

ИНСТИТУТУ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ
И ВОДОРОДНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ НИУ МЭИ – 70 ЛЕТ

РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИЙ ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ПЕРСПЕКТИВНЫХ
КИСЛОРОДНО-ТОПЛИВНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК¹

© 2023 г. В. О. Киндра^а, * , И. И. Комаров^а, Д. М. Харламова^а, В. Ю. Наумов^а, И. А. Максимов^а

^аНациональный исследовательский университет “Московский энергетический институт”,
Красноказарменная ул., д. 14, Москва, 111250 Россия

*e-mail: kindra.vladimir@yandex.ru

Поступила в редакцию 30.01.2023 г.

После доработки 18.04.2023 г.

Принята к публикации 27.04.2023 г.

Снижение выбросов вредных веществ при производстве электроэнергии на тепловых электрических станциях является актуальной задачей, решить которую возможно путем перехода на полужакрытые циклы с кислородным сжиганием топлива и углекислотным рабочим телом. Основное преимущество перспективной технологии, заключающееся в отсутствии опасности образования токсичных веществ и простоте сепарации избыточного диоксида углерода, обеспечивается благодаря сжиганию углеводородов в кислороде высокой чистоты. В настоящей работе представлены разработанные конструкции нового оборудования энергетического комплекса: кислородно-топливной камеры сгорания, углекислотной охлаждаемой турбины и высокотемпературного регенератора. Приведены результаты математического моделирования физических процессов, протекающих в проточной части турбины. Особое внимание уделено расчетам кинетики горения метанокислородной смеси в среде избыточного диоксида углерода и численному анализу процессов в кислородно-топливной камере сгорания с учетом необходимости охлаждения жаровой трубы. Определено оптимальное массовое соотношение диоксида углерода в смеси разбавителя с окислителем равное 0.872, которое позволяет добиться наименьшего недожога топлива. Проведено математическое моделирование температурного состояния сопловой лопатки первой ступени углекислотной турбины, подтвердившее возможность обеспечить достаточную степень равномерности температурного поля благодаря выполнению множества охлаждаемых каналов малого радиуса вблизи наружной поверхности профиля. Предложено несколько конфигураций поверхностей теплообмена для пластинчатого регенератора кислородно-топливной энергоустановки. Использовались турбулизаторы потока цилиндрические и с аэродинамическим профилем плавникового вида, а также оба варианта их исполнения с ребрами. Согласно результатам математического моделирования, наибольшей теплогидравлической эффективностью из всех рассмотренных каналов при числах Рейнольдса до 78000 обладают каналы, снабженные турбулизаторами с ребрами, а при больших значениях Re – каналы с турбулизаторами без ребер.

Ключевые слова: энергоэффективность, диоксид углерода, термодинамический цикл, высокотемпературное оборудование, углекислотная турбина, камера сгорания

DOI: 10.56304/S0040363623100028

На протяжении последних 50 лет в связи с ростом населения и ускоренной индустриализацией развивающихся стран мировое энергопотребление неуклонно увеличивается, что может привести к серьезным экологическим последствиям, прежде всего к глобальному потеплению. Основную причину резкого изменения климата принято связывать с ростом концентрации углекислого газа в атмосфере, повышающего ее не-

прозрачность для инфракрасного излучения. Результаты многолетних наблюдений в погодной обсерватории на Мауна-Лоа (США) публикуются в виде “кривой Килинга”, которая свидетельствует о непрерывном повышении среднегодовой концентрации CO_2 с 318 до 420 ppm в период с 1958 по 2022 г. [1]. Из-за обеспокоенности международного сообщества глобальным потеплением правительствами развитых и развивающихся стран был согласован пакет интернациональных договоров, обязывающих участников ограничить выбросы парниковых газов (Киотский протокол 1997 г. и Парижское соглашение, действующее с 2016 г. по настоящее время).

¹ Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства науки и высшего образования РФ в рамках государственного задания № FSWF-2023-0014 (соглашение № 075-03-2023-383 от 18.01.2023) в сфере научной деятельности на 2023–2025 гг.

Добиться существенного снижения выбросов углекислого газа возможно лишь при подавлении основных его источников. Около трех четвертей образующихся антропогенным путем неконденсирующихся парниковых газов являются результатом добычи и сжигания нефти, природного газа и угля [2]. Примерно 25% мировых выбросов приходится на электростанции [3]. Вклад энергетического сектора в общую структуру антропогенных выбросов диоксида углерода составляет в США 35%, в Китае 36%, в Европе 31%, в России 33% [4, 5].

Значительная доля выбросов углекислого газа в энергетической отрасли связана с широким распространением тепловых электрических станций, работающих по открытым циклам Ренкина и Брайтона. В целях снижения негативного воздействия энергетического сектора на окружающую среду необходим переход к использованию экологически безопасных энергоустановок.

ПЕРСПЕКТИВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ СНИЖЕНИЯ ВЫБРОСОВ УГЛЕКИСЛОГО ГАЗА В АТМОСФЕРУ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ОТРАСЛИ

Известны три основных способа снижения выбросов углекислого газа на тепловых электростанциях: улавливание CO_2 до сжигания, улавливание CO_2 после сжигания, кислородно-топливное сжигание. Связывание диоксида углерода до сжигания может быть осуществлено при использовании как газообразного, так и твердого топлива. Однако применение этого способа приводит к увеличению себестоимости производства электроэнергии на 31–54% и росту капитальных затрат на 12% [6]. Улавливание после сжигания чаще всего реализуется методом абсорбции, при котором продукты сгорания проходят через абсорбер и поглощаются растворителем. Главными недостатками такого способа являются значительные затраты на выделение углекислого газа из полученного раствора из-за низкого парциального давления CO_2 в составе дымовых газов [7]. Стоимость энергоблока с улавливанием углекислого газа после сжигания возрастает на 30–100%, а его энергоэффективность падает на 5–15% в зависимости от технологии генерации [8]. Это приводит к росту себестоимости отпускаемой ТЭС электроэнергии в 1.5–1.8 раза [9].

Перспективным способом уменьшения выбросов углекислого газа в окружающую среду, позволяющим сохранить темпы роста экономики, является создание полужакрытых газотурбинных циклов с кислородно-топливным сжиганием. Первые модификации таких циклов были разработаны еще в конце прошлого века. В настоящее время США, Япония и европейские страны

активно развивают технологии производства экологически чистой энергии на органическом топливе. За счет выделенных на эти разработки грантов, активного субсидирования “зеленых” технологий производства электроэнергии, формирования законодательных баз, стимулирующих сокращение выбросов углекислого газа, проводятся научные исследования, строятся экспериментальные установки и создаются предпосылки для организации серийного производства энергоблоков с “нулевыми” выбросами вредных веществ. Крупные энергетические корпорации объединяют усилия с целью создать демонстрационные установки, способные отпускать до 50 МВт электроэнергии в сеть с минимальными выбросами CO_2 [10].

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ С КИСЛОРОДНО-ТОПЛИВНЫМ СЖИГАНИЕМ

Кислородно-топливный энергетический комплекс включает в себя следующие элементы: полужакрытый газотурбинный цикл (ПЗТЦ) с кислородным сжиганием топлива и углекислотно-паровым рабочим телом, воздухоразделительную установку (ВРУ) и установку захоронения диоксида углерода (рис. 1) [11]. Основными преимуществами такого комплекса по сравнению с установками, работающими по закрытому циклу Ренкина на водяном паре и открытому циклу Брайтона на продуктах сгорания топливно-воздушной смеси, являются отсутствие опасности образования токсичных веществ и высокая его эффективность, обусловленная термодинамическим принципом сепарации водяного конденсата из углекислотно-парового рабочего тела, позволяющего впоследствии утилизировать диоксид углерода высокой чистоты.

Существует более 40 вариантов полужакрытых газотурбинных циклов с кислородным сжиганием топлива, однако наиболее широкую известность получили следующие [12–20]:

с рециркулирующей диоксида углерода, включая полужакрытый комбинированный цикл с кислородным сжиганием топлива Semi-closed oxy-fuel combustion combined cycle (SCOC-CC), Matiant-cycle, цикл Аллама (NET Power cycle);

с рециркуляцией водяного пара, включая цикл “Граз” (Graz-cycle), Clean Energy System cycles (CES-cycles);

мембранные – Advanced zero emission power (AZEP) и Zero emission ion transport membrane oxygen power (ZEITMOP).

Среди приведенных вариантов генерации на органическом топливе с “нулевыми” выбросами вредных веществ в атмосферу в наибольшей степени близок к внедрению цикл Аллама [17, 18]. Бли-

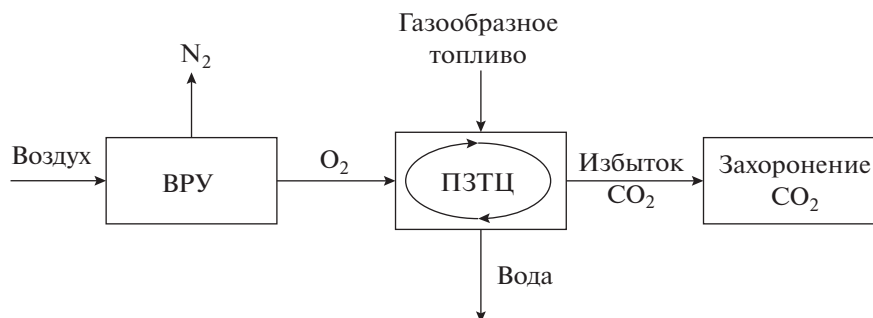


Рис. 1. Концептуальная схема кислородно-топливного энергетического комплекса

жайшей конкурирующей технологией генерации электроэнергии с минимальными выбросами вредных веществ в атмосферу для кислородно-топливных энергоустановок является парогазовая установка с улавливанием диоксида углерода из уходящих газов [21, 22].

Упрощенный цикл Аллама в виде схемы представлен на рис. 2.

Поток CO_2 (теплоноситель) сжимается в многоступенчатом компрессоре с промежуточным охлаждением и поступает в углекислотный насос, где давление диоксида углерода повышается до 30 МПа. После насоса поток делится на две части, которые направляются в регенератор, состоящий из двух противоточных теплообменников (ТО). Один ТО используется для подогрева теплоносителя, поступающего в углекислотную турбину для ее охлаждения. Подогрев теплоносителя до 200°C осуществляется теплом, получаемым в воздуходелительной установке, в результате сжатия воздуха. В другом теплообменнике подогревается основной поток CO_2 . Для этого используется тепло, содержащееся в выхлопных газах углекислотной турбины. Применение низкотемпературного тепла ВРУ позволяет увеличить количество регенируемого в цикле тепла.

После регенератора основной поток направляется в камеру сгорания для ограничения начальной температуры цикла (углекислотный теплоноситель в данном случае выступает в качестве разбавителя). В камере сгорания одна часть потока из регенератора смешивается с кислородом, сжатым в многоступенчатом компрессоре с промежуточным охлаждением, и топливом из дожимного компрессора, а другая часть поступает в пространство, образованное жаровой трубой и корпусом. В результате кислородно-топливного сжигания рабочее тело, состоящее более чем на 90% из углекислого газа, нагревается до 1100°C . Далее происходит расширение рабочего тела в проточной части углекислотной турбины до давления 3 МПа, что меньше критического давления углекислого газа. Таким образом степень расширения в турбине составит 10 [18]. После углекислот-

ной турбины выхлопные газы подаются в регенератор и затем поступают в охладитель-сепаратор, где поток рабочей среды охлаждается до 30°C . В сепараторе сконденсировавшаяся вода отделяется от

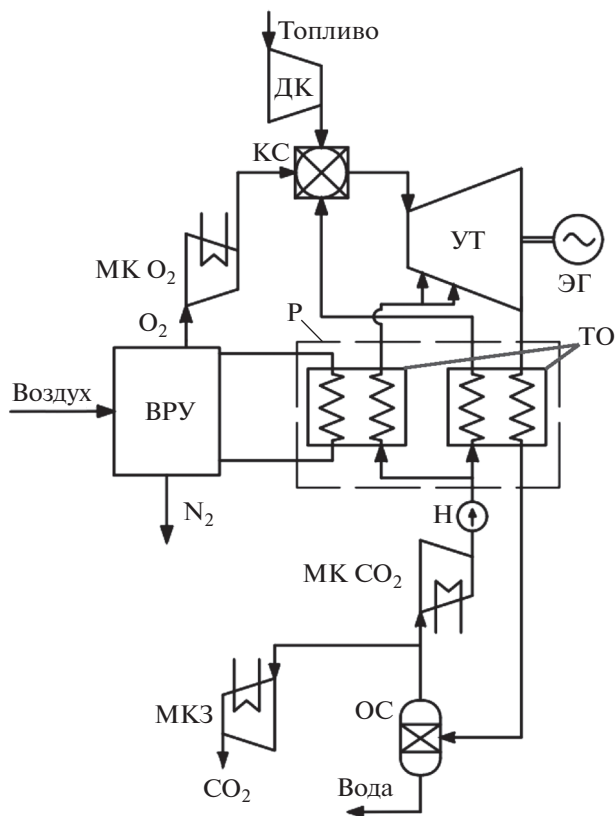


Рис. 2. Принципиальная тепловая схема установки, работающей по циклу Аллама.
 ДК – дожимной компрессор; КС – камера сгорания; УТ – углекислотная турбина; ЭГ – электрогенератор; Р – регенератор; ОС – охладитель-сепаратор; МКЗ – многоступенчатый компрессор захоронения углекислого газа с промежуточным охлаждением; МК CO_2 – многоступенчатый компрессор с промежуточным охлаждением для сжатия углекислого газа; Н – насос углекислого газа; МК O_2 – многоступенчатый компрессор кислорода с промежуточным охлаждением

CO₂, который уже с малым содержанием паров воды подается на вход многоступенчатого компрессора с промежуточным охлаждением.

Часть потока CO₂ на выходе из охладителя-сепаратора направляется в многоступенчатый компрессор захоронения с промежуточным охлаждением и сжимается в нем до давления 10 МПа. Благодаря многоступенчатому сжатию с промежуточным охлаждением и достижению низкого конечного давления в углекислотной турбине цикл Аллама имеет большую степень регенерации тепла, что обеспечивает высокий уровень термодинамической эффективности цикла. Так, согласно [10, 23, 24] электрический КПД нетто установки, работающей по циклу Аллама, может превышать 50%.

На сегодняшний день большое число исследований, результаты которых находятся в открытом доступе, посвящено термодинамическому анализу и оптимизации классического цикла Аллама, а также его модификаций. Однако в работах, посвященных разработке углекислотного оборудования, их конструктивные особенности не раскрываются, методики конструкторского расчета не описываются.

В данной статье подробно описаны результаты конструирования основного энергетического оборудования установки, работающей по циклу Аллама, включая кислородно-топливную камеру сгорания, охлаждаемую углекислотную турбину и регенератор.

КИСЛОРОДНО-ТОПЛИВНАЯ КАМЕРА СГОРАНИЯ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ С УГЛЕКИСЛОТНЫМ РАЗБАВИТЕЛЕМ

Один из основных элементов газотурбинных установок с кислородным сжиганием топлива, работающих по полузакрытому циклу, – кислородно-топливная камера сгорания высокого давления с углекислотным разбавителем. Главные ее отличия от традиционных камер сгорания газотурбинных установок следующие:

использование кислорода высокой чистоты в качестве окислителя;

применение в качестве разбавителя диоксида углерода (вместо азота);

высокий уровень давления (выше в 10–20 раз).

Эти особенности следует учитывать при конструировании камеры сгорания для кислородно-топливных энергоустановок. В частности, при разработке КС для традиционных газотурбинных установок задача снижения выбросов оксидов азота является ключевой, для камер же сгорания кислородно-топливных установок она не может быть актуальной, поскольку в них в качестве окислителя используется кислород высокой чистоты с небольшой начальной температурой. Од-

нако для этих установок более сложным становится обеспечение высокой полноты сгорания кислородно-топливной смеси, что связано с необходимостью поддерживать стехиометрическое соотношение топливо/окислитель. Это обусловлено прежде всего тем, что если увеличить расход кислорода, то затраты энергии на работу ВРУ значительно возрастут.

Также следует отметить, что согласно принципу Ле Шателье углекислый газ замедляет реакции горения и обладает большей, по сравнению с азотом, теплоемкостью и меньшим коэффициентом диффузии, что делает его ингибитором и может привести к возникновению химического недожога, поэтому массовая доля CO₂ в зоне горения должна быть ограничена [25]. В свою очередь, ограничения по массовой доле диоксида углерода в зоне горения приводят к необходимости решать задачу эффективного охлаждения стенки жаровой трубы.

Разработка конструкции кислородно-топливной камеры сгорания высокого давления с углекислотным разбавителем состояла из следующих этапов:

проведения одномерных расчетов габаритных размеров камеры сгорания согласно методикам [26–28];

выполнения одномерных расчетов кинетики горения метанокислородной смеси в среде избыточного диоксида углерода с использованием программного пакета Chemkin в целях определения зависимости нормальной скорости распространения пламени и максимальных температур в зоне горения от распределения потоков диоксида углерода по длине камеры сгорания [29–31];

численного моделирования процессов горения в кислородно-топливной камере сгорания с учетом необходимости охлаждения стенки жаровой трубы.

Моделирование камеры сгорания в программном комплексе Chemkin осуществлялось с помощью эквивалентных цепей реакторов (Equivalent reactor networks) и многореакционного механизма горения GRI-Mesh 3.0. Данный механизм, разработанный для моделирования сжигания природного газа, содержит 53 промежуточных продукта реакций и 325 обратимых реакций преобразования метана в продукты сгорания.

На рис. 3 показана модель камеры сгорания, построенная в программном комплексе Chemkin и состоящая из двух групп реакторов. Одна группа реакторов моделирует область вокруг пламени, а другая группа – область дожигания. Для моделирования зоны смешения был выбран реактор идеального смешения, поскольку топливо в этой зоне частично перемешивается с окислителем.

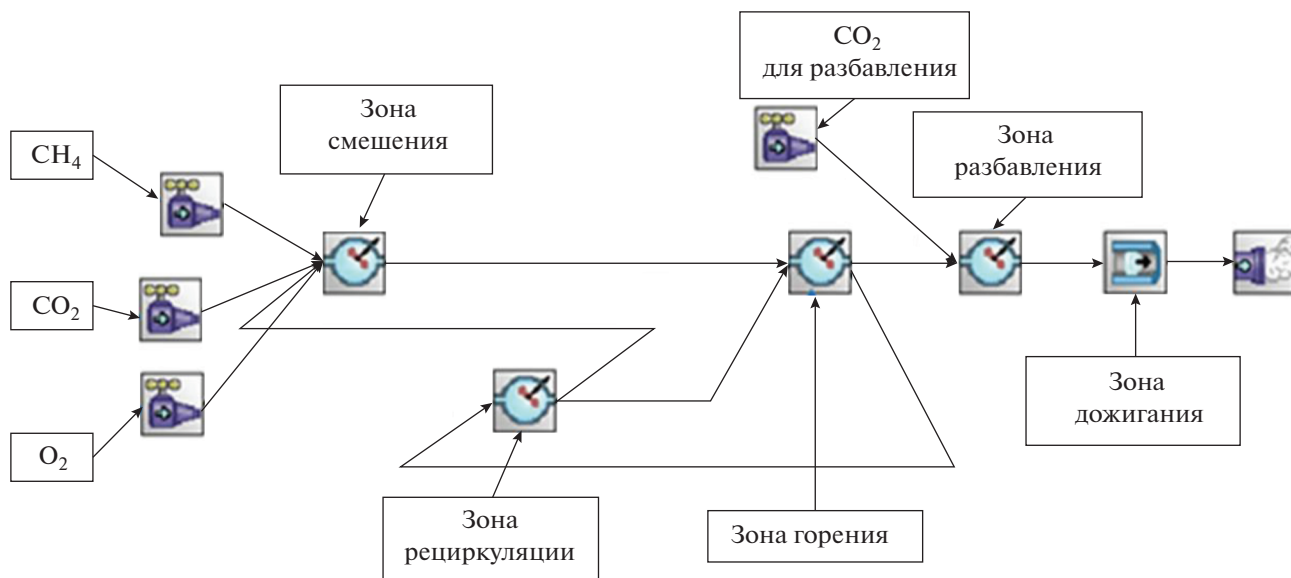


Рис. 3. Модель камеры сгорания, представленная в виде совокупности реакторов Chemkin

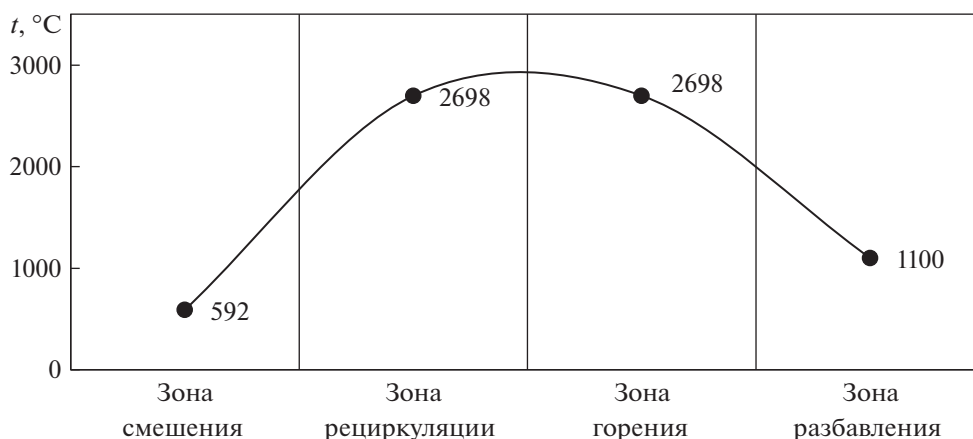


Рис. 4. Распределение температур по зонам кислородно-топливной камеры сгорания

Результаты моделирования камеры сгорания приведены на рис. 4–6. Распределение температуры, представленное на рис. 4, показывает, что горючая смесь воспламеняется в зоне горения и ее температура достигает 2698°C . В зоне разбавления температура снижается до 1100°C из-за смешения с более холодным потоком диоксида углерода. Распределение количества выбросов монооксида углерода CO , измеренное в ppmvd (ppm by volume – частей на миллион по объему на сухое вещество), по зонам камеры сгорания приведено на рис. 5. Полученные результаты свидетельствуют о том, что с повышением температуры горения количество выбросов монооксида углерода также возрастает, что обусловлено диссоциацией CO_2 и его реакцией с радикалом водорода, протекающей при высоких температурах. В зоне разбавления

количество выбросов монооксида углерода снижается с 75 820 до 23 ppmvd благодаря разбавлению продуктов сгорания потоком диоксида углерода, а также вследствие реакции окисления CO до CO_2 в горячих дымовых газах.

На рис. 6 показано распределение по зонам камеры сгорания количества несгоревших углеводородов (Unburned Hydrocarbons – УНС). На этом рисунке видно, что максимальное количество УНС наблюдается в зоне смешения и достигает 170 094 ppmvd. Такое повышение объясняется тем, что в этой зоне горючая смесь не воспламенилась. В зоне горения количество выбросов несгоревших углеводородов снижается до 5.13×10^{-6} ppmvd. Также следует отметить, что в зоне горения химический недожог равняется 14.23%, а

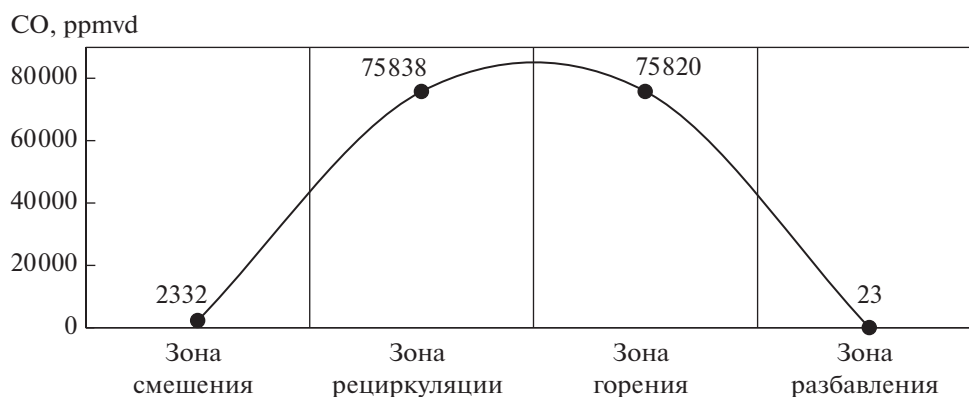


Рис. 5. Распределение выбросов CO в зонах камеры сгорания

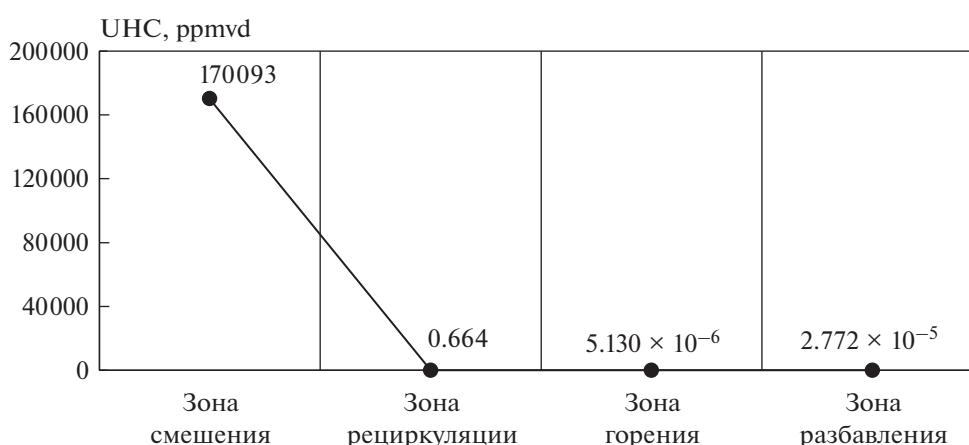


Рис. 6. Распределение выбросов несгоревших углеводородов в зонах камеры сгорания

в зоне разбавления он снижается до 0.04%. Наибольшее влияние на химический недожог оказывает эмиссия CO.

С помощью разработанной модели камеры сгорания было изучено влияние доли разбавителя на эмиссию монооксида углерода на выходе из зоны горения. Моделирование проводилось для массового соотношения CO_2 в смеси $\text{CO}_2 + \text{O}_2$ [$\gamma = \text{CO}_2 / (\text{CO}_2 + \text{O}_2)$] в диапазоне от 0.500 до 0.944. При этом расход CH_4 и O_2 не изменялся. На рис. 7 представлены зависимости температуры и количества выбросов CO на выходе из зоны горения от доли CO_2 , добавленного в область горения. С увеличением γ температура горения снижается и, как следствие, уменьшается диссоциация CO_2 и замедляется реакция CO_2 с радикалом H, что приводит к снижению количества выбросов CO. При значении $\gamma = 0.872$ и температуре 1656°C выбросы CO минимальны и составляют около 2591 ppmvd. При дальнейшем увеличении γ температура продолжает падать, а выбросы CO возрастают, что связано с повышением химического

недожога из-за низких температур в зоне активного горения. Таким образом, оптимальное массовое соотношение CO_2 в смеси $\text{CO}_2 + \text{O}_2$, позволяющее добиться наименьшего значения недожога топлива, равно 0.872.

На рис. 8 показан эскиз углекислотной камеры, которая была сконструирована на основе одномерных расчетов и скорректирована после проведения численного моделирования. Через фронтное устройство, предназначенное для диффузионного сжигания метана с кислородом, подается около 10% общей массы углекислого газа. Для стабилизации факела в объеме камеры сгорания и сокращения протяженности зоны активного горения было предусмотрено следующее:

- наличие лопаточного завихрителя потока окислителя;

- подача топлива по каналам;

- наличие плохообтекаемого рабочего тела.

Большая часть углекислого газа направляется в канал, образованный корпусом и жаровой трубой. При распределении потоков углекислого га-

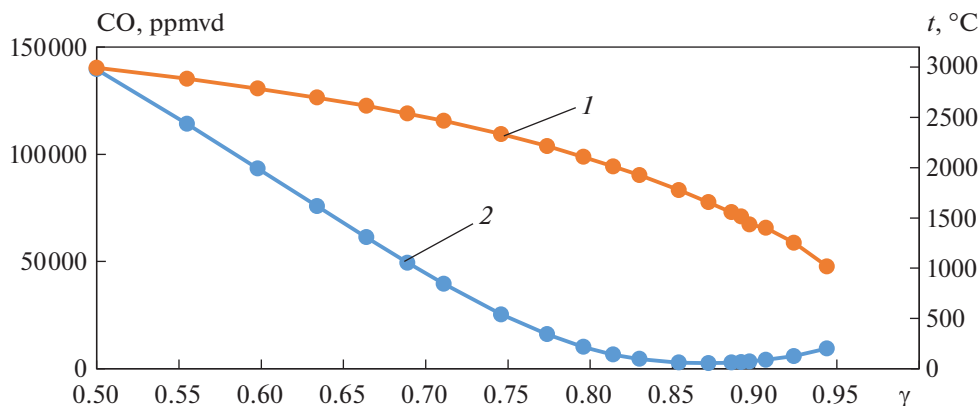


Рис. 7. Изменение температуры и выбросов CO на выходе из зоны горения в зависимости от доли CO_2 , добавленного в область горения.
1 – температура; 2 – CO

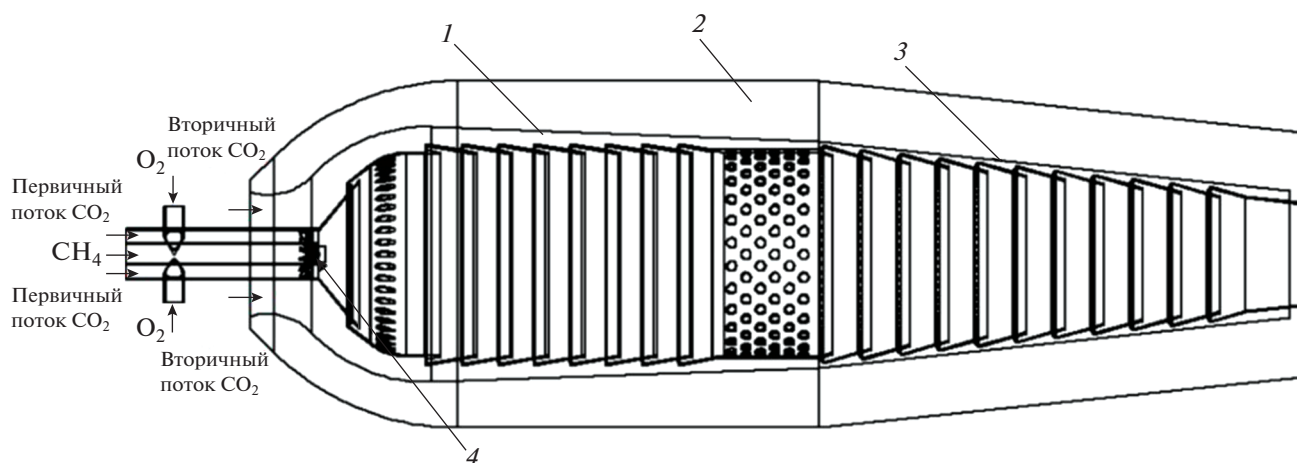


Рис. 8. Эскиз кислородно-топливной камеры сгорания.
1 – система охлаждения; 2 – корпус камеры сгорания; 3 – газосборное устройство; 4 – фронтальное устройство

за предполагалось, что на охлаждение жаровой трубы будет подаваться около 40% массы CO_2 , а на смешение – 50%. Система охлаждения жаровой трубы имеет щелевую конструкцию [32].

Жаровая труба, на входе в которую расположен диффузор, обладает цилиндрической формой. Газосборное устройство выполнено в виде конфузора, длина которого подобрана таким образом, чтобы обеспечить тщательное перемешивание продуктов сгорания и вторичного потока диоксида углерода. Пространство между жаровой трубой и корпусом камеры сгорания было сформировано так, чтобы проходное сечение постоянно уменьшалось.

Численное моделирование процесса горения с учетом работы системы охлаждения показало, что конструкция камеры сгорания обеспечивает стабильное и низкоэмиссионное горение топлива, а

также надежное охлаждение продуктов сгорания. Распределение температуры по поверхности жаровой трубы, приведенное на рис. 9, свидетельствует о том, что высокотемпературная область локализована вблизи входного диффузора, причем максимальная температура металла, из которого он изготовлен, не должна превышать 929°C , что является вполне допустимым, если изготавливать жаровую трубу из жаропрочных сплавов.

ОХЛАЖДАЕМАЯ ТУРБИНА НА ДИОКСИДЕ УГЛЕРОДА ПРИ СВЕРХКРИТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРАХ

Важнейшая задача при создании кислородно-топливных установок – разработка основ конструирования углекислотных охлаждаемых турбин. Рабочая среда и хладагент углекислотной

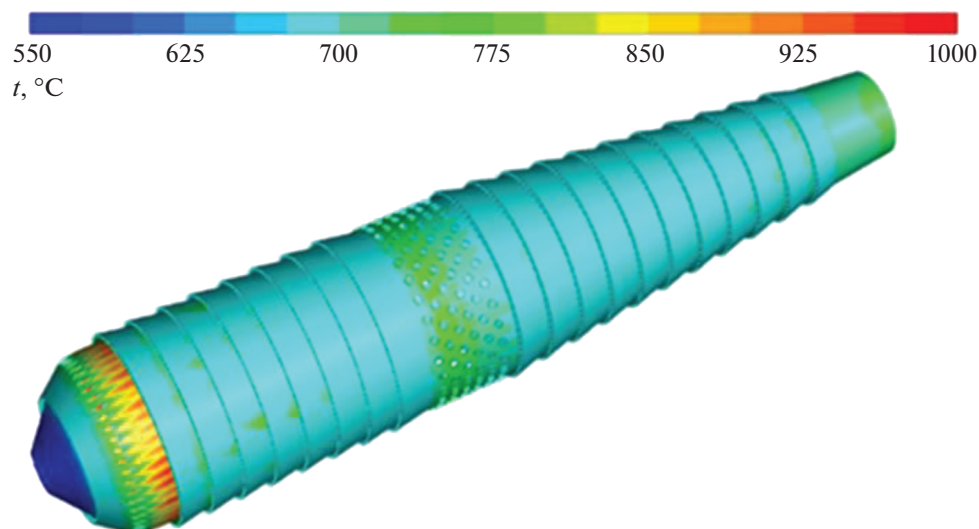


Рис. 9. Распределение температуры по поверхности жаровой трубы

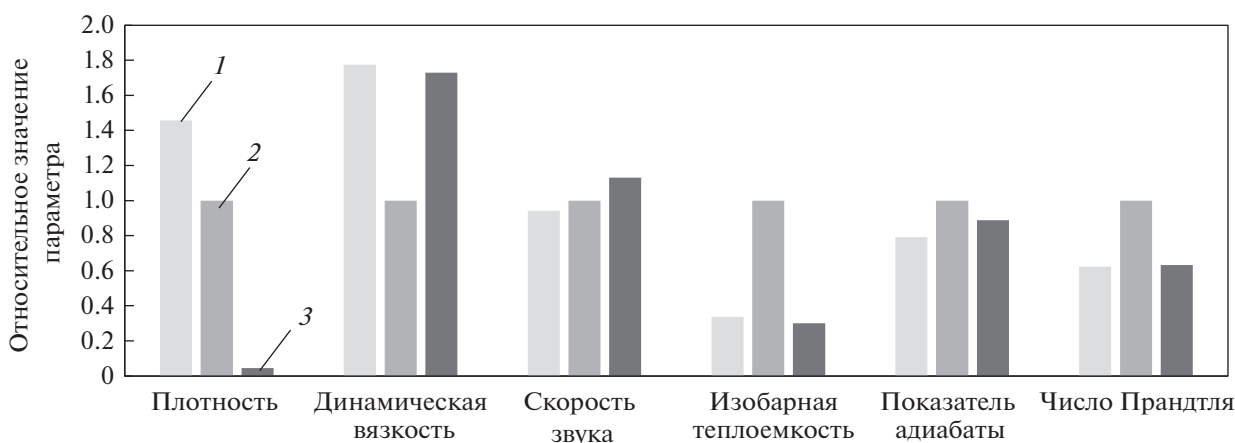


Рис. 10. Сравнение теплофизических свойств рабочей среды в турбинах. 1 – цикл Аллама; 2 – цикл Ренкина; 3 – цикл Брайтона

турбины, в отличие от таковых в традиционных паровых и газовых турбинах, состоят преимущественно из диоксида углерода при сверхкритическом давлении. Поэтому протекающие в проточной части турбины и каналах охлаждения лопаток высокотемпературных ступеней теплогидравлические процессы будут отличаться по своей интенсивности. Это обстоятельство предопределяет несколько конструктивных отличий турбин традиционных паровых и газовых циклов от установок, работающих по кислородно-топливному циклу Аллама.

Для проведения сравнительного анализа влияния свойств рабочей среды на конструктивные особенности паровых, газовых и углекислотных турбин были рассмотрены теплофизические свойства рабочей среды для турбин при средних

параметрах. Результаты расчетов (рис. 10) свидетельствуют о высокой плотности диоксида углерода при сверхкритических параметрах, что предопределяет небольшие радиальные размеры углекислотной турбины, остальные параметры теплоносителей углекислотной турбины практически такие же, как у газовой турбины. Следовательно, при одинаковой мощности турбоустановок, работающих по циклам Аллама, Ренкина и Брайтона, турбина на диоксиде углерода при сверхкритических параметрах будет иметь лопатки меньшей длины и ступени меньших диаметров по сравнению с турбинами, работающими на паре и газе. Количество ступеней в углекислотной турбине будет больше, чем в газовой, и меньше, чем в цилиндре высокого давления паровых турбин большой мощности.

Таблица 1. Результаты расчета проточной части углекислотной турбины

Номер ступени	Располагаемый теплоперепад ступени, кДж/кг	Степень реактивности	Высота решетки, мм	
			сопловой	рабочей
1	68.0	0.29	68.1	71.1
2	68.8	0.34	83.3	86.3
3	71.1	0.39	102.6	105.6
4	73.7	0.42	127.8	130.8
5	76.8	0.45	160.8	163.8
6	80.1	0.48	205.4	208.4
7	83.5	0.50	266.3	269.3

Также следует отметить, что уровень начальной температуры рабочей среды для цикла Аллама соотносится с уровнем начальных температур в цикле Брайтона, а уровень начального давления – с уровнем начальных давлений цикла Ренкина. В этой связи при конструировании углекислотной турбины целесообразно опираться на существующий задел в области создания паровых и газовых турбин. Таким образом, была выбрана следующая методика разработки конструкции углекислотной турбины, работающей по циклу Аллама:

выполнение одномерных расчетов габаритных размеров турбины согласно [33];

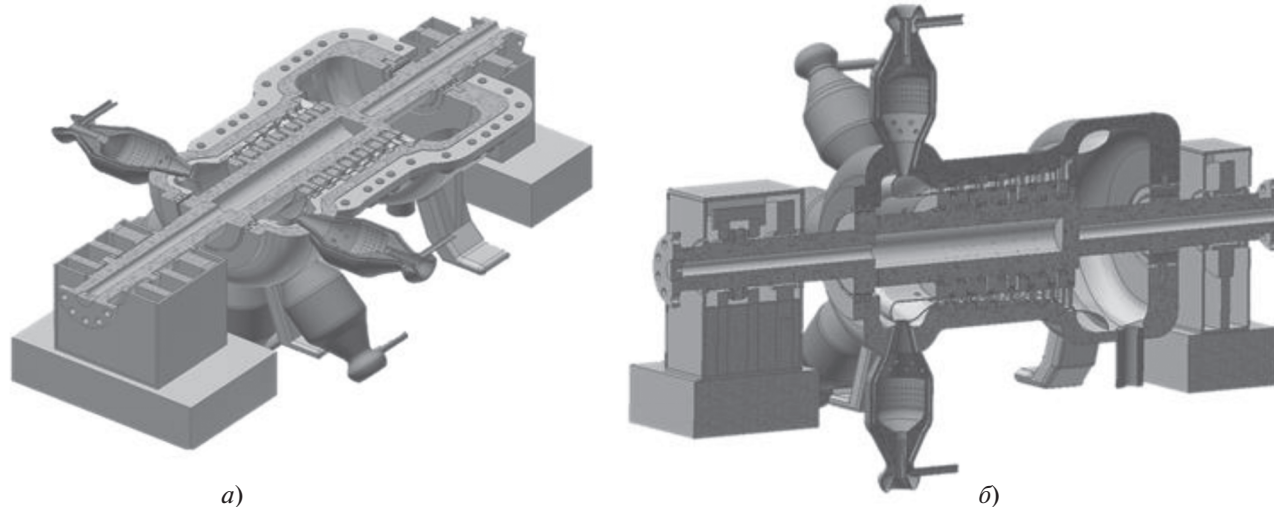
профилирование элементов проточной части с использованием программного пакета AxScent [34];

проведение расчетно-экспериментального исследования процессов газодинамики и теплообмена в моделях каналов турбины в целях разработки рекомендаций для повышения ее теплогидравлической эффективности;

создание трехмерной модели и эскизов углекислотной турбины.

Результаты одномерных расчетов проточной части турбины мощностью 350 МВт представлены в табл. 1. Для уменьшения числа ступеней и габаритов турбины были выбраны частота вращения 100 Гц и постоянный корневой диаметр, равный 0.6 м. Минимальная высота лопатки составила 68 мм, а внутренний относительный изоэнтропийный КПД углекислотной турбины – 90.8% (без учета потерь на охлаждение).

Разработанная конструкция углекислотной турбины, работающей по циклу Аллама, показана на рис. 11. Длина турбины составляет 6 м, диаметр – не более 3 м. Максимальная толщина стенки внутреннего корпуса в области первой ступени не превышает 200 мм. Передние концевые уплотнения расположены на разгрузочном поршне ротора, функциями которого являются компенсация осевого усилия и частичная разгрузка упорного подшипника. Для снижения утечек в торцевом

**Рис. 11.** Углекислотная турбина мощностью 350 МВт в горизонтальном (а) и вертикальном (б) разрезе

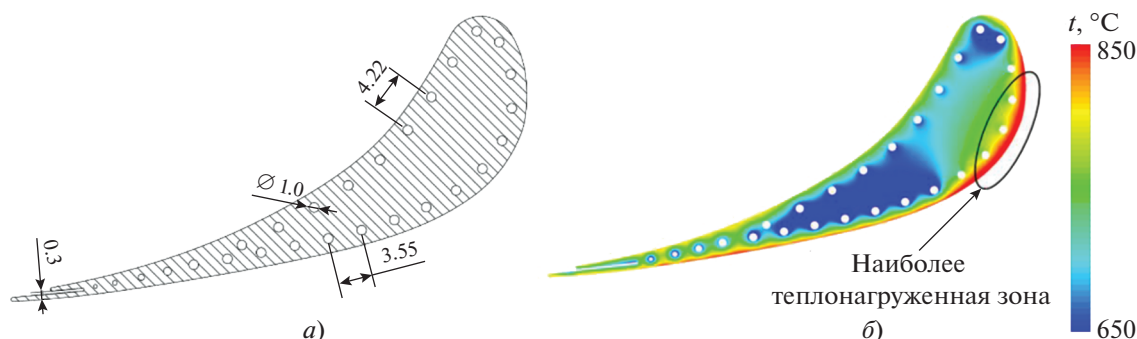


Рис. 12. Охлаждаемый сопловой аппарат первой ступени углекислотной турбины.
а – модель охлаждаемой лопатки; *б* – температурная эпюра

уплотнении планируется дросселировать часть потока хладагента для подачи в камеру внутри уплотнения. Во входную камеру подается поток для охлаждения лопаток и ротора турбины с температурой около 200°C . Для возможности организации охлаждения ротора он выполнен полым, причем охлаждающая среда попадает внутрь через отверстия во входной камере и вследствие разности давлений в последующих ступенях подается на охлаждение дисков и лопаток.

На заключительном этапе разработки конструктивного профиля углекислотной турбины были проведены исследования наиболее теплонапряженных элементов, важнейшим из которых является лопаточный аппарат первой ступени турбины. Для эффективного охлаждения профилей лопаток была выбрана конвективная схема. При этом была предложена топология радиальных каналов, представленная на рис. 12, *а*. Ее ключевая особенность – размещение каналов малого радиуса вблизи наружной поверхности профиля. Целесообразность выбора малого поперечного сечения охлаждаемых каналов объясняется прежде всего высокой плотностью диоксида углерода сверхкритического давления, применяемого в качестве хладагента.

По результатам моделирования с использованием программного пакета ANSYS CFX [35] был проведен анализ температурного состояния сопловой лопатки первой ступени (рис. 12, *б*). Среднее по объему значение температуры металла лопатки составило 782°C , что свидетельствует о достаточной степени равномерности температурного поля по поверхности профиля, за исключением спинки лопатки, причем наибольшие температуры были зафиксированы около входной кромки. Для устранения значительной неравномерности температурного поля на спинке лопатки необходимо увеличить теплоотдачу в этой области путем уменьшения шага расположения охлаждающих каналов и использования интенсификаторов теплообмена.

ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫЙ МНОГОПОТОЧНЫЙ РЕГЕНЕРАТОР

Как уже отмечалось ранее, многопоточный регенератор является одним из основных элементов установки, работающей по циклу Аллама. Именно благодаря большой доле регенерации обеспечивается высокий уровень термодинамической эффективности цикла. В многопоточном регенераторе для подогрева рабочей среды перед ее поступлением в камеру сгорания используются тепло газов на выхлопе углекислотной турбины, а также тепло сжатого воздуха от ВРУ. Принципиальная схема регенеративного теплообменника представлена на рис. 13, а исходные данные для его конструирования – в табл. 2. Поскольку рабочей средой в цикле Аллама служит смесь углекислого газа и водяных паров, находящаяся под высоким давлением, то теплоотдача в регенераторе существенно ниже, чем в системе регенерации установки, работающей по традиционному циклу Ренкина, и выше, чем в регенераторах газотурбинных установок. Следствием этого являются значительно большие площади поверхности теплообмена и, соответственно, металлоемкость регенеративной системы кислородно-топливной энергоустановки по сравнению с паротурбинными энергоблоками. Поэтому для обеспечения высокой экономической эффективности энергоустановок, работающих по циклу Аллама, необходимо использовать нестандартные технические решения при создании регенераторов, в особенности те, которые способствуют уменьшению массы и габаритов теплообменников.

Одним из таких решений является переход к компактному, по сравнению с традиционными, микроканальным пластинчатым теплообменным аппаратам типа PCHE (Printed Circuit Heat Exchanger), у которых размер канала может составлять 1 мм, компактность достигать $1300\text{ м}^2/\text{м}^3$ (у кожухотрубных до $250\text{ м}^2/\text{м}^3$), а максимальный уровень рабочих давлений превышает 30 МПа [36]. Для изготовления подобных теплообменни-

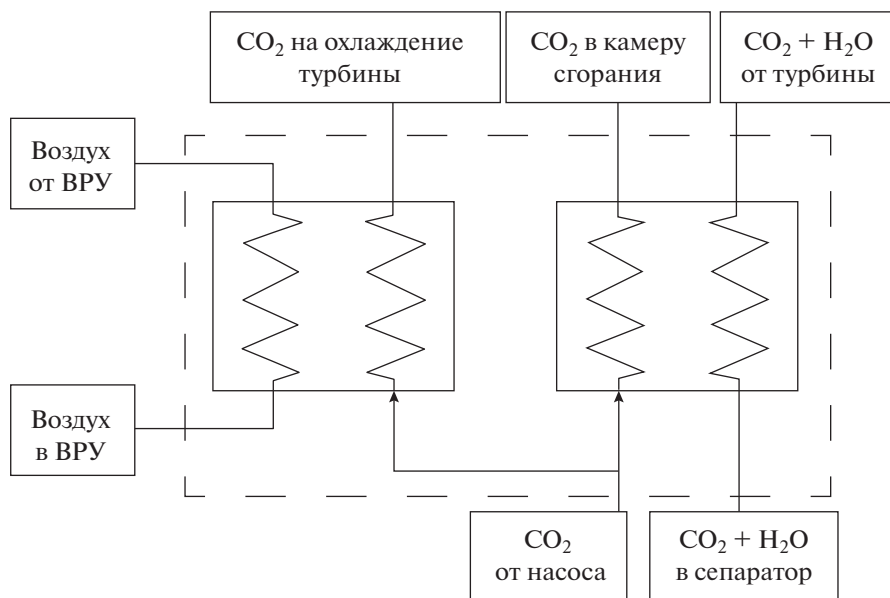


Рис. 13. Схема потоков в системе регенерации цикла Аллама

ков, в отличие от традиционных кожухотрубных или пластинчатых, используются специальные технологии: импульсная электрохимическая размерная обработка, фотохимическое травление, диффузионная сварка методом горячего изостатического прессования и т.д. Теплообменники такого типа применяются и на экспериментальном энергоблоке, работающем по циклу Аллама [10].

Чаще всего на поверхностях теплообмена в РСНЕ-теплообменниках имеется множество каналов с полукруглым поперечным сечением и зигзагообразным ходом по фронту течения (рис. 14, а). Однако в последнее время в некоторых работах рассматривались альтернативные варианты конфигурации поверхностей нагрева: щелевые каналы образуются при плотном размещении различных турбулизаторов потока (рис. 14, б), в качестве которых могут использоваться ребра, штырьки и углубления различной формы. Турбулизаторы выбранной формы, как и полукруглые каналы, вытравливаются в металлических пластинах перед их сваркой.

Разработку конструкции многопоточного регенератора осуществляли следующим образом:

- с помощью методов пространственного моделирования выбирали высокоэффективную поверхность нагрева;

- проводили одномерные расчеты многопоточного регенератора в целях определения его габаритных размеров;

- создавали трехмерную модель и эскизы регенератора.

В настоящей работе рассматривались поверхности теплообмена нескольких конфигураций для пластинчатого регенератора, применяемого в цикле Аллама. Использовались турбулизаторы потока цилиндрические (рис. 15, а), имеющие аэродинамический профиль в форме плавника (рис. 15, б), а также обеих конфигураций с ребрами (рис. 15, в, г).

При оценке тепловых и газодинамических характеристик течения в каналах с интенсификаторами основными критериями служили число

Таблица 2. Рабочие параметры системы регенерации

Вид потока	Химический состав рабочей среды	Температура на входе/выходе теплообменника, °С	Давление на входе в теплообменник, МПа	Расход рабочей среды, кг/с
Теплоноситель ВРУ	Воздух	241.4/148.9	0.6	175.7
Хладагент	CO ₂ + H ₂ O	67.0/200.0	31.5	68.8
Поток в камеру сгорания	CO ₂ + H ₂ O	67.0/639.4	31.2	657.5
Поток в сепаратор	CO ₂ + H ₂ O	674.9/72.0	3.0	772.5

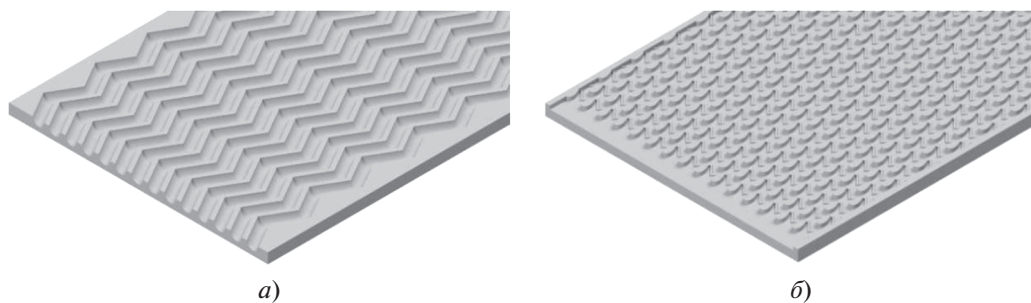


Рис. 14. Варианты компоновки каналов пластинчатых теплообменников: с каналами полукруглого сечения (а) и шелевыми каналами с полем интенсификаторов (б)

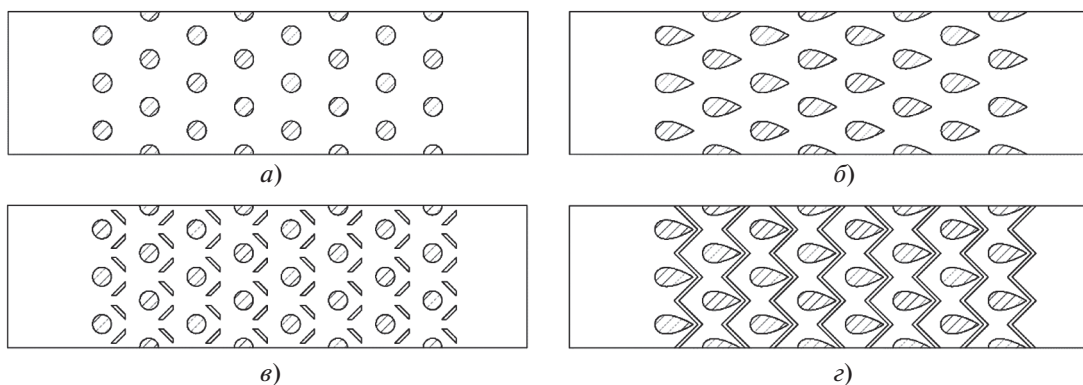


Рис. 15. Турбулизаторы потока для пластинчатого регенератора, применяемого в цикле Аллама. а – цилиндрические; б – плавниковые; в – цилиндрические с ребрами; г – плавниковые с ребрами

Нуссельта Nu и коэффициент гидравлического сопротивления f . Число Нуссельта рассчитывали по формуле

$$Nu = \frac{\alpha d}{\lambda},$$

где α – коэффициент теплоотдачи в канале, Вт/(м² · К); λ – коэффициент теплопроводности, в данном случае CO₂, Вт/(м · К); d – характерный размер канала, м.

Коэффициент гидравлического сопротивления определяли по следующему выражению:

$$f = \frac{l \Delta p}{d \rho w},$$

где l – длина участка канала, м; Δp – потери давления на этом участке, Па; ρ – плотность CO₂, кг/м³; w – скорость течения среды в канале, м/с.

Для установления зависимостей Nu и f от числа Рейнольдса проводили многосерийные расчеты с изменением расхода среды в канале.

Для определения характерного размера канала переменного сечения и сложной формы (эквивалентного диаметра) использовали формулу, осно-

ванную на соотношении площади и объема сегмента [37]:

$$d = \frac{4V}{S},$$

где V – объем симметричного сегмента в канале, м³; S – смоченная площадь сегмента, м².

Эквивалентный диаметр d изменялся в пределах от 2.5 до 2.8 мм для интенсификаторов разного типа. Численные исследования были проведены для чисел Рейнольдса $Re = 20000$ – 100000 и скоростей потока $w = 5.2$ – 28.5 м/с. В результате анализа полученных данных было выявлено, что установка ребер в теневой зоне за турбулизаторами позволяет повысить удельные тепловые потоки, при этом, однако, возрастает и гидравлическое сопротивление каналов. Так, в каналах с цилиндрическими интенсификаторами и ребрами оно в среднем в 2.08 раза выше, чем в канале без ребер, а в каналах с плавниковыми – в 2.21 раза (рис. 16, а). Число Нуссельта увеличивается на 33 и 36% при использовании цилиндрических и плавниковых интенсификаторов соответственно (рис. 16, б).

Для сравнения каналов с различными турбулизаторами применялся параметр теплогидравличе-

ской эффективности η , характеризующий отношение чисел Нуссельта и коэффициента гидравлического сопротивления нового канала к базовому (базовый вариант обозначен индексом “0”) [38]:

$$\eta = \frac{Nu/Nu_0}{(f/f_0)^{1/3}}$$

Наибольшей теплогидравлической эффективностью среди всех рассмотренных каналов при числах Рейнольдса до 78000 обладают каналы, снабженные турбулизаторами с ребрами, а при больших значениях Re – каналы с турбулизаторами без ребер (рис. 16, в). Поскольку потери давления в теплообменном оборудовании зависят от скорости течения рабочей среды в квадрате и влияют на энергоэффективность цикла, обеспечение больших чисел Рейнольдса в каналах нецелесообразно (согласно предварительным оценкам, числа Рейнольдса для рассматриваемых каналов не должны превышать 50000). Поэтому для многопоточного регенератора, используемого в цикле Аллама, был выбран вариант поверхности нагрева с интенсификаторами плавникового типа с ребрами (см. рис. 15, з).

На следующем этапе осуществлялась конструктивная разработка двухпоточных теплообменников, являющихся частью регенеративной системы установки, работающей по циклу Аллама. Каждый теплообменный аппарат состоит из пакета пластин, в котором поочередно установлены пластины с прямым ходом течения рабочей среды и пластины с поворотом потока (рис. 17). Это сделано с целью создать независимые системы коллекторов для горячего и холодного потоков. Аппараты высокотемпературной секции включают в себя пакет из 2373 пластин толщиной 0.5 мм, шириной 0.6 м и длиной 4.2 м, образующих для теплоносителя 790 каналов.

Температура углекислотно-паровой рабочей среды на выходе из турбины может достигать 700°C, а в уходящих газах может содержаться до 7% (в молярной концентрации) водяных паров, в связи с чем к материалам для изготовления регенеративной системы предъявляются особые требования. Никелевые сплавы с большим содержанием хрома, такие как ХН32Т, ХН65МВ, ХН56МВКЮ, обладают хорошей стойкостью к высокотемпературной коррозии, однако их стоимость довольно высока и это скажется на экономических параметрах энергоустановки.

Разбиение регенеративной системы на высоко-, средне- и низкотемпературную секции (рис. 18) позволяет применять различные материалы в зависимости от рабочей температуры среды. В высокотемпературной секции используются материалы с повышенной стойкостью к коррозии, в среднетемпературной – нержавеющие легированные стали (такие как 14Х17Н2, 06ХН28МДТ,

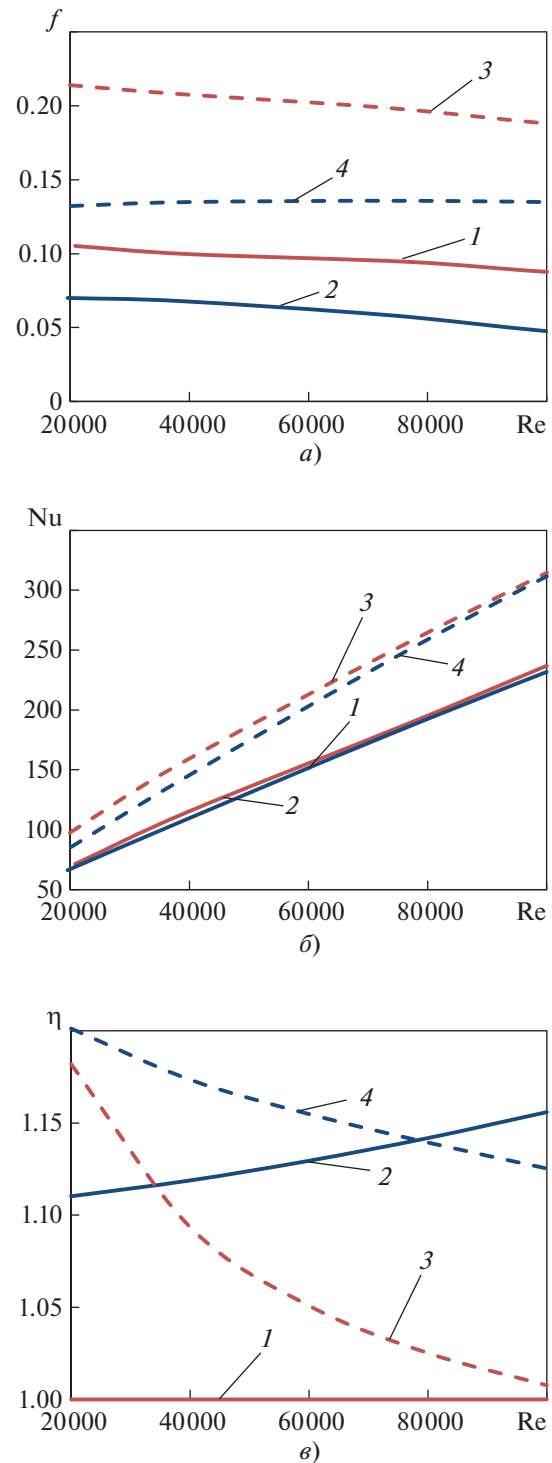


Рис. 16. Теплогидравлические характеристики каналов пластинчатого регенератора с различными интенсификаторами теплообмена: коэффициент гидравлических потерь (а), число Нуссельта (б), коэффициент теплогидравлической эффективности (в). Интенсификаторы: 1 – круглые; 2 – плавниковые; 3 – круглые с ребрами; 4 – плавниковые с ребрами

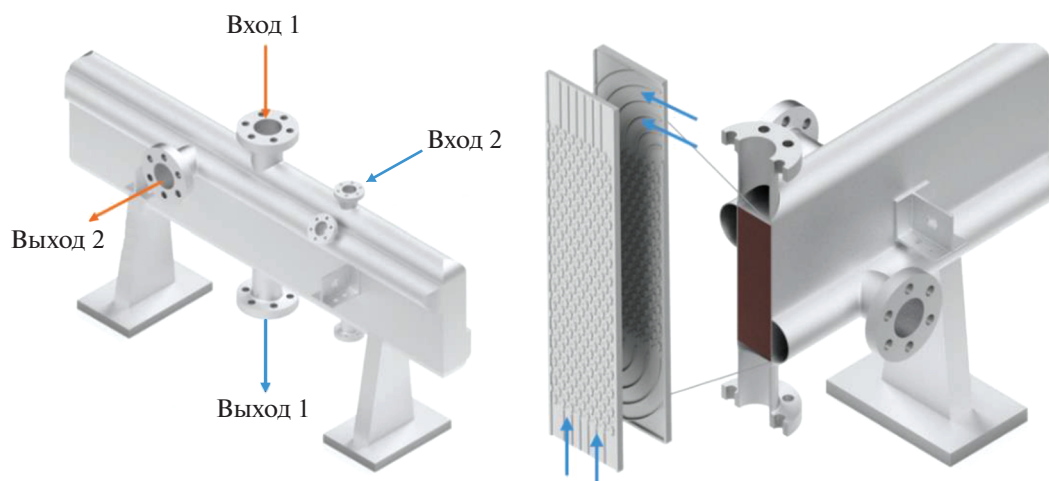


Рис. 17. Компонка пластин в секции пластинчатого теплообменника

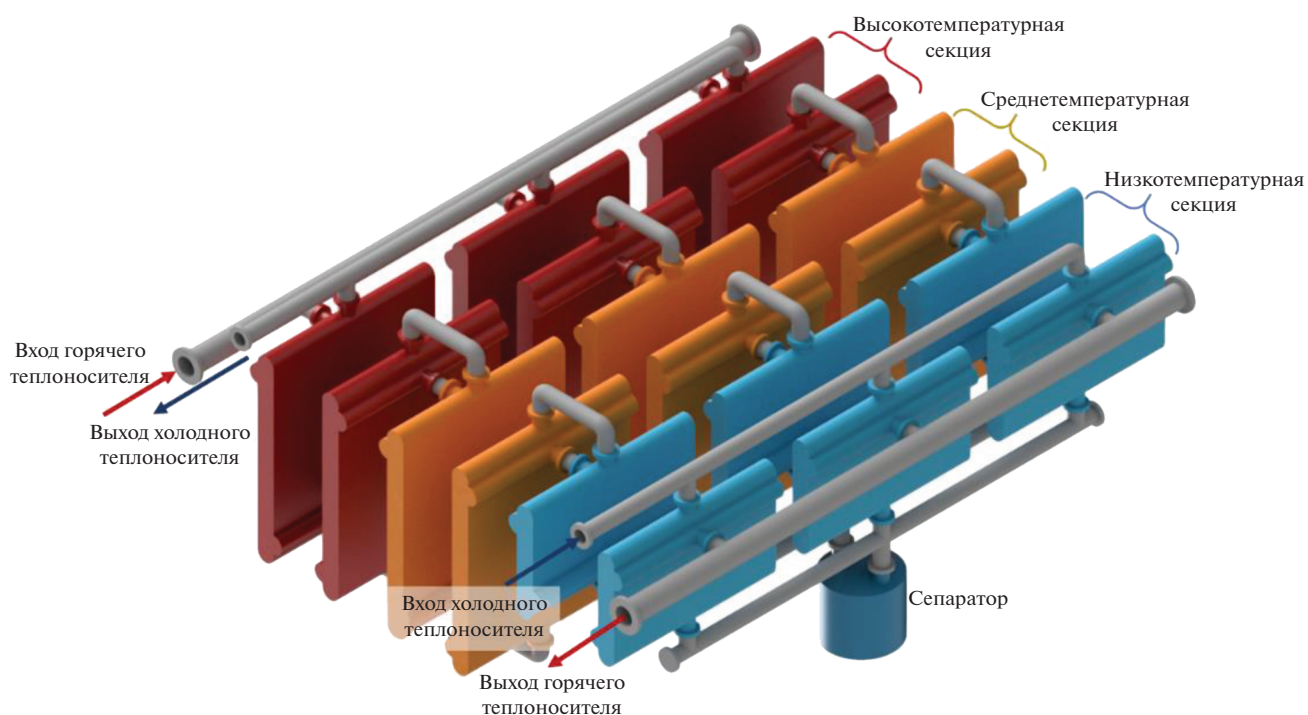


Рис. 18. Компонка регенеративной системы цикла Аллама

08X18Н10), в низкотемпературной – коррозионно-стойкие никелевые сплавы (при низких температурах рабочей среды в регенеративной системе начинается конденсация водяных паров).

Итоговый вариант компоновки многопоточного регенератора показан на рис. 18. Каждая секция регенератора состоит из трех параллельно и двух последовательно установленных пластинчатых теплообменников, при этом между первым и вторым рядами низкотемпературной секции уста-

навливается сепаратор для отвода сконденсировавшейся влаги. Суммарная площадь поверхности теплообмена регенеративной системы, применяемой в цикле Аллама, составляет 96 350 м². Площадь же теплообменных аппаратов регенеративной системы паротурбинного энергоблока мощностью 300 МВт равна всего 6862 м². При этом для изготовления подогревателей низкого и высокого давления не требуются жаропрочные сплавы.

ВЫВОДЫ

1. Создание ТЭС, работающих в полузакрытых термодинамических циклах с кислородным сжиганием топлива, позволит производить электроэнергию без нанесения вреда окружающей среде. Их основными преимуществами по сравнению с традиционными ТЭС являются высокая энергоэффективность, компактность и отсутствие выбросов токсичных веществ и парниковых газов в атмосферу.

2. Предложена конструкция кислородно-топливной камеры сгорания с углекислотным разбавлением и диффузионным режимом горения. Компоновка секций щелевой системы охлаждения обеспечивает допустимый уровень температур металла жаровой трубы.

3. Система охлаждения наиболее теплонапряженных сопловых лопаток первой ступени углекислотной турбины мощностью 350 МВт состоит из цилиндрических каналов варьированного диаметра, расположенных с различным шагом вдоль профиля пера и выдувом хладагента из выходной кромки, что позволяет поддерживать максимальную температуру и перепад температур в допустимых пределах.

4. Представлены разработанная конструкция и компоновка регенеративной системы установки, работающей по циклу Аллама, поверхности теплообмена которой выполнены с интенсификаторами теплообмена: штырьками плавникового вида и ребрами, что позволяет достичь наибольшей теплогидравлической эффективности каналов. Разбиение регенеративной системы на высоко-, средне- и низкотемпературную секции дает возможность использовать различные конструкционные материалы в зависимости от уровня рабочих температур, а также сепарировать влагу в области низких температур. Суммарная площадь поверхности теплообмена регенеративной системы составила 96350 м².

5. Задачами дальнейших исследований являются более точная проработка отдельных узлов конструкций оборудования, изучение и выбор технологий для производства основного оборудования турбоустановки, работающей по циклу Аллама, а также испытание элементов оборудования в натуральных условиях.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Law** dome ice core 2000-year CO₂, CH₄, N₂O and d13C-CO₂ / R. Mauro, E. David, T. David, A. Colin, F. Roger, L. Ray, S. Paul, T. Cathy, S. Darren, C. Mark, Van O. Tas, S. Andrew. Australia, CSIRO. 2019. V. 1. Data Collection.
<https://doi.org/10.25919/5bfe29ff807fb>

2. **Global** environmental outlook GEO 5: Environment for the future we want. Valletta, Malta: United Nations Environment Program, 2012.

3. **Edenhofer O.** Climate change 2014: mitigation of climate change. Cambridge University Press, 2015. V. 3.

4. **Chapter C.C.** Environmental outlook to 2050. Netherlands: Organisation for Economic Co-operation and Development (OECD), 2011.

5. **Drivers** of the US CO₂ emissions 1997–2013 / K. Feng, S.J. Davis, L. Sun, K. Hubacek // Nat. Commun. 2015. V. 6. P. 7714.
<https://doi.org/10.1038/ncomms8714>

6. **Kheirnik M., Ahmed S., Rahmanian N.** Comparative techno-economic analysis of carbon capture processes: pre-combustion, post-combustion, and oxy-fuel combustion operations // Sustainability. 2021. V. 13. No. 24. P. 13567. <https://doi.org/10.3390/su132413567>

7. **Kearns D., Liu H., Consoli C.** Technology readiness and costs of CCS / Global CCS Institute // Sustainability. 2021. V. 13. No. 24. P. 13567.
<https://doi.org/10.3390/su132413567>

8. **An assessment** of CCS costs, barriers and potential / S. Budinis, S. Krevor, N.M. Dowell, N. Brandon, A. Hawkes // Energy Strategy Rev. 2018. V. 22. P. 61–81. <https://doi.org/10.1016/j.esr.2018.08.003>

9. **Process** simulation of a dual-stage Selexol process for 95% carbon capture efficiency at an integrated gasification combined cycle power plant / Z. Kapetaki, P. Brandani, S. Brandani, H. Ahn // Int. J. Greenhouse Gas Control. 2015. V. 39. P. 17–26.
<https://doi.org/10.1016/j.ijggc.2015.04.015>

10. **Demonstration** of the Allam cycle: An update on the development status of a high efficiency supercritical carbon dioxide power process employing full carbon capture / R. Allam, S. Martin, B. Forrest, J. Fetvedt, X. Lu, D. Freed, G.W. Brown, Jr., T. Sasaki, M. Itoh, J. Manning // Energy Procedia. 2017. V. 114. P. 5948–5966.
<https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.03.1731>

11. **Research** and development of the oxy-fuel combustion power cycles with CO₂ recirculation / A. Rogalev, N. Rogalev, V. Kindra, I. Komarov, O. Zlyvko // Energies. 2021. V. 14. No. 10. P. 2927.
<https://doi.org/10.3390/en14102927>

12. **Концептуальная** схема парогазовой установки с полным улавливанием диоксида углерода из продуктов сгорания / А.С. Косой, Ю.А. Зейгарник, О.С. Попель, М.В. Синкевич, С.П. Филиппов, В.Я. Штеренберг // Теплоэнергетика. 2018. № 9. P. 23–32.
<https://doi.org/10.1134/S0040363618090047>

13. **A technical** evaluation, performance analysis and risk assessment of multiple novel oxy-turbine power cycles with complete CO₂ capture / F.C. Barba, G.M.-D. Sánchez, B.S. Seguí, H.G. Darabkhani, E.J. Anthony // J. Cleaner Prod. 2016. V. 133. P. 971–985.
<https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2016.05.189>

14. **Mathieu Ph., Nihart R.** Sensitivity analysis of the MATIANT cycle // Energy Convers. Manage. 1999. V. 40. No. 15–16. P. 1687–1700.
[https://doi.org/10.1016/S0196-8904\(99\)00062-X](https://doi.org/10.1016/S0196-8904(99)00062-X)

15. **Mathieu P., Nihart R.** Zero-emission MATIANT cycle // *J. Eng. Gas Turbines Power*. 1999. V. 121. No. 1. P. 116–120. <https://doi.org/10.1115/1.2816297>
16. **New concept of CO₂ removal technologies in power generation, combined with fossil fuel recovery and long term CO₂ sequestration** / Ph. Mathieu, R. Dubuisson, S. Houyou, R. Nihart // *ASME Turbo Expo: Power Land, Sea, and Air. Cycle Innovations*. Munich, Germany, 8–11 May 2000. V. 2. Paper No. 2000-GT-0160, V002T04A011. <https://doi.org/10.1115/2000-GT-0160>
17. **US Patent No. US8596075B2.** System and method for high efficiency power generation using a carbon dioxide circulating working fluid / R.J. Allam, M. Palmer, G.W. Brown, Jr. 2013.
18. **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, Jr., J. Fetvedt, D. Freed, H. Nomoto, M. Itoh, N. Okita, Ch. Jones, Jr. // *Energy Procedia*. 2013. V. 37. P. 1135–1149. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2013.05.211>
19. **Thermodynamic and economic investigation of an improved Graz cycle power plant for CO₂ capture** / W. Sanz, H. Jericha, M. Moser, F. Heitmeir // *J. Eng. Gas Turbines Power*. 2005. V. 127. No. 4. P. 765–772. <https://doi.org/10.1115/1.1850944>
20. **A further step towards a Graz cycle power plant for CO₂ capture** / W. Sanz, H. Jericha, F. Luckel, E. Göttlich, F. Heitmeir // *ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air. Cycle Innovations*. Reno, Nevada, USA, 6–9 June 2005. V. 5. Paper No. GT2005-68456. P. 181–190. <https://doi.org/10.1115/GT2005-68456>
21. **Adams T., MacDowell N.** Off-design point modelling of a 420 MW CCGT power plant integrated with an amine-based post-combustion CO₂ capture and compression process // *Appl. Energy*. 2016. V. 178. P. 681–702. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.06.087>
22. **Meyer H.** Hollow fiber membrane contactors for CCS on natural gas power systems / *United States Energy Association*. Washington, DC, 2014.
23. **Scaccabarozzi R., Gatti M., Martelli E.** Thermodynamic analysis and numerical optimization of the NET power oxy-combustion cycle // *Appl. Energy*. 2016. V. 178. P. 505–526. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.06.060>
24. **An initial assessment of the value of Allam cycle power plants with liquid oxygen storage in future GB electricity system** / Ch. Mitchell, V. Avagyan, H. Chalmers, M. Lucquiaud // *Int. J. Greenhouse Gas Control*. 2019. V. 87. P. 1–18. <https://doi.org/10.1016/j.ijggc.2019.04.020>
25. **Полежаев Ю.В., Мостинский И.Л.** Нормальная скорость распространения пламени и анализ влияния на нее параметров системы // *ТВТ*. 2005. Т. 43. № 6. С. 933–942.
26. **Орлов М.Ю., Лукачев С.В., Матвеев С.Г.** Моделирование процессов в камере сгорания. Самара: Изд-во Самар. ун-та, 2017.
27. **Михайлов А.И., Горбунов Г.М., Борисов В.В.** Рабочий процесс и расчет камер сгорания газотурбинных двигателей. М.: Оборонгиз, 1959.
28. **Харитонов В.Ф.** Проектирование камер сгорания. Уфа: УГАТУ, 2008.
29. **Principal design of methane-oxygen combustion chamber with supercritical CO₂** / I. Komarov, D. Kharlamova, A. Vejera, B. Makhmutov // *ARPN J. Eng. Appl. Sci*. 2021. V. 16. No. 6. P. 673–678.
30. **High-temperature combustion reaction model of H₂/CO/C₁-C₄ compounds** / H. Wang, X.Q. You, A.V. Joshi, S.G. Davis, A. Laskin, F.N. Egolfopoulos, C.K. Law. University of Southern California, 2007. Mech. Version II.
31. **CHEMKIN release 4.1.1** / R.J. Kee, F.M. Rupley, J.A. Miller, M.E. Coltrin, J.F. Grcar, E. Meeks, H.K. Moffat, A.E. Lutz, G. Dixon-Lewis, M.D. Smooke, J. Warnatz, G.H. Evans, R.S. Larson, R.E. Mitchell, L.R. Petzold et al. San Diego, CA, USA: Reaction Design, Inc., 2007.
32. **Кудрявцев В.А.** Расчет элементов системы охлаждения камеры сгорания на основе решения сопряженной задачи гидродинамики и тепломассообмена // Тезисы докл. на Междунар. науч. конф. “Двигатели XXI века.” М.: ЦИАМ, 2000. Т. 1. С. 165–166.
33. **Паровые и газовые турбины для электростанций:** учеб. для вузов / А.Г. Костюк, В.В. Фролов, А.Е. Булкин, А.Д. Трухний. М.: Издательский дом МЭИ, 2016.
34. **Liu Y., Hendrick P., Zou Z., Buyschaert F.** A reliable update of the Ainley and Mathieson profile and secondary correlations // *Int. J. Turbomach. Propul. Power*. 2022. V. 7. No. 2. P. 14. <https://doi.org/10.3390/ijtp7020014>
35. **Development and research of the topology of cooling baffles for blades of the axial carbon dioxide turbines** / I.I. Komarov, A.N. Vejera, P.A. Bryzgunov, B.A. Makhmutov, A.O. Smirnov // *Eurasian Phys. Techn. J.* 2022. V. 19. No. 2(40). P. 48–57. <https://doi.org/10.31489/2022No2/48-57>
36. **Kindra V., Komarov I., Osipov S., Zlyvko O.** Feasibility study of the CO₂ regenerator parameters for oxy-fuel combustion power cycle // *Inventions*. 2022. V. 7. No. 3. P. 66. <https://doi.org/10.3390/inventions7030066>
37. **Comprehensive performance comparison of airfoil fin PCHes with NACA 00XX series airfoil** / F. Chen, L. Zhang, X. Huai, J. Li, H. Zhang, Z. Liu // *Nucl. Eng. Des.* 2017. V. 315. P. 42–50. <https://doi.org/10.1016/j.nucengdes.2017.02.014>
38. **Heat transfer enhancement in a dimpled narrow channel during the transformation of separated turbulent flow with increasing slope angle of a solitary conical dimple** / S.A. Isaev, D.V. Nikushchenko, I.A. Popov, A.G. Sudakov, N.V. Tryaskin, L.P. Yunakov // *High Temp*. 2022. V. 60. No. 2. P. 208–214. <https://doi.org/10.1134/s0018151x22020195>

Development and Investigation of the Advanced Oxy-Fuel Power Plants Equipment Preliminary Design

V. O. Kindra^{a, *}, I. I. Komarov^a, D. M. Kharlamova^a, V. Yu. Naumov^a, and I. A. Maksimov^a

^a National Research University Moscow Power Engineering Institute, Moscow, Russia

*e-mail: kindra.vladimir@yandex.ru

Abstract—Reducing emissions of harmful substances in the production of electricity at thermal power plants is an intensive task, which can be solved by switching to semiclosed cycles with oxygen combination of fuel and carbon dioxide working fluid. The main advantage of the promising technology, which is the absence of the danger of the formation of toxic substances and the ease of separation of excess carbon dioxide, is provided by burning hydrocarbons in high purity oxygen. This paper presents the results of developing the new power equipment preliminary design: an oxy-fuel combustion chamber, a cooled carbon dioxide turbine, and a high-temperature regenerator. The results of mathematical simulation of physical processes that occurred in the main power equipment are presented.

Keywords: energy efficiency, carbon dioxide, thermodynamic cycle, high-temperature equipment, carbon dioxide turbine, combination chamber