития энергетики: 1 – модернизация действующего оборудования; 2 – строительство новых ПГУ; 3 – создание техники на основе CO_2 цикла; 4 – создание техники на основе внутрициклового газификации угля; 5 – создание техники на основе CO_2 цикла с внутрициклового газификацией угля

Пунктирные линии на диаграмме характеризуют мультипликативный эффект от реализации энергетического проекта при различной доле импорта. Капиталовложения в технологии на основе CO_2 циклов рассчитаны с использованием степенной параметрической функции; капиталовложения в парогазовые установки, в том числе, с внутрициклового газификацией взяты из литературы [128].

Можно видеть, что даже при полностью отечественном оборудовании совокупный мультипликативный эффект реализации бинарной парогазовой установки (вариант 2) представляет собой величину, сопоставимую с эффектом только дополнительного прироста в смежных отраслях при реализации CO₂ энергоблока (вариант 3). Вместе с тем, перечисленные эффекты возможны только при ограниченной доле импорта.

Таким образом, капиталоемкие варианты развития, с одной стороны, требуют больших первоначальных инвестиций, а с другой стороны – оказывают максимальный импульс к развитию смежных отраслей, который практически невозможно получить, реализуя типовые проекты модернизации. Это говорит о том, что при рассмотрении прогрессивных вариантов обязательно нужно учитывать не прямые эффекты их реализации.

Выводы по пятой главе

С использованием подхода на основе параметрической степенной функции проведена поагрегатная оценка удельных капиталовложений в перспективные энергоблоки на основе CO₂ циклов. Рассмотрены четыре варианта CO₂ циклов и энергоблока на их основе, отличающиеся способом повышения давления и наличием/отсутствием конденсации рабочего тела.

Получены следующие результаты:

1. Показано, что стоимость воздухоразделительной установки для производства кислорода составляет 24–29% от полной стоимости оборудования в зависимости от конфигурации цикла и его параметров входа и единичной мощности.

2. На стоимость CO₂-турбины определяющую роль оказывает температура входа рабочего тела в турбину. Увеличение t_0 на 100 °C ведет к увеличению стоимости CO₂-турбины на 10-14%.

3. Повышение термодинамической эффективности за счет увеличения начальных параметров ведет к снижению расхода рабочего тела, что вызывает

снижение стоимости насосной группы высокого давления. При этом доля стоимости насоса рабочего тела в группе составляет 70–86% в зависимости от вида технологической схемы.

4. Для цикла с двухступенчатым повышением давления наблюдается минимум удельных капиталовложений в зоне начальных температур 1000–1100 °С. Этот минимум связан со снижением стоимости насосной группы с одной стороны и ростом стоимости CO₂-турбины с другой при увеличении температуры рабочего тела.

5. Удельные капиталовложения в установки на основе CO₂ циклов с нулевыми выбросами составляют 1900–2800 \$/кВт в зависимости от вида технологической схемы, параметров входа рабочего тела в турбину и единичной мощности установок. Наименьшими показателями удельной стоимости обладает цикл Аллама – 1900–2300 \$/кВт, что сопоставимо со стоимостью ПСУ, превосходит технологии СКП и уступает только ПГУ.

6. Себестоимость производимой электроэнергии на основе CO₂ энергоблоков составляет 7,1–8,2 цента за кВт·ч, причем для вариантов цикла с ограниченным использованием компрессора данная величина составляет 9–10 центов. Себестоимость снижается по мере роста температуры рабочего тела для всех вариантов исполнения цикла. Наименьшей себестоимостью обладают энергоблоки на базе цикла с двухступенчатым повышением давления и цикла с конденсацией.

7. Мультипликативный эффект прироста в смежных отраслях при реализации CO₂ энергоблока сопоставим с величиной прямых инвестиций в создание новой ПГУ. При первоначальных капиталовложениях 2000–2300 \$/кВт эффект прироста смежных отраслей составляет 300–1500 \$/кВт при различной доле импорта.

8. Основные положения подхода к технико-экономической оценке современных и перспективных энергоблоков на основе параметрической степенной функции представлены в работах [81–83, 85], апробация результатов представлена в материалах конференций [103, 129, 130].

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Разработан комплекс методов термодинамического, энергетического и технико-экономического анализа установок на основе CO_2 циклов. В основе метода термодинамического анализа лежат уравнения материальных и тепловых балансов с учетом факторов непрерывного обновления рабочего тела и изменения его термодинамических свойств по мере движения в цикле. В основе энергетического анализа лежат положения метода энергобаланса, когда каждое преобразование энергии топлива в установке сопровождается потерями, а эффективность отпуска электроэнергии определяется затратами энергии собственных нужд. В основе метода технико-экономического анализа лежат уравнения на основе степенной параметрической функции.

2. Проведен термодинамический анализ 4 вариантов исполнения CO_2 цикла, отличающихся способом повышения давления рабочего тела и наличием/отсутствием его конденсации. Показано, что увеличение/снижение температуры входа на $50\text{ }^\circ\text{C}$ ведет к увеличению/снижению термического КПД цикла на 1%; увеличение/снижение начального давления на 10–15% ведет к увеличению/снижению термического КПД на 1%; доля обновления рабочего тела составляет 2,7–4,5% при температуре входа 1000–1100 $^\circ\text{C}$ и растет до 3,5–5,5% с ее ростом до 1500 $^\circ\text{C}$; доля теплового потока, подведенного к рабочему телу через систему регенерации составляет более 50% от суммарного потока теплоты, а нагрев рабочего тела обеспечивается до уровня $\sim 2/3$ от температуры входа; вклад водяных паров в регенеративный нагрев составляет 3–17%; повышение температуры рабочего тела перед регенератором за счет подвода низкопотенциальной теплоты на каждые 25 $^\circ\text{C}$ ведет к росту термической эффективности цикла на $\sim 2\%$. Генерация углекислоты на захоронение не превышает 90 г/МДж выработанной энергии.

3. Определены энергетические показатели установок на основе CO_2 циклов. Показано, что КПД отпуска электроэнергии достигает 51% для бескомпрессорных вариантов, а минимальный расход топлива может быть

обеспечен в 0,25 кг у.т./кВт·ч при температуре входа 1200 °С. По этому показателю CO₂ установки уступают только ПГУ на основе газовых турбин серий HA, HL, JAC. Коэффициент собственных нужд CO₂ установок для бескомпрессорных вариантов находится на уровне 23–27% и 28–47% для вариантов с компрессорным повышением давления рабочего тела, при этом основной вклад в собственные нужды составляют затраты на производство кислорода и привод компрессоров.

4. Показано, что удельные капиталовложения в установки на основе CO₂ циклов составляют 1900–2800 \$/кВт в зависимости от вида технологической схемы, параметров входа и единичной мощности установок. Показано, что стоимость воздухоразделительной установки для производства кислорода составляет 24–34% от полной стоимости, а увеличение начальной температуры на 100 °С ведет к увеличению стоимости CO₂ турбины на 10–14%. Себестоимость электроэнергии составит 7–10 центов/кВт·ч.

5. Показано, что по термодинамическим показателям установки на основе CO₂ циклов сопоставимы с парогазовыми технологиями производства электроэнергии, по затратам электроэнергии собственных нужд уступают всем освоенным технологиям на органическом топливе, по себестоимости электроэнергии находятся в конкурентной зоне, а по мультипликативному эффекту превосходят их.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Сможет ли энергопереход остановить глобальное потепление и почему так сильно ошибаются климатические прогнозы? / В. В. Клименко, А. В. Клименко, А. Г. Терешин, О. В. Микушина // Теплоэнергетика. – 2022. – № 3. – С. 5–19. – DOI: <https://doi.org/10.1134/S0040363622030067>.
2. Алексеенко, С. В. Изменение климата и энергетика / С. В. Алексеенко // Сборник тезисов докладов XI Международного Российско-Казахстанского симпозиума «Углекислотная химия и экология Кузбасса». – Кемерово : ФИЦ УУХ СО РАН, 2022. – С. 16–16. – DOI: https://doi.org/10.53650/9785902305651_16.
3. IEA. Global Energy Review: CO₂ emissions in 2021 // IEA : website. – URL: www.iea.org (accessed 23.04.2025).
4. IEA. World Energy Balances : overview, 2021 // IEA : website. – URL: www.iea.org (accessed 23.04.2025).
5. CO₂ emissions from fuel combustion // World Energy & Climate Statistics – Yearbook 2025. – URL: <https://yearbook.enerdata.net/co2/emissions-co2-data-from-fuel-combustion.html> (accessed 30.12.2025).
6. Тугов, А. Н. Вклад угольной электрогенерации в глобальные выбросы CO₂: существующее положение и современные тенденции их сокращения / А. Н. Тугов // Теплоэнергетика. – 2024. – № 7. – С. 5–18. – DOI: <https://doi.org/10.56304/S0040363624700061>.
7. Global Energy Statistical Yearbook, 2020 // Enerdata : website. – URL: <https://yearbook.enerdata.ru/co2-fuel-combustion/CO2-emissions-data-from-fuel-combustion.html> (accessed 23.04.2025).
8. IPCC. Global warming of 1.5°C. An IPCC special report on the impacts of global warming of 1.5°C above pre-industrial levels and related global greenhouse gas emission pathways, in the context of strengthening the global response to the threat of climate change, sustainable development, and efforts to eradicate poverty / V. Masson-Delmotte, P. Zhai, H.-O. Pörtner et al.. – Geneva : World Meteorological Organization, 2018. – 51 p. – URL: <https://www.ipcc.ch/sr15/> (accessed 24.12.2025).

9. Glasgow Climate Pact. – New York : United Nations, 2021. – DOI: 10.1017/9781009157940.
10. The Paris agreement 2015 // United Nations. Climate Change : website. – URL: <https://unfccc.int/process-and-meetings/the-paris-agreement> (accessed 24.12.2025).
11. Net zero by 2050. A roadmap for the global energy sector. – Paris : Intern. Energy Agency, 2021. – URL: https://iea.blob.core.windows.net/assets/deebef5d-0c34-4539-9d0c-10b13d840027/NetZeroBy2050-ARoadmapfortheGlobalEnergySector_CORR.pdf (accessed 24.12.2025).
12. Филиппов, С. П. Возможности использования технологий улавливания и захоронения диоксида углерода при декарбонизации мировой экономики (обзор) / С. П. Филиппов, О. В. Жданеев // Теплоэнергетика. – 2022. – № 9. – С. 5–21. – DOI: 10.56304/S0040363622090016.
13. Natural gas combined cycle with exhaust gas recirculation and CO₂ capture at part-load operation / A. M. Alcaráz-Calderon, M. O. González-Díaz, Á. Mendez, J. M. González-Santaló, A. González-Díaz // Journal of the Energy Institute. – 2019. – Vol. 92. – P. 370–381. – DOI: <https://doi.org/10.1016/j.joei.2017.12.007>.
14. Assessment of CO₂ storage potential and carbon capture, utilization and storage prospect in China / L. Sun, H. Dou, Z. Li, Y. Hu, X. Hao // Journal of the Energy Institute. – 2018. – Vol. 91. – P. 970–977. – DOI: <https://doi.org/10.1016/j.joei.2017.08.002>.
15. A review of developments in carbon dioxide storage / M. D. Aminu, S. A. Nabavi, C. A. Rochelle, V. Manovic // Applied Energy. – 2017. – Vol. 208. – P. 1389–1419. – DOI: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.09.015>.
16. Филиппов, С. П. Экономические характеристики технологий улавливания и захоронения диоксида углерода (обзор) / С. П. Филиппов // Теплоэнергетика. – 2022. – № 10. – С. 17–31. – DOI: 10.56304/S0040363622100022.
17. Energy, climate change, environment: 2050 long-term strategy // European Commission : website. – URL: <https://climate.ec.europa.eu/eu->

action/climate-strategies-targets/2050-long-term-strategy_en (accessed 02.05.2025).

18. Xi Jinping. Statement by H. E. Xi Jinping President of the People's Republic of China At the General Debate of the 75th Session of The United Nations General Assembly / Xi Jinping // China Daily : website. – URL: <http://www.chinadaily.com.cn/a/202009/24/WS5f6c08aca31024ad0ba7b776.html> (accessed 02.05.2025). – Published 22.09.2020.

19. Национальный доклад о кадастре антропогенных выбросов из источников и абсорбции поглотителями парниковых газов не регулируемых Монреальским протоколом за 1990–2017 гг. Ч. 1. – Москва, 2019. – 471 с.

20. Постановление Правительства РФ «О принятии Парижского соглашения» от 21 сентября 2019 г. № 1228 // Гарант : информационно-правовое обеспечение. – URL: <https://base.garant.ru/72761694/> (дата обращения: 24.12.2025).

21. Стратегия социально-экономического развития России с низким уровнем выбросов парниковых газов до 2050 г. : утв. Распоряжением Правительства РФ от 29.10.2021 № 3052-р // Электронный фонд правовых и нормативно-технических документов. – URL: <https://docs.cntd.ru/document/726639341> (дата обращения: 24.12.2025).

22. Федеральный закон «Об ограничении выбросов парниковых газов» от 02.07.2021 № 296-ФЗ // КонсультантПлюс. – URL: https://www.consultant.ru/document/cons_doc_LAW_388992/ (дата обращения: 24.12.2025).

23. Основные показатели охраны окружающей среды : стат. бюл. / Федер. служба гос. статистики (РОССТАТ). – Москва, 2024. – 118 с.

24. Клименко, В. В. На пути к климатической нейтральности: выстоит ли русский лес против энергетики? / В. В. Клименко, А. В. Клименко, А. Г. Терешин // Теплоэнергетика. – 2024. – № 1. – С. 5–20. – DOI: 10.56304/S0040363624010053.

25. Оценка потенциала декарбонизации российской теплоэнергетики на базе внедрения НДТ / П. В. Росляков, А. В. Сергеева, Т. В. Гусева, В. В.

Рудомазин // Теплоэнергетика. – 2024. – № 10. – С. 5–22. – DOI: 10.56304/S0040363624700322.

26. Скобелев, Д. О. Технологии секвестрации углекислого газа: роль в достижении углеродной нейтральности и подходы к оценке затрат / Д. О. Скобелев, А. А. Череповицына, Т. В. Гусева // Записки Горного института. – 2023. – Т. 259. – С. 125–140.

27. Росляков, П. В. Проблемы адаптации действующего оборудования ТЭС к технологическим показателям выбросов ИТС 38-2022 «сжигание топлива на крупных установках в целях производства энергии» / П. В. Росляков, О. Е. Кондратьева, Т. В. Гусева // Теплоэнергетика. – 2023. – № 10. – С. 115–123. – DOI: 10.56304/S0040363623100077.

28. Benson, S. M. Carbon dioxide capture and storage an overview with emphasis on capture and storage in deep geological formations / S. M. Benson, T. Surles // Proceedings of the IEEE. – 2006. – Vol. 94. – P. 1795–1805. – DOI: <https://doi.org/10.1109/JPROC.2006.883718>.

29. Захоронение промышленных выбросов углекислого газа в геологические структуры / С. А. Переверзева, П. К. Коносавский, А. В. Тудвачев, И. Л. Хархордин // Вестник Санкт-Петербургского университета. Серия 7, Геология. География. – 2014. – № 1. – С. 5–21.

30. Bachu, S. Sequestration of CO₂ in geological media: criteria and approach for site selection in response to climate change / S. Bachu // Energy Conversion and Management. – 2000. – Vol. 41. – P. 953–970. – DOI: [https://doi.org/10.1016/S0196-8904\(99\)00149-1](https://doi.org/10.1016/S0196-8904(99)00149-1).

31. Mechanisms and options of the utilization and burial of carbon dioxide in the earth interior / A. V. Osipov, R. N. Mustaev, A. S. Monakova, L. I. Bondareva, K. I. Dantsova // Proceedings of Higher Educational Establishments. Geology and Exploration. – 2022. – P. 40–53. – DOI: <https://doi.org/10.32454/0016-7762-2022-64-4-40-53>.

32. 420,000 year assessment of fault leakage rates shows geological carbon storage is secure / J. M. Miocic, S. M. V. Gilfillan, N. Frank, A. Schroeder-Ritzrau, N. M. Burnside, R. S. Haszeldine // Scientific Reports. – 2019. – Vol. 9. – Art. 769. – DOI: <https://doi.org/10.1038/s41598-018-36974-0>.

33. Darabkhani, H. G. Oxyturbine power cycles and gas-CCS technologies / H. G. Darabkhani, H. Varasteh, B. Bazooyar // Carbon capture technologies for gas-turbine-based power plants. – Elsevier, 2023. – P. 39–74. – DOI: <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-818868-2.00006-0>.
34. Bolland, O. New concepts for natural gas fired power plants which simplify the recovery of carbon dioxide / O. Bolland, S. Sæther // Energy Conversion and Management. – 1992. – Vol. 33. – P. 467–475. – DOI: [https://doi.org/10.1016/0196-8904\(92\)90045-X](https://doi.org/10.1016/0196-8904(92)90045-X).
35. Mathieu, P. Sensitivity analysis of the MATIANT cycle / P. Mathieu, R. Nihart // Energy Conversion and Management. – 1999. – Vol. 40. – P. 1687–1700. – DOI: [https://doi.org/10.1016/S0196-8904\(99\)00062-X](https://doi.org/10.1016/S0196-8904(99)00062-X).
36. A technical evaluation, performance analysis and risk assessment of multiple novel oxy-turbine power cycles with complete CO₂ capture / F. Climent Barba, G. Martínez-Denegri Sánchez, B. Soler Seguí, H. Gohari Darabkhani, E. J. Anthony // Journal of Cleaner Production. – 2016. – Vol. 133. – P. 971–985. – DOI: <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2016.05.189>.
37. Supercritical carbon dioxide cycles for power generation: a review / F. Crespi, G. Gavagnin, D. Sánchez, G. S. Martínez // Applied Energy. – 2017. – Vol. 195. – P. 152–183. – DOI: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.02.048>.
38. A systematic review of supercritical carbon dioxide(S-CO₂) power cycle for energy industries. Technologies, key issues, and potential prospects / J.-Q. Guo, M.-J. Li, Y.-L. He, T. Jiang, T. Ma, J.-L. Xu, F. Cao // Energy Conversion and Management. – 2022. – Vol. 258. – Art. 115437. – DOI: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2022.115437>.
39. High efficiency and low cost of electricity generation from fossil fuels while eliminating atmospheric emissions, including carbon dioxide / R. J. Allam, M. R. Palmer, G. W. Brown, J. Fetvedt, D. Freed, H. Nomoto, M. Itoh, N. Okita, C. Jones // Energy Procedia. – 2013. – Vol. 37. – P. 1135–1149. – DOI: <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2013.05.211>.
40. 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, T. Sasaki, M. Itoh, J. Manning // *Energy Procedia*. – 2017. – Vol. 114. – P. 5948–5966. – DOI: <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.03.1731>.

41. Net Power's Mission is to transform natural gas into the lowest cost form of clean firm power // NET Power : website. – URL: <https://netpower.com/> (accessed 24.12.2024).

42. Toshiba ships turbine for world's first direct-fired supercritical oxy-combustion CO₂ power cycle demonstration plant to U.S. // Toshiba Global : website. – URL: www.global.toshiba/ww/news/corporate/2016/11/pr0101.html (accessed 24.12.2025). – Published 01.11.2016.

43. Toshiba Energy Systems & Solutions Corporation. Toshiba successfully achieves first fire of 50MWth commercial-scale combustor at the NET power demonstration plant // Toshiba : website. –URL: <https://www.global.toshiba/ww/news/energy/2018/06/news-20180615-01.html> (accessed 24.12.2025). – Published 15.07.2018.

44. Эксергетический анализ новых термодинамических циклов с улавливанием диоксида углерода / А. С. Косой, А. А. Косой, О. С. Попель и др.. // *Теплоэнергетика*. – 2023. – № 7. – С. 29–50. – DOI: 10.56304/S0040363623070032.

45. Парогазовые установки с полным улавливанием диоксида углерода для чистой энергетики / В. В. Даценко, Ю. А. Зейгарник, Е. О. Калашникова, А. А. Косой, А. С. Косой, М. В. Синкевич // *Теплофизика и аэромеханика*. – 2020. – Т. 27, № 5. – С. 815–822.

46. Концептуальная схема парогазовой установки с полным улавливанием диоксида углерода из продуктов сгорания / А. С. Косой, Ю. А. Зейгарник, О. С. Попель и др.. // *Теплоэнергетика*. – 2018. – № 9. – С. 23–32. – DOI: 10.1134/S0040363618090047.

47. Graz Cycle – A Zero Emission Power Plant for CCS (Carbon Capture and Storage) : website. – URL: <http://www.graz-cycle.tugraz.at/>(accessed 24.12.2025)

48. Mitterrutzner B. A part-load analysis and control strategies for the Graz Cycle / B. Mitterrutzner, W. Sanz, L. O. Nord // *International Journal of Greenhouse*

Gas Control. – 2022. – Vol. 113. – Art. 103521. – DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijggc.2021.103521>.

49. Qualitative and quantitative comparison of two promising oxy-fuel power cycles for CO₂ capture / W. Sanz, H. Jericha, B. Bauer, E. Göttlich // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. – 2008. – Vol. 130. – DOI: <https://doi.org/10.1115/1.2800350>.

50. Weiland, N. T. Techno-economic analysis of an integrated gasification direct-fired supercritical CO₂ power cycle / N. T. Weiland, C. W. White // Fuel. – 2018. – Vol. 212. – P. 613–625. – DOI: <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2017.10.022>.

51. Weiland, N. T. Performance and cost assessment of a natural gas-fueled direct sCO₂ power plant, national energy technology laboratory / N. T. Weiland, C. W. White. – Pittsburgh : Nat. Energy Technology Lab., 2019. – URL: <https://netl.doe.gov/projects/files/Performance%20and%20Cost%20of%20a%20N-G-Fueled%20Direct%20sCO2%20Plant.pdf> (accessed 30.12.2025).

52. Weiland, N. T. Preliminary cost and performance results for a natural gas-fired direct sCO₂ power plant – National Energy Technology Laboratory (NETL) / N. T. Weiland, C. W. White // The 6th International supercritical CO₂ power cycles symposium, March 27–29, 2018. – Pittsburgh, 2018. – 20 p.

53. Performance and cost potential for direct-fired supercritical CO₂ natural gas power plants / S. R. Pidaparti, C. W. White, E. Liese, N. T. Weiland // Energy. – 2024. – Vol. 299. – Art. 131320. – DOI: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2024.131320>

54. Electric Power Research Institute (EPRI), “Oxy-Fired Coal and Natural Gas Power Plants – 2016 Detailed Feasibility Study,” 3002008148, Palo Alto, CA, 2017.

55. NET Power Ltd. : website. – URL: <https://netpower.com/> (accessed 24.12.2025)

56. The Allam-Fetvedt cycle // 8 Rivers : website. – URL: <https://8rivers.com/portfolio/the-allam-fetvedt-cycle/> (accessed 30.12.2025).

57. Thermodynamic analysis and optimization of a dual-pressure Allam cycle integrated with the regasification of liquefied natural gas / B. Li, S. Wang, J. Qiao,

B. Wang, L. Song // *Energy Conversion and Management*. – 2021. – Vol. 246. – Art. 114660. – DOI: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2021.114660>.

58. A modified Allam cycle without compressors realizing efficient power generation with peak load shifting and CO₂ capture / Z. Zhu, Y. Chen, J. Wu, S. Zhang, S. Zheng // *Energy*. – 2019. – Vol. 174. – P. 478–487. – DOI: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.01.165>.

59. System modification and thermal efficiency study on the semi-closed cycle of supercritical carbon dioxide / B. Li, S. Sun, L. Zhang, D. Feng, Y. Zhao, P. Wang, J. Wu, P. Qiu, F. Zhang, Y. Qin // *Energy Conversion and Management*. – 2021. – Vol. 241. – P. 114272. – DOI: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2021.114272>.

60. Scaccabarozzi, R. Thermodynamic analysis and numerical optimization of the NET Power oxy-combustion cycle / R. Scaccabarozzi, M. Gatti, E. Martelli // *Applied Energy*. – 2016. – Vol. 178. – P. 505–526. – DOI: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.06.060>.

61. Review of supercritical CO₂ technologies and systems for power generation / M. T. White, G. Bianchi, L. Chai, S. A. Tassou, A. I. Sayma // *Applied Thermal Engineering*. – 2021. – Vol. 185. – Art. 116447. – DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.116447>.

62. A study of low-potential heat utilization methods for oxy-fuel combustion power cycles / A. Rogalev, N. Rogalev, V. Kindra, O. Zlyvko, A. Vejera // *Energies*. – 2021. – Vol. 14. – Art. 3364. – DOI: <https://doi.org/10.3390/en14123364>.

63. Thermodynamic optimization and equipment development for a high efficient fossil fuel power plant with zero emissions / A. Rogalev, E. Grigoriev, V. Kindra, N. Rogalev // *Journal of Cleaner Production*. – 2019. – Vol. 236. – Art. 117592. – DOI: <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2019.07.067>.

64. A new process splitting analytical method for the coal-based Allam cycle. Thermodynamic assessment and process integration / T. Xin, C. Xu, Y. Yang, V. Kindra, A. Rogalev // *Energy*. – 2023. – Vol. 267. – Art. 126634. – DOI: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2023.126634>.

65. Efficiency of zero emission cycles on the basis of their configuration, E3S / P. Shchinnikov, O. Borush, A. Frantseva, I. Sadkin // Web of Conferences. – 2021. – Vol. 289. – Art. 02001. – DOI: <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202128902001>.

66. Алексеенко, С. В. Влияние термодинамических параметров на энергетические характеристики CO₂-циклов при кислородном сжигании метана / С. В. Алексеенко, П. А. Щинников, И. С. Садкин // Теплофизика и аэромеханика. – 2023. – Т. 30, № 1. – С. 89–98.

67. Sadkin, I. S. Thermodynamic features of the regenerative system of direct fired sCO₂ power cycles with oxygen combustion of methane / I. S. Sadkin, P. A. Shchinnikov // Applied Thermal Engineering. – 2023. – Vol. 234. – Art. 121301. – DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2023.121301>.

68. Энергетические особенности CO₂-циклов при кислородном сжигании метанола / П. А. Щинников, И. С. Садкин, О. В. Боруш, Р. В. Романенко // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. – 2024. – Vol. 26, no. 4. – P. 150–159. – DOI: <https://doi.org/10.30724/1998-9903-2024-26-4-150-159>.

69. Патент № 2816145 С1 Российская Федерация, МПК E21В 43/295, F02С 3/20, E21F 7/00. Способ подземной газификации угля с производством электроэнергии / И. С. Садкин, П. А. Щинников ; правообладатель Новосиб. гос. техн. ун-т. – № 2023117836 : заявл. 06.07.2023 ; опубл. 26.03.2024.

70. Щинников, П. А. Оценка экономической эффективности использования газа подземной газификации угля на традиционных электростанциях и перспективы технологии в условиях декарбонизации / П. А. Щинников, И. С. Садкин // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2022. – № 10-1. – С. 182–193. – DOI: [10.25018/0236_1493_2022_10_1_0_182](https://doi.org/10.25018/0236_1493_2022_10_1_0_182).

71. A novel coal-based Allam cycle coupled to CO₂ gasification with improved thermodynamic and economic performance / T. Xin, Y. Zhang, X. Li, H. Xu, C. Xu // Energy. – 2024. – Vol. 293. – Art. 130704. – DOI: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2024.130704>. Vol.

72. Recent trends of supercritical CO₂ Brayton cycle. Bibliometric analysis and research review / A. Yu, W. Su, X. Lin, N. Zhou // Nuclear Engineering and Technology. – 2021. – Vol. 53. – P. 699–714. – DOI: <https://doi.org/10.1016/j.net.2020.08.005>.

73. Qualitative assessment and global mapping of supercritical CO₂ power cycle technology / U. Sultan, Y. Zhang, M. Farooq, M. Imran, A. Akhtar Khan, W. Zhuge, T. A. Khan, M. Hummayun Yousaf, Q. Ali // Sustainable Energy Technologies and Assessments. – 2021. – Vol. 43. – Art. 100978. – DOI: <https://doi.org/10.1016/j.seta.2020.100978>.

74. This power plant runs on CO₂ // IEEE Spectrum : website. – URL: <https://spectrum.ieee.org/this-power-plant-runs-on-co2#toggle-gdpr>; 2018 (accessed 10.07.2024).

75. Goff, A. Allam cycle zero emission coal power. Final report / A. Goff, X. Lu, J. Fetvedt. – 8 Rivers Capital, LLC, 2020. – 89 p. – URL: <https://netl.doe.gov/sites/default/files/2020-06/8-Rivers-Capital-Final-Pre-FEED-Report-Allam-Cycle-Coal-%208924331RFE000015-Public-Version-May-19.pdf> (accessed 30.12.2025).

76. Sadkin, I. S. Influence of the proportion of the working fluid renewal on semi-closed oxy-fuel sCO₂ power cycles efficiency indicators / I. S. Sadkin, P. A. Shchinnikov // Arabian Journal for Science and Engineering. – 2024. – DOI: <https://doi.org/10.1007/s13369-024-09286-x>.

77. Wimmer, K. Optimization and comparison of the two promising oxy-combustion cycles NET power cycle and Graz Cycle / K. Wimmer, W. Sanz // International Journal of Greenhouse Gas Control. – 2020. – Vol. 99. – Art. 103055. – DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijggc.2020.103055>.

78. Криогенные ВРУ // АО Криогенмаш. Каталог оборудования. – URL: <https://www.cryogenmash.ru/catalog/kriogennye-vru/> (accessed 30.12.2025).

79. Air liquide. Technology handbook. Version 2.0. 2023, October. – 102 p. – URL: <https://engineering.airliquide.com/sites/engineering/files/2022-09/technohandbook11oct.pdf> (accessed 30.12.2025).

80. Газотурбинные энергетические установки : учеб. пособие для вузов по направлению подготовки «Теплоэнергетика» / С. В. Цанев, В. Д.

Буров, А. С. Земцов, А. С. Осыка ; под ред. С. В. Цанева. – Москва : Изд. дом МЭИ, 2011. – 426 с.

81. Sadkin I. S. Cost analysis of the boiler unit of coal power units depending on the initial steam pressure and the availability of flue gas purification systems / I. S. Sadkin, A. P. Shipitsina, P. A. Shchinnikov // *Energetika : proc. of CIS Higher Education Institutions and Power Engineering Associations.* – 2023. – Vol. 66. – P. 478–492. – DOI: <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2023-66-5-478-492>.

82. Shchinnikov, P. A. Evaluation of capital investments in energy equipment of a power plant by a power function / P. A. Shchinnikov, A. A. Frantseva, I. S. Sadkin // *Journal of Physics: Conference Series.* – 2020. – Vol. 1652. – Art. 012024. – DOI: <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1652/1/012024>.

83. Щинников, П. А. Поагрегатная оценка капиталовложений в энергоблоки электростанций с использованием параметрической степенной функции / П. А. Щинников, А. А. Францева, И. С. Садкин // *Научный вестник Новосибирского государственного технического университета.* – 2020. – № 2-3 (79). – С. 123–138. – DOI: [10.17212/1814-1196-2020-2-3-123-138](https://doi.org/10.17212/1814-1196-2020-2-3-123-138).

84.

85. Щинников, П. А. Техничко-экономическая оценка энергоблоков электростанций / П. А. Щинников, О. К. Григорьева, И. С. Садкин. – Новосибирск : Новосиб. гос. техн. ун-т, 2023. – 68 с.

86. Техничко-экономическая эффективность энергоблоков ТЭС : учеб. пособие / В. С. Ларионов, Г. В. Ноздренко, П. А. Щинников, В. В. Зыков. – Новосибирск : Изд-во НГТУ, 1998. – 31 с.

87. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника : справочник / под общ. ред. В. А. Григорьева, В. М. Зорина. – 2-е изд., перераб. – Москва : Энергоатомиздат, 1991. – 588 с.

88. Тепловые и атомные электрические станции : справочник / под общ. ред. В. А. Григорьева, В. М. Зорина. – 2-е изд., перераб. – Москва : Энергоатомиздат, 1989. – 608 с.

89. Energy costs, taxes and the impact of government interventions on investments. Final report, summary / K. Rademaekers, M. Smith, D. Gorenstein et

al... – Publ. Office of the European Union, 2020. – DOI: <https://data.europa.eu/doi/10.2833/827631>.

90. Estimation of the cost of construction and operation of power plants. – Lahmeyer Intern. Russland, 2009. – URL: https://www.np-sr.ru/sites/default/files/sr_pages/SR_0V001434/prilozhenie-1-razdel-4.pdf (accessed 10.07.2025).

91. Cost and performance of carbon dioxide capture from power generation. – OECD/IEA, 2011. – 51 p. – URL: https://www.oecd.org/content/dam/oecd/en/publications/reports/2011/03/cost-and-performance-of-carbon-dioxide-capture-from-power-generation_g17a1f72/5kgggn8wk05l-en.pdf (accessed 30.12.2025).

92. Capital cost and performance characteristics for utility-scale electric power generating technologies. – Washington : U.S. Department of Energy, 2024. – 183 p. – URL: https://www.eia.gov/analysis/studies/powerplants/capitalcost/pdf/capital_cost_AEO2025.pdf (accessed 30.12.2025).

93. Planned base overnight costs of new electricity generating stations in the United States in 2023, by major technology. – URL: <https://www.statista.com/statistics/519118/power-plant-base-overnight-costs-in-the-us-by-technology/>, (accessed 30.11.2024)

94. Projected costs of generating electricity 2020 // IEA : website. – URL: <https://www.iea.org/reports/projected-costs-of-generating-electricity-2020> (accessed 30.12.2025).

95. AACE International Recommended Practice. No. 18R-97. Cost estimate classification system – as applied in Engineering, procurement, and construction for the process industries. TCM Framework: 7.3 – Cost Estimating and Budgeting.

96. Ноздренко, Г. В. Эффективность применения в энергетике КАТЭКа экологически перспективных энерготехнологических блоков электростанций с новыми технологиями использования угля : учеб. пособие / Г. В. Ноздренко. – Новосибирск : НГТУ, 1992. – 249 с.

97. Эффективность пылеугольных ТЭЦ с новыми экологообеспечивающими технологиями / В. Г. Томилов, П. А. Щинников, Г. В. Ноздренко и др... – Новосибирск : Наука, 1999. – 97 с.

98. Патент 2810854 С1 Российская Федерация, МПК F01K 25/08, F02C 3/34. Способ производства электроэнергии на основе закритического CO₂-цикла / И. С. Садкин, П. А. Щинников ; заявитель Новосиб. гос. техн. ун-т. – № 2023117834 ; заявл. 06.07.2023 ; опубл. 28.12.2023.

99. Influence of the initial parameters on the thermodynamic efficiency of carbon dioxide power cycles / P. A. Shchinnikov, I. S. Sadkin, A. P. Shchinnikov, N. F. Cheganova, N. I. Vorogushina // Journal of Physics: Conference Series. –2022. – Vol. 2150. – Art. 012011. – DOI: <https://doi.org/10.1088/1742-6596/2150/1/012011>.

100. Wimmer, K. Optimization and comparison of the two promising oxy-combustion cycles NET Power cycle and Graz Cycle / K. Wimmer, W. Sanz // International Journal of Greenhouse Gas Control. – 2020. – Vol. 99. – Art. 103055. – DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijggc.2020.103055>.

101. Sadkin, I. Influence of external supply of low-grade heat on thermal efficiency of sCO₂ power cycles / I. Sadkin, P. Shchinnikov // E3S Web of Conferences. – 2023. – Vol. 459. – Art. 07009. – DOI: <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202345907009>.

102. Sadkin, I. S. On temperature of working fluid supply to combustion chamber in CO₂ power cycles with oxy-combustion of methane / I. S. Sadkin, E. M. Korepanova, P. A. Shchinnikov // Journal of Engineering Thermophysics. – 2023. – Vol. 32. – P. 816–823. – DOI: <https://doi.org/10.1134/S1810232823040136>.

103. Садкин, И. С. Термодинамические, энергетические и экономические оценки генерации электроэнергии на основе CO₂ циклов / И. С. Садкин, П. А. Щинников // Современные проблемы теплофизики и энергетики : материалы IV Междунар. конф., Москва, 21–25 окт. 2024 г. – Москва : Нац. исслед. ун-т МЭИ, 2024. – С. 357–358.

104. Садкин, И. С. Эффективность энергетических циклов на углекислом газе в зависимости от их конфигурации и начальных термодинамических параметров / И. С. Садкин // Наука. Технологии.

Инновации : XV Всерос. науч. конф. молодых ученых, посвящ. Году науки и технологий в России, Новосибирск, 6–10 дек. 2021 г. : сб. науч. тр. в 10 ч. – Новосибирск : НГТУ 2021. – Ч. 4. – С. 273–277.

105. Садкин, И. С. Особенности обновления рабочего тела полуоткрытого энергетического цикла на углекислом газе различной архитектуры / И. С. Садкин, П. А. Щинников // Развитие методов прикладной математики для решения междисциплинарных проблем энергетики : II Всерос. науч.-техн. конф. с междунар. участием, Ульяновск, 5–7 окт. 2022 г. : сб. тр. конф. – Ульяновск : Ульяновский гос. техн. ун-т, 2022. – С. 87–91.

106. Садкин, И. С. Анализ термодинамических характеристик системы регенерации энергетических циклов на углекислом газе / И. С. Садкин, П. А. Щинников // Енисейская теплофизика : тез. докл. I Всерос. науч. конф. с междунар. участием, Красноярск, 28–31 марта 2023 г. – Красноярск : Сиб. федер. ун-т, 2023. – С. 61–62.

107. A modified Allam cycle without compressors realizing efficient power generation with peak load shifting and CO₂ capture / Z. Zhu, Y. Chen, J. Wu, S. Zhang, S. Zheng // *Energy*. – 2019. – Vol. 174. – P. 478–487. – DOI: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.01.165>.

108. Sinkevich, M. Comparative analysis of the Allam cycle and the cycle of compressorless combined cycle gas turbine unit / M. Sinkevich, A. Kosoy, O. Popel // *E3S Web of Conferences*. – 2020. – Vol. 209. – Art. 03023. – DOI: <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202020903023>.

109. Ольховский, Г. Г. Наиболее мощные энергетические ГТУ (обзор) / Г. Г. Ольховский // *Теплоэнергетика*. – 2021. – № 6. – С. 87–93. – DOI: [10.1134/S0040363621060060](https://doi.org/10.1134/S0040363621060060).

110. Cost and performance baseline for fossil energy plants. Vol. 1. Bituminous coal and natural gas to electricity. – Nat. Energy Technology Lab., 2022. – 835 p.

111. Oxy-turbine for Power Plant with CO₂ Capture, *Energy Procedia* / N. Ferrari, L. Mancuso, J. Davison, P. Chiesa, E. Martelli, M. C. Romano. – 2017. – Vol. 114. – P. 471–480. – DOI: <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.03.1189>.

112. Sadkin, I. S. Analysis of energy consumption for auxiliaries of zero emissions sCO₂ power plants / I. S. Sadkin, O. V. Borush, P. A. Shchinnikov // *Energy Conversion and Management*. – 2025. – Vol. 323. – P. 119266. – DOI: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2024.119266>.

113. Корепанова, Е. М. Структура затрат энергии на собственные нужды CO₂-технологий / Е. М. Корепанова, И. С. Садкин // Развитие методов прикладной математики для решения междисциплинарных проблем энергетики : сб. тр. III Всерос. науч.-техн. конф. с междунар. участием, Ульяновск, 9–11 окт. 2023 г. – Ульяновск : Ульяновский гос. техн. ун-т, 2023. – С. 36–40.

114. Садкин, И. С. Анализ энергетических показателей установок на основе CO₂-циклов при изменении их термодинамических параметров / И. С. Садкин, П. А. Щинников // XIII семинар вузов по теплофизике и энергетике : тез. докл. Всерос. науч. конф., Нижний Новгород, 12–14 окт. 2023 г. – Нижний Новгород : Нижегородский гос. техн. ун-т им. Р. Е. Алексеева, 2023. – С. 172–174.

115. Садкин, И. С. Анализ энергетических показателей энергоустановок на основе CO₂-цикла различной архитектуры / И. С. Садкин // Технологическое развитие отраслей ТЭК для достижения углеродной нейтральности экономики России : сб. докл. Школы молодых ученых, Москва, 17–18 окт. 2023 г. – Москва : Ин-т энергет. исслед. РАН, 2023. – С. 121–127.

116. Scaccabarozzi, R. Thermodynamic optimization and part-load analysis of the NET power cycle // *Energy Procedia* / R. Scaccabarozzi, M. Gatti, E. Martelli. – 2017. – Vol. 114. – P. 551–560. – DOI: <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.03.1197>.

117. Martinelli, M. Techno-economic assessment of the Allam cycle for different plant sizes, oxygen purities and heat integration with external sources / M. Martinelli, P. Chiesa, E. Martelli // *Fuel*. – 2025. – Vol. 381. – P. 133383. – DOI: <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2024.133383>.

118. Oxy-combustion turbine power plants : report 2015/05, August, 2015. – IEAGHG, 2015. – URL: <https://publications.ieaghg.org/technicalreports/2015-05%20Oxy-combustion%20turbines.pdf> (accessed 30.12.2025).

119. Мелентьев, Л. А. Системные исследования в энергетике. Элементы теории, направления развития. Изд. 2-е, доп. – Москва : Наука, 1983. – 454 с.

120. Ноздренко, Г. В. Эффективность применения в энергетике КАТЭКа экологически перспективных энерготехнологических блоков электростанций с новыми технологиями использования угля. – Новосибирск : НГТУ 1992. – 249 с.

121. Щинников, П. А. Перспективные ТЭС: особенности и результаты исследования. – Новосибирск : Изд-во НГТУ, 2007. – 284 с.

122. РДПр 34-38-030-92 Правила организации технического обслуживания и ремонта оборудования, зданий и сооружений электростанций и сетей. Дата введения 1993-07-01 // Электронный фонд правовых и нормативно-технических документов. – URL: <https://docs.cntd.ru/document/1200007595> (дата обращения: 30.12.2025).

123. Electricity. Electric power monthly // EIA. U.S. Energy Information Administration : website. – URL: <https://www.eia.gov/electricity/monthly/> (accessed 30.12.2025).

124. European electricity prices and costs // EMBER : website. – URL: <https://ember-energy.org/data/european-electricity-prices-and-costs/> (accessed 30.12.2025).

125. Electricity // Global Petrol Prices : website. – URL: https://ru.globalpetrolprices.com/China/electricity_prices/ (accessed 30.12.2025).

126. Кожевников, М. Ю. Оценка доли инфраструктурных инвестиций в экономике России / М. Ю. Кожевников // Научные труды / Институт народнохозяйственного прогнозирования РАН. – Москва, 2020. – С. 219–230. – DOI: <https://doi.org/10.47711/2076-318-2020-219-230>.

127. Широ́в, А. А. Оценка мультипликативных эффектов в экономике. Возможности и ограничения / А. А. Широ́в, А. А. Янтовский // ЭКО. – 2011. – № 2 (440). – С. 40–58.

128. Баторшин, В. А. Парогазовые установки с внутрицикловой газификацией: история, современное состояние и перспективы развития

(обзор) / В. А. Баторшин, С. И. Сучков, А. Н. Тугов // Теплоэнергетика. – 2023. – № 6. – С. 26–40. – DOI: 10.56304/S0040363623060012.

129. Шипицина, А. П. Цифровизация оценки капиталовложений в CO₂-турбину / А. П. Шипицина, И. С. Садкин // Технологический суверенитет и цифровая трансформация : междунар. науч.-техн. конф., Казань, 5 апр. 2023 г. – Казань : Изд-во КГЭУ, 2023. – С. 22–25.

130. Садкин, И. С. Моделирование капиталовложений в энергоблоки электростанций / И. С. Садкин, П. А. Щинников // Научная сессия ТУСУР–2020 : сб. избр. ст. науч. сес. ТУСУР по материалам Междунар. науч.-техн. конф. студентов, аспирантов и молодых ученых, Томск, 13–30 мая 2020 г. – Томск : В-Спектр, 2020. – Ч. 2. – С. 181–185.

ПРИЛОЖЕНИЕ «А»

Результаты интеллектуальной деятельности

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ

**ПАТЕНТ**

НА ИЗОБРЕТЕНИЕ

№ 2810854

**Способ производства электроэнергии на основе
закритического CO₂-цикла**

Патентообладатель: **ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ
БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ "НОВОСИБИРСКИЙ
ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ" (RU)**

Авторы: **Садкин Иван Сергеевич (RU), Щинников Павел
Александрович (RU)**

Заявка № **2023117834**

Приоритет изобретения **06 июля 2023 г.**

Дата государственной регистрации

в Государственном реестре изобретений

Российской Федерации **28 декабря 2023 г.**

Срок действия исключительного права

на изобретение истекает **06 июля 2043 г.**

*Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности*

ДОКУМЕНТ ПОДПИСАН ЭЛЕКТРОННОЙ ПОДПИСЬЮ
Сертификат: 429b6a0fe33c1164ba96f83b73b4aa7
Владелец: **Зубов Юрий Сергеевич**
Действителен с 10.05.2023 по 02.08.2024

Ю.С. Зубов



РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



ПАТЕНТ

НА ИЗОБРЕТЕНИЕ

№ 2816145

Способ подземной газификации угля с производством электроэнергии

Патентообладатель: **ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ "НОВОСИБИРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ" (RU)**

Авторы: **Садкин Иван Сергеевич (RU), Щинников Павел Александрович (RU)**

Заявка № **2023117836**

Приоритет изобретения **06 июля 2023 г.**

Дата государственной регистрации

в Государственном реестре изобретений

Российской Федерации **26 марта 2024 г.**

Срок действия исключительного права

на изобретение истекает **06 июля 2043 г.**

*Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности*

ДОКУМЕНТ ПОДПИСАН ЭЛЕКТРОННОЙ ПОДПИСЬЮ
Сертификат: 429b6a07e3853164ba96f83b73b4aa7
Владелец: **Зубов Юрий Сергеевич**
Действителен с 10.05.2023 по 02.08.2024

Ю.С. Зубов



УТВЕРЖДАЮ

Проректор по научной работе и
инновациям НГТУ



А.И. Отто

2026 г.

АКТ

о практическом использовании результатов НИР

Настоящий акт подтверждает, что результаты, полученные в диссертационной работе «Комплексный анализ установок на основе CO₂ циклов с кислородным сжиганием метана» старшего преподавателя кафедры «Тепловые электрические станции» Садкина Ивана Сергеевича имеют практическое применение в Учебно-научной лаборатории теплоэнергетики Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Новосибирский государственный технический университет» (НГТУ).

Научные разработки (по методикам исследования CO₂ циклов и алгоритмам расчетов), результаты исследований (по характеристикам и параметрам процессов перспективных технологий генерации электроэнергии с нулевым выбросом парниковых газов) используются как составная часть научной базы по кислородно-топливным циклам на углекислом газе. Новые технические решения запатентованы в РФ и являются основой создания исследовательской базы лаборатории. Методы технико-экономического анализа применяются при рассмотрении различных направлений развития энергетики РФ и разработке перспективных ТЭС с нулевыми выбросами.

Зав. УНЛ Теплоэнергетики, д.т.н., профессор

П.А. Щинников

Декан факультета энергетики, д.т.н., доцент

А.Г. Русина