

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«УЛЬЯНОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

РАЗВИТИЕ МЕТОДОВ ПРИКЛАДНОЙ МАТЕМАТИКИ ДЛЯ РЕШЕНИЯ МЕЖДИСЦИПЛИНАРНЫХ ПРОБЛЕМ ЭНЕРГЕТИКИ

II Всероссийская научно-техническая конференция
с международным участием
(г. Ульяновск, 5–7 октября 2022 г.)

Сборник трудов конференции

Ульяновск
УлГТУ
2022

УДК 51:620.9(082)
ББК 22.1я43+31я43
Р 17

Главный редактор – Замалеев М.М.
Члены редколлегии – Пазушкина О.В., Орлов М.Е.

Р 17 **Развитие методов прикладной математики для решения междисциплинарных проблем энергетики: II Всероссийская научно-техническая конференция с международным участием (г. Ульяновск, 5–7 октября 2022) : сборник трудов конференции [Электронный ресурс] – Электрон. текст. данные. – Ульяновск : УлГТУ, 2022. – 152 с.**

В сборнике опубликованы доклады участников II Всероссийской научно-технической конференции с международным участием «Развитие методов прикладной математики для решения междисциплинарных проблем энергетики». Материалы сборника предназначены для специалистов в области энергетики.

Мероприятие проведено при финансовой поддержке Министерства науки и высшего образования Российской Федерации в рамках Соглашения № 075-15-2021-584 для государственной поддержки научных исследований, проводимых под руководством ведущего ученого, профессора Симоса Теодора Елиаса.

Статьи печатаются в авторской редакции. За ошибки и опечатки авторов издательство ответственности не несёт.

УДК 51:620.9(082)
ББК 22.1я43+31я43

© Колл. авторов, 2022.
© Оформление. УлГТУ, 2022.

ПРОГРАММНЫЙ КОМИТЕТ КОНФЕРЕНЦИИ

Председатель:

Ярушкина Надежда Глебовна – ректор УлГТУ, д.т.н., профессор.

Сопредседатель:

Симос Теодор Елиас – профессор Университета Фракии им. Демокрита, Греция; главный редактор журнала «Applied Mathematics and Computation».

Ледуховский Григорий Васильевич – ректор Ивановского государственного энергетического университета имени В.И. Ленина, д.т.н.

Ковальногов Владислав Николаевич – ведущий научный сотрудник, руководитель Лаборатории междисциплинарных проблем энергетики ДНИИ УлГТУ, д.т.н., профессор.

Шеремет Михаил Александрович - заведующий научно-исследовательской лабораторией моделирования процессов конвективного теплопереноса, заведующий кафедрой теоретической механики ФГАОУ «Национальный исследовательский Томский государственный университет», д. физ.-мат. н.

Члены программного комитета:

Черепан Александр Яковлевич – министр жилищно-коммунального хозяйства и строительства Ульяновской области.

Замалеев Мансур Масхутович – старший научный сотрудник Лаборатории междисциплинарных проблем энергетики ДНИИ УлГТУ, к.т.н., доцент.

Федоров Руслан Владимирович – старший научный сотрудник Лаборатории междисциплинарных проблем энергетики ДНИИ УлГТУ, к.т.н., доцент.

Дуников Дмитрий Олегович – старший научный сотрудник Лаборатории водородных энергетических технологий Объединенного института высоких температур РАН, к.т.н.

Седнин Алексей Владимирович – заведующий НИИЦ АСУ ТЭП Белорусского национального технического университета, к.т.н.

Феткуллов Марат Рифатович – директор филиала «Ульяновский» ПАО «Т Плюс», заведующий базовой кафедрой «Теплоснабжение и теплоэнергетика» УлГТУ, к.т.н.

Носков Сергей Леонидович – генеральный директор ОГКП «Корпорация развития коммунального комплекса Ульяновской области».

Фадеев Александр Николаевич - заместитель генерального директора ООО «Газпром газораспределение Ульяновск».

Урусов Дмитрий Юрьевич – заместитель директора по сооружениям и проектам развития УМУП «Ульяновскводоканал».

**II Всероссийская научно-техническая конференция
с международным участием**

**«РАЗВИТИЕ МЕТОДОВ ПРИКЛАДНОЙ МАТЕМАТИКИ ДЛЯ РЕШЕНИЯ
МЕЖДИСЦИПЛИНАРНЫХ ПРОБЛЕМ ЭНЕРГЕТИКИ»**

Проводимая в УлГТУ II Всероссийская научно-техническая конференция по развитию методов прикладной математики для решения междисциплинарных проблем энергетики привлекла широкий круг исследователей. В 2022 году участниками конференции стали специалисты из России, Греции и Белоруссии.

На конференции представлены ведущие научные школы в области энергетики и энергосбережения, сформировавшиеся в Объединенном институте высоких температур РАН, Всероссийском дважды ордена Трудового Красного Знамени научно-исследовательском институте, Белорусском национальном техническом университете, Томском государственном университете, Ивановском государственном энергетическом университете, Саратовском, Новосибирском, Самарском, Ульяновском государственных технических университетах.

Авторами докладов являются десятки докторов и кандидатов наук, а также старшие научные сотрудники.

В конференции традиционно участвуют специалисты-практики энергетических предприятий. В 2022 году проведен круглый стол компании «Т Плюс».

Оргкомитет конференции благодарит Министерство науки и высшего образования Российской Федерации за финансовую поддержку в рамках Соглашения № 075-15-2021-584 для государственной поддержки научных исследований, проводимых под руководством ведущего ученого, профессора Симоса Теодора Елиаса.

СЕКЦИЯ 1. Математическое моделирование и цифровые двойники в области энергетики и переработки коммунальных и производственных отходов

Математическое моделирование рабочих процессов газотурбинных двигателей и установок

М.И. Корнилова^{а)}, В.Н. Ковальногов^{б)}

*Ульяновский государственный технический университет,
Российская Федерация, 432027, г. Ульяновск, ул. Северный Венец, д. 32*

^{а)} masha.kornilova.1995@mail.ru,

^{б)} kvn@ulstu.ru

Аннотация. Рассматриваются параметры и элементы газотурбинных двигателей. Рассмотрены основные рабочие процессы, происходящие в газотурбинных установках (ГТУ) и подходы для моделирования турбулентного течения газа, турбулентного горения газообразного топлива, процессов образования NOx и сложного теплообмена

Параметры и элементы газотурбинных установок

В настоящее время расчет тепловых схем и элементов ГТУ производится методами математического моделирования и компьютерной техники. Значительное внимание уделяется созданию перспективных газотурбинных двигателей с прогрессивными технологиями сжигания топлив в камерах сгорания и улучшения экологических характеристик работы.

В энергетике реализован ряд тепловых схем ГТУ, имеющих свои особенности и различия в технологическом процессе: ГТУ с замкнутым и разомкнутым циклом, ГТУ с регенерацией, ГТУ с промежуточным охлаждением и промежуточным перегревом газов, ГТУ с силовой турбиной [1].

Основные производители отечественных ГТУ: ОАО Ленинградский металлический завод, АО «Уральский турбомоторный завод», ОАО «Невский завод» и др.

Основные производители зарубежных ГТУ: General Electric (США), Siemens (Германия), Alstom (Великобритания), Westinghouse (США).

Основные элементы ГТУ включает следующие части: газовая турбина, электрический генератор, компрессор, система управления, вспомогательные устройства (пусковое устройство, теплообменный аппарат или котел-утилизатор для подогрева сетевой воды для промышленного снабжения).

Каждый элемент проектируется по собственным методикам. Для получения достоверной картины распределения параметров по газодинамическому тракту прибегают к методам CFD-моделирования.

Основные характеристики термодинамического цикла ГТУ: степень повышения давления воздуха в компрессоре, степень повышения температуры, термический КПД, внутренний КПД, удельный расход газа, удельная выходная мощность [2]. Данные характеристики обычно приведены в справочной информации фирм-изготовителей установок.

В качестве основного топлива применяется природный газ, резервным является жидкое топливо (дизельное или газотурбинное).

При моделировании рабочего процесса в ГТУ должны быть соблюдены следующие закономерности: массовый расход рабочего тела во всех зонах должен быть равным; величина среднемассовой полной энтальпии потока на границах смежных расчетных зон должна сохраняться постоянной; величины давления, температуры и скоростей, а также их распределение на границах расчетных зон должны быть идентичны; частота вращения роторов компрессора и турбины должны совпадать; мощности (крутящие моменты) на роторах моделей компрессора и турбины должны совпадать на всех установившихся режимах.

Основные рабочие процессы, происходящие в ГТУ следующие: турбулентное течение газа, сложный теплообмен, турбулентное горение газообразного топлива, процессы образования NOx.

Моделирование рабочих процессов газотурбинных установок

Для выполнения моделирования рабочих процессов ГТУ необходимо описать все упомянутые выше процессы и взаимодействие между ними.

Система уравнений турбулентного течения газа в дифференциальной форме имеет следующий вид:

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial \tau}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_j u_i) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_i} \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial \tau}(\rho h) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_j h) = -\frac{\partial q_i}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i}(u_i \tau_{ij}) \quad (3)$$

$$\rho = \frac{p}{RT} \quad (4)$$

здесь u_i – компоненты вектора скорости в направлении x_i , м/с; p – статическое давление потока, Па; h – энтальпия, Дж/кг; τ_{ij} – тензор вязкий напряжений; q_i – перенос теплоты за счет теплопроводности, Вт/м²; ρ – плотность среды, кг/м³; R – газовая постоянная, Дж/(кг*К); T – термодинамическая температура, К.

Тензор напряжений вычисляется через градиенты скорости, теплообмен за счет теплопроводности определяется через закон Фурье.

Турбулентные течения характеризуются широким спектром масштабов времени и длины: интегральный масштаб (масштаб крупных вихрей), микромасштаб (диссипативный масштаб), масштаб диссипирующих вихрей (масштаб Колмогорова). Для расчета которых применяют один из методов: прямое численное моделирование (Direct Numerical Simulation), моделирование больших вихрей (Large Eddy Simulation), Метод осреднения по Рейнольдсу или Фавру [3].

При осреднении по времени в уравнениях, как известно, возникают новые члены, которые можно интерпретировать как градиенты "кажущихся" (добавочных) напряжений и тепловых потоков, связанных с турбулентным движением. Эти новые величины должны быть связаны с характеристиками осредненного течения посредством моделей турбулентности, что приводит к большому количеству существующих гипотез и аппроксимаций.

Наиболее широко применяемой моделью является $k - \varepsilon$ модель турбулентности и ее разновидности [4]:

- Стандартная $k - \varepsilon$ модель;
- $k - \varepsilon$ модель ренормализованной группы;
- Стандартная $k - w$ модель;
- $k - w$ SST модель - «смесь» $k - \varepsilon$ и $k - w$ моделей турбулентности.

Моделирование процесса теплообмена основано на моделировании теплообмена в области, заполненной смесью газов и теплообмен в стенке. В первом случае решаются уравнения для величин, характеризующих поток жидкости, таких как давление, скорость, температура, концентрация. Во втором случае решается уравнение энергии для определения температуры:

$$\frac{\partial(\rho c T)}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) \quad (5)$$

здесь λ — теплопроводность материала стенки, Вт/(м*К); c – удельная теплоемкость, Дж/(кг*К).

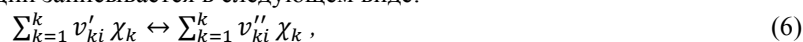
II Всероссийская научно-техническая конференция с международным участием «РАЗВИТИЕ МЕТОДОВ ПРИКЛАДНОЙ МАТЕМАТИКИ ДЛЯ РЕШЕНИЯ МЕЖДИСЦИПЛИНАРНЫХ ПРОБЛЕМ ЭНЕРГЕТИКИ»

Процесс горения в камере сгорания является одним из самых сложных процессов для моделирования, так как является сложной комбинацией процессов химической кинетики, аэродинамики, турбулентности и тепломассопереноса.

В камере сгорания горение турбулентное. Турбулентное пламя как источник тепла увеличивает местные значения температуры, и следовательно, изменяет зависимые параметры течения: плотность, вязкость, коэффициенты диффузии, теплопроводности.

Процесс горения углеводородной смеси обычно описывается с использованием одной или некоторого множества реакций.

В общем случае уравнение реакции записывается в следующем виде:



здесь v'_{ki}, v''_{ki} – стехиометрические коэффициенты прямой и обратной реакции; χ_k – компонент смеси k .

Современные подходы к описанию горения сводятся к исследованию моделей турбулентного течения смеси газов и химической кинетики. Большинство моделей для численного исследования процесса горения можно разделить на два вида: модели, описывающие горение заранее перемешанной смеси; модели, описывающие процесс диффузионного горения [5].

На практике преобладают технологии диффузионного горения топлива. Для описания диффузионного горения применяют модели «быстрых химических реакций», в которых весьма оправданно можно говорить о локальном химическом равновесии, это позволяет рассчитать концентрации компонентов смеси, местных температур и плотностей [6]. Однако для учета неравновесных процессов в зоне горения предположение о быстроте химических реакций неверно.

Широкое использование нашла модель тонкого фронта пламени (Flamelet Model) [7]. Турбулентное пламя представляется как ансамбль локальных одномерных элементов пламени, которые искривлены и растянуты турбулентным полем течения. Процесс горения происходит в тонком слое. В рамках данной модели получают зависимости концентраций компонентов смеси для ламинарного случая, которые затем используют для описания процесса турбулентного горения.

Все модели горения используют глобальные кинетические механизмы, такие как:

- Механизм Kee – для описания окисления метана. Здесь 18 компонентов смеси и 58 обратимых реакций;
- Механизм Smooke – включает в себя 16 компонентов смеси и 46 реакций;
- Механизм GRI-MECH 3.0 состоит из 325 элементарных химических реакций для 153 компонентов, участвующих в них.

Хотя вопросам турбулентного горения посвящено много работ, проведено множество экспериментов и получены эмпирические данные, остается довольно много нерешенных проблем для построения убедительной, теоретически обоснованной теории горения. Решение проблемы во многом осложняется еще и тем, что уравнения Навье-Стокса весьма трудно анализировать. Турбулентное горение остается одной из важнейших нерешенных проблем энергетики на сегодняшний день.

Анализу процесса образования NO_x и построению расчетных моделей посвящено значительное число работ [8, 9]. Математическое моделирование уровня эмиссии в камерах сгорания ГТУ основано на двух принципиально различных процессах образования NO_x при горении: образование NO_x путем окисления атмосферного азота и путем окисления азотосодержащих соединений топлива. При сжигании традиционных газообразных топлив оксиды NO_x образуются, в основном, за счет окисления азота в высокотемпературных областях камер сгорания.

Выделяют два основных механизма: термический (механизм Зельдовича) – непосредственное окисление азота кислородом в высокотемпературных зонах; быстрый – через реакции N_2 с углеводородными радикалами;

В традиционных камерах сгорания с отдельной подачей топлива и воздуха основные химические процессы происходят в областях с околостехиометрическим составом (диффузионный режим горения). При этом большая часть NO_x образуется по термическому механизму.

Для согласованной работы всех узлов ГТУ необходимо учитывать взаимное влияние каждого рассмотренного процесса друг на друга. Обычно в готовом изделии такое согласование выполняется только при испытаниях, потому во избежание возможных дорогостоящих ошибок весьма актуальным

становится вопрос применения компьютерного моделирования и исследования всего комплекса процессов для оптимизации работы ГТУ и оценки ее эффективности.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Рассмотрены параметры и элементы газотурбинных двигателей, основные рабочие процессы, происходящие в ГТУ и подходы к их математическому моделированию, что может быть полезным при проектировании, а также при выполнении анализа экономичности работы ГТУ.

Исследование выполнено за счет гранта Фонда содействия инновациям №18041ГУ/2022.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Цанев С.В., Буров В.Д., Ремезов А.Н. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций: учебное пособие для вузов. – 3-е изд., стереот. – М.: Издательский дом МЭИ, 2009. – 584с.
2. Трухний А.Д. Макаров А.А., Клименко В.В. Основы современной энергетики: учебник для вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Издательство МЭИ, 2003. – 376с. (ч1);
3. Ковальногов Н.Н. Прикладная механика жидкости и газа. – Ульяновск : УлГТУ, 2010. – 209 с.;
4. Белов И.А., Исаев С.А. Моделирование турбулентных течений: Учебное пособие / Балт. гос. техн. ун-т. СПб., 2001. 108 с.;
5. Варнатц Ю., Маас У., Диббл Р. Горение. Физические и химические аспекты, моделирование, эксперименты, образование загрязняющих веществ. Пер. с англ.- М.: ФИЗМАТЛИТ, 2003 – 352 с.;
6. Киселев А.С. Термогидрогазодинамика и теплообмен. Диффузионное турбулентное горение (обзор), 61с.
7. Peters N. (2000) Turbulent combustion. Cambridge University Press. 299 p.
8. Д.В. Волков, С.А. Зайцев, В.Ф. Гольцев. Параметрическое исследование образования оксидов азота при горении однородной метановоздушной смеси. Физика горения и взрыва, 1999, т. 35 № 2., стр. 9-15.Но
9. A. Heyl, H. Bockhorn. Flamelet modeling of NO formation in laminar and turbulent diffusion flames. Chemosphere, 42, 2001, pp. 449-462.

Моделирование гидродинамических и конструктивных параметров системы отвода уходящих газов котлоагрегатов через вытяжную башню градирни с естественной тягой

Ю.Э. Демина^{а)}, А.А. Кудинов^{б)}

Самарский государственный технический университет
Российская Федерация, 443100, г. Самара, ул. Молодогвардейская, д. 244

^{а)} zakharova_yu@bk.ru

^{б)} a.a.kudinov@yandex.ru

Аннотация. Для повышения эффективности работы и экономичности парогазовых и паротурбинных тепловых электрических станций предложено осуществлять отвод уходящих газов котельных установок через вытяжную башню градирни с естественной тягой. Разработана методика расчета гидродинамических и конструктивных параметров системы газоудаления, основанная на принципах расчета воздухопроводов равномерной раздачи. Произведены многовариантные расчеты систем отвода уходящих газов котлоагрегатов через вытяжные башни градирен БГ-2600 и БГ-2300, установленных на Самарской ТЭЦ и на ПГУ-200 Сызранской ТЭЦ. Анализ результатов расчетов газоотводящих каналов показывает, что наиболее оптимальной является конструкция с тремя кольцевыми газовыми коллекторами при скорости газов в коллекторе 20 м/с.

В целях повышения экономичности тепловых электрических станций предлагается отвод уходящих газов котельных установок паротурбинных и парогазовых ТЭС в атмосферу осуществлять через вытяжную башню градирни. Конструктивное исполнение системы удаления уходящих газов энергетических установок может иметь следующие варианты [1-3]: дымовая труба-градирня; трубчатые газораспределители с различными типами выходных отверстий; с кольцевым газораспределителем.

Анализ проведенных ранее исследований показал, что наиболее оптимальной из представленных вариантов является система газоудаления с кольцевым распределителем (рис. 1). Соответственно, возникает необходимость разработки методики расчета гидродинамических и конструктивных параметров систем газоудаления с кольцевым газораспределителем (коллектором).

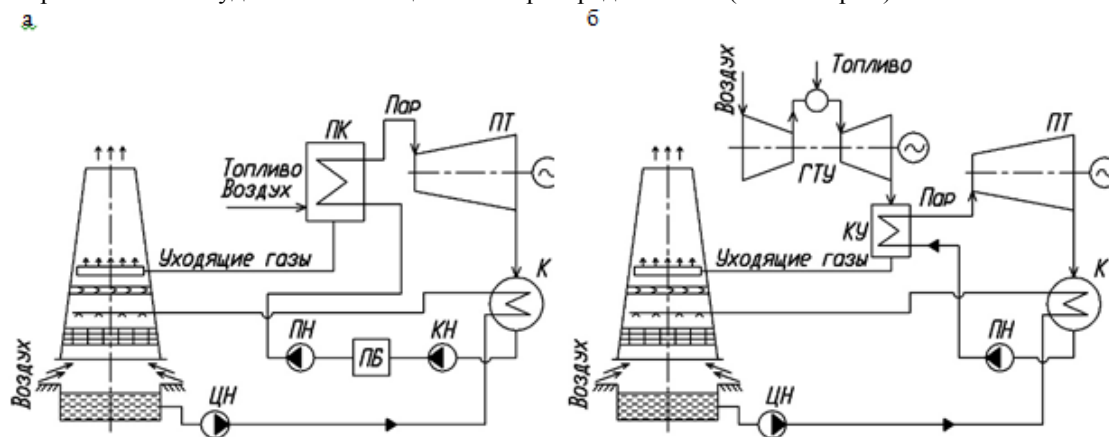


РИСУНОК 1. Принципиальная тепловая схема ТЭС с отводом уходящих газов через вытяжную башню градирни:
а – от энергетического котла; б – от котла-утилизатора ГТУ

В основе разработки методики расчета гидродинамических и конструктивных параметров системы распределения уходящих газов котельных установок ТЭС в вытяжной башне градирни использовались принципы расчета воздухопроводов равномерной раздачи [4, 5]. Математическая постановка задачи описывается частным случаем уравнения Бернулли:

$$\left(\frac{l}{\mu f}\right)^2 \left(\frac{dL_x}{dx}\right)^2 + \left(\frac{L_x}{F_x}\right)^2 = \left(\frac{l}{\mu f}\right)^2 \left(\frac{dL_0}{dx}\right)^2 + \int_0^x \frac{\lambda}{4} \cdot \frac{L_x^2}{F_x^3} dS, \quad (1)$$

где L – расход продуктов сгорания, м³/ч; l – длина газохода, м; μ – коэффициент расхода отверстия; f – площадь единичного отверстия, м²; F – площадь сечения газохода, м²; λ – коэффициент гидравлического трения; S – площадь поверхности газохода, м².

Расчет выполнен для существующих конструкций градирен БГ-2600 Самарской ТЭЦ и БГ-2300 Сызранской ТЭЦ. Для данных градирен произведены расчеты различных вариантов конструкции и размещения системы отвода уходящих продуктов сгорания с кольцевым газораспределителем.

При выполнении расчетов принимались следующие допущения, не оказывающие значительного влияния на конечные результаты: использовались газоходы постоянного сечения со щелями постоянной ширины, при этом не обеспечивалась полная равномерность распределения газов по отверстиям коллектора. При расчете указывается допустимое отклонение расхода или скорости газов от их минимального, максимального и среднего значения.

Исходными данными для расчетов газоходов постоянного сечения с рядом боковых отверстий одинаковой площади являются: расход продуктов сгорания L_r , м³/ч; длина газохода l , м; скорость продуктов сгорания v_n , м/с; коэффициент расхода отверстия μ ; максимально возможное отклонение расхода воздуха в отверстиях от среднего $r_{\max} = 0,05$.

В качестве основных характеристик, определяющих конструктивные особенности кольцевых газораспределителей, используются диаметр газоходов и их количество, а также количество и площадь отверстий [6].

В результате преобразований с принятыми в пределах инженерных расчетов максимальными отклонениями расхода воздуха в отверстиях $r_{\max} = \pm 0,05$ была разработана упрощенная методика расчета газовых кольцевых коллекторов равномерной раздачи, основой которой является безразмерный параметр газохода $\lambda \bar{l}$:

$$\lambda \bar{l} = \frac{\lambda l}{2d}, \quad (2)$$

где d – диаметр газохода, м.

Вычисляется значение комплекса $\frac{2d}{\lambda}$ и сравнивается с длиной газохода. Если $\frac{2d}{\lambda} \geq l$, расчет продолжают и определяют безразмерный параметр отверстия $\mu \bar{f}$ по следующим зависимостям:

$$\mu \bar{f} = \sqrt{\frac{2 \cdot r_{\max}}{0,25 \lambda \bar{l} (n-1)^2 + \frac{0,4(n-1)}{n} - 0,167(4n+1)(n-1)}}, \quad (3)$$

$$\mu \bar{f} = \sqrt{\frac{2 \cdot r_{\max}}{0,167(2n+1)(n+1) - 1 - 0,083 \lambda \bar{l} (n^2 - 1) - 0,2(n-1)}}. \quad (4)$$

Из полученных значений принимается меньшее значение $\mu \bar{f}$.

На следующем этапе расчета задаются количеством отверстий n и проверяют выполнение условия $n \mu \bar{f} \leq 1$. Если условие выполняется, то расчет продолжают дальше. При $n \mu \bar{f} \geq 1$ выполняют корректировку исходных данных. Количеством отверстий задаются несколько раз и выбирают оптимальное значение, ориентируясь на скорость выхода продуктов сгорания из отверстия.

Определив оптимальное значение количества отверстий n , рассчитывают площадь единичного отверстия:

$$f = \frac{\mu \bar{f} F}{\mu}, \quad (5)$$

Здесь μ – коэффициент расхода (для отверстия с острыми выходными кромками $\mu = 0,62$; для конoidalного насадка, выполненного в форме сжатой струи, $\mu = 0,98$).

Заключительным этапом расчета является определение скорости уходящих газов на выходе из отверстия:

$$v_0 = \frac{L}{3600 f_{\text{факт}} n}, \quad (6)$$

На основании выполненных расчетов определяются потери давления для дальнейшего подбора тягодутьевого оборудования.

**II Всероссийская научно-техническая конференция с международным участием
«РАЗВИТИЕ МЕТОДОВ ПРИКЛАДНОЙ МАТЕМАТИКИ ДЛЯ РЕШЕНИЯ
МЕЖДИСЦИПЛИНАРНЫХ ПРОБЛЕМ ЭНЕРГЕТИКИ»**

Гидравлические и конструктивные характеристики систем газораспределения определялись путем проведения многовариантных расчетов на основе технических параметров башенных градирен с естественной тягой: расположение газоходов в центре градирни и у стенок башни; от 1 до 4 концентрически расположенных газораспределителей, имеющих отверстия с острыми кромками и коноидальные насадки. Расчеты выполнялись для допустимых диапазонов скоростей движения продуктов сгорания в коллекторах: 20 м/с, 25 м/с, 30 м/с. Результаты расчетов для наиболее оптимальной скорости 20 м/с представлены в табл. 1 для градирни БГ-2600 Самарской ТЭЦ и в табл. 2 для градирни БГ-2300 Сызранской ТЭЦ. Повышение скорости газов в коллекторе до 25 и 30 м/с обуславливает увеличение потерь давления на 44 и 130 %.

ТАБЛИЦА 1. Результаты расчетов для градирни БГ-2600 Самарской ТЭЦ

Скорость газов в кольцевом коллекторе v_{0p} , м/с	Коэффициент расхода μ	Количество коллекторов	Фактический диаметр коллектора $d_{факт}$, м	Фактическая скорость газов в коллекторе $v_{факт}$, м/с	Количество отверстий n	Расположение коллекторов в центре градирни			Расположение коллекторов у стенок градирни			
						Длина полукольца коллектора, м	Фактическая площадь единичного отверстия $\sigma_{факт}$, м ²	Скорость газов на выходе из отверстий v_0 , м/с	Длина полукольца коллектора, м	Фактическая площадь единичного отверстия $\sigma_{факт}$, м ²	Скорость газов на выходе из отверстий v_0 , м/с	
20	0,98	1	3,5	20,55	6	36,90	0,684	48,15	73,01	0,690	47,73	
		2	2,5	20,14	6	40,04	0,352	46,78	74,58	0,360	45,74	
			2,5	20,14	6	29,05	0,348	47,32	63,59	0,356	46,25	
		3	2	20,98	6	37,68	0,228	48,15	75,36	0,232	47,32	
			2	20,98	6	28,26	0,224	49,01	65,94	0,232	47,32	
			2	20,98	6	18,84	0,224	49,01	56,52	0,228	48,15	
		4	1,8	19,42	6	44,90	0,184	44,75	75,67	0,192	42,88	
			1,8	19,42	6	36,11	0,184	44,75	66,88	0,188	43,79	
			1,8	19,42	6	27,32	0,184	45,75	58,09	0,188	43,79	
			1,8	19,42	6	18,53	0,180	45,74	49,30	0,188	43,79	
		0,62	1	3,5	20,55	10	36,90	0,660	29,94	73,01	0,687	29,40
			2	2,5	20,14	10	40,04	0,340	29,06	74,58	0,348	28,39
	2,5			20,14	10	29,05	0,336	29,40	63,59	0,344	28,72	
	3		2	20,98	10	37,68	0,220	29,94	75,36	0,228	28,89	
			2	20,98	10	28,26	0,216	30,49	65,94	0,224	29,40	
	4		2	20,98	10	18,84	0,216	30,49	56,52	0,224	29,40	
			1,8	19,42	10	44,90	0,180	27,44	75,67	0,188	26,28	
			1,8	19,42	10	36,11	0,180	27,44	66,88	0,184	26,85	
		1,8	19,42	10	27,32	0,180	27,44	58,09	0,184	26,85		
						18,53	0,180	27,44	49,30	0,180	27,44	

ТАБЛИЦА 2. Результаты расчетов для градирни БГ-2300 Сызранской ТЭЦ

Скорость газов в кольцевом коллекторе v_0 , м/с	Коэффициент расхода μ	Количество коллекторов	Фактический диаметр коллектора $d_{факт}$, м	Фактическая скорость газов в коллекторе $v_{факт}$, м/с	Количество отверстий n	Расположение коллекторов в центре градирни			Расположение коллекторов у стенок градирни		
						Длина полукольца коллектора, м	Фактическая площадь единичного отверстия $\sigma_{факт}$, м ²	Скорость газов на выходе из отверстий v_0 , м/с	Длина полукольца коллектора, м	Фактическая площадь единичного отверстия $\sigma_{факт}$, м ²	Скорость газов на выходе из отверстий v_0 , м/с
20	0,98	1	3,8	20,36	6	37,37	0,802	47,98	75,36	0,814	47,29
		2	2,7	20,17	6	40,98	0,409	47,06	77,09	0,418	46,05
			2,7	20,17	6	29,36	0,406	47,38	65,47	0,415	46,38
		3	2,2	20,25	6	39,25	0,273	46,98	77,87	0,281	45,58
			2,2	20,25	6	29,20	0,271	47,34	67,82	0,279	45,95
			2,2	20,25	6	19,15	0,269	47,70	54,95	0,276	46,42
		4	1,9	20,36	6	46,00	0,206	46,66	78,34	0,213	45,22
			1,9	20,36	6	36,90	0,204	47,06	69,24	0,211	45,63
			1,9	20,36	6	27,79	0,203	47,46	57,31	0,208	46,16
			1,9	20,36	6	18,68	0,201	47,85	51,03	0,207	46,44
			1,9	20,36	6	18,68	0,194	29,70	51,03	0,201	28,75
		0,62	1	3,8	20,36	10	37,37	0,775	29,79	75,36	0,787
	2,7			20,17	10	40,98	0,395	29,20	77,09	0,405	28,51
	2		2,7	20,17	10	29,36	0,392	29,41	65,47	0,402	28,74
			2,2	20,25	10	39,25	0,264	29,13	77,87	0,273	28,18
			2,2	20,25	10	29,20	0,262	29,38	67,82	0,271	28,43
	3		2,2	20,25	10	19,15	0,260	29,62	54,95	0,268	28,75
			1,9	20,36	10	46,00	0,200	28,90	78,34	0,207	27,92
			1,9	20,36	10	36,90	0,198	29,17	69,24	0,205	28,20
			1,9	20,36	10	27,79	0,196	29,44	57,31	0,202	28,56
1,9			20,36	10	18,68	0,194	29,70	51,03	0,201	28,75	

Анализ результатов выполненных вариантных расчетов (см. табл. 1, 2) показал, что наиболее оптимальной является конструкция с тремя кольцевыми газовыми коллекторами при скорости газов в коллекторе 20 м/с (рис. 2).

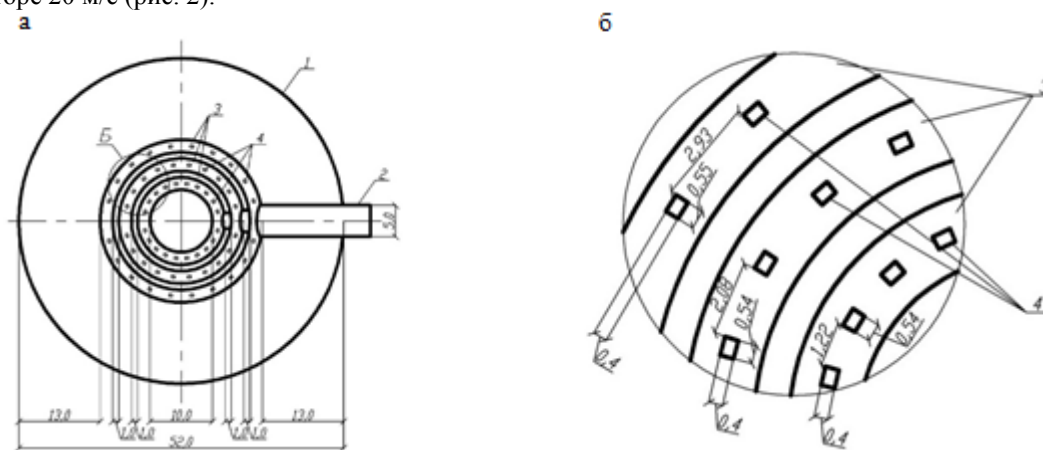


РИСУНОК 2. Система отвода уходящих газов с тремя газовыми коллекторами:

а – общий вид; б – коллектор с отверстиями: 1 – стенка башни градирни; 2 – подводящий газоход; 3 – кольцевой коллектор диаметром $d_1=2$ м; 4 – отверстия для выхода газов (размеры указаны для системы отвода уходящих газов Самарской ТЭЦ)

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Разработана методика и выполнены расчеты конструктивных и гидродинамических параметров системы отвода уходящих газов котельных установок с кольцевыми коллекторами через вытяжную башню градирни с естественной тягой.

2. Рекомендуется к использованию система газораспределения с тремя кольцевыми газовыми коллекторами и их центральным расположением по сечению вытяжной башни градирни с естественной тягой для башенных градирен БГ-2600 и БГ-2300 при отводе уходящих газов в количестве соответственно 1423 тыс. м³/ч и 1662 тыс. м³/ч. В этом случае площадь перекрываемого сечения вытяжной башни градирни составляет 339 м² (16 % от площади сечения вытяжной башни градирни на уровне расположения газовых кольцевых коллекторов), что меньше по сравнению с системой с четырьмя кольцевыми коллекторами на 25,7 %. При центральном расположении газораспределительных коллекторов по сравнению с их расположением у стенок башни площадь перекрываемого сечения вытяжной башни градирни снижается на 57 %.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Пат. 1370211 А1 СССР, Е 04 Н 12/28. Дымовая труба - градирня [Текст] / Торовец А.Г.; заявл. 14.05.90; опубл. 23.05.92, Бюл. N 19. 3 с.
2. Линник А.В., Случанинов Н.Н. Исследование влияния системы совмещенного парогазоудаления на работу градирни ТЭЦ // Современные наукоемкие технологии. 2013. № 8-1. С. 128-129.
3. Пат. 2453712 РФ, МПК7 F01K23/10. Парогазовая установка электростанции / Кудинов А.А., Зиганшина С.К., Горланов С.П.; заявл. 20.08.10; опубл. 20.06.12, Бюл. № 17. 3 с.
4. Посохин В.Н. Аэродинамика вентиляции. М.: Авок-Пресс, 2008. 212 с.
5. Талиев, В.Н. Аэродинамика вентиляции: учеб. Пособие для вузов / В.Н. Талиев. – М.: Стройиздат, 1979. – 295 с.
6. Кудинов А.А., Демина Ю.Э. Расчет системы отвода уходящих дымовых газов газотурбинной установки через башню градирни // Градостроительство и архитектура. 2018. № 1(31). С. 135-139. Doi: 10.17673/Vestnik.2018.01.23.

Моделирование процессов теплообмена при подогреве дутьевого воздуха котла в конденсационном теплообменнике поверхностного типа

С.К. Зиганшина^{а)}, А.А. Кудинов^{б)}

Самарский государственный технический университет

Российская Федерация, 443100, г. Самара, ул. Молодогвардейская, д. 244, Главный корпус, кафедра ТЭС

^{а)} *svet.zig@yandex.ru*

^{б)} *a.a.kudinov@yandex.ru*

Аннотация. Предложено предварительный подогрев дутьевого воздуха энергетического котла осуществлять в конденсационном теплообменнике (КТ) поверхностного типа частью уходящих продуктов сгорания природного газа с их охлаждением ниже точки росы. Разработана методика, выполнен тепловый расчет КТ применительно к котлу НЗЛ-110 при его работе на переменных нагрузках. Получены зависимости расхода газов, направляемых в КТ, расхода получаемого в нем конденсата водяных паров, температуры газов на выходе из котельной установки, коэффициента использования топлива котла от температуры наружного воздуха. Показано, что наибольшая экономическая эффективность котельной установки за счет работы КТ достигается при охлаждении в нем продуктов сгорания до 40 °С.

Для снижения концентрации термических оксидов азота в уходящих газах и других вредных выбросов в окружающую среду энергетические котлы ТЭЦ в Российской Федерации работают в основном на природном газе [1, 2]. Для предотвращения низкотемпературной коррозии теплообменной поверхности воздухоподогревателя котла, повышают температуру поступающего в него дутьевого воздуха. На практике применяют в основном два способа предварительного подогрева дутьевого воздуха котла: 1) рециркуляцию горячего воздуха; 2) подогрев воздуха в калориферах. Применение рециркуляции горячего воздуха приводит к повышению температуры уходящих продуктов сгорания и расхода электроэнергии на привод дутьевых вентиляторов и дымососов [3]. Установка калориферов предполагает использование водяного пара или сетевой воды в качестве греющего агента.

В настоящей работе предлагается предварительный подогрев дутьевого воздуха котла осуществлять в конденсационном теплообменнике (КТ) поверхностного типа с использованием физической теплоты части уходящих продуктов сгорания и скрытой теплоты конденсации содержащихся в них водяных паров [4]. Схема установки КТ представлена на рис. 1. КТ располагается в дополнительном газоходе перед дымососом, что не приводит к повышению расхода электроэнергии на привод дымососа вследствие уменьшения объема продуктов сгорания за счет дополнительного снижения их температуры и конденсации из них части водяных паров. Одновременно повышается коэффициент использования топлива котла, то есть снижаются потери теплоты с уходящими газами вследствие понижения их температуры [2, 5, 6]. Охлажденные в воздухоподогревателе до 120–140 °С продукты сгорания разделяются на две части. Основная часть газов (в расчетном режиме 75–85%) направляется в основной газоход, а вторая (15–25%) – в КТ для предварительного подогрева атмосферного воздуха. За расчетный режим принимается режим работы установки при температуре наружного воздуха, равной средней температуре наиболее холодной пятидневки. В КТ воздух подогревается до 20–30 °С, а газы охлаждаются до 40–45 °С, т.е. ниже точки росы, равной 54–55 °С. При этом происходит конденсация части содержащихся в уходящих газах водяных паров. Подогретый воздух подается в воздухоподогреватель котла, а охлажденные ниже точки росы продукты сгорания направляются в основной газоход, где смешиваются с неохлажденными газами и подогреваются. Общий поток уходящих газов в расчетном режиме при температуре 100–125 °С через дымовую трубу отводится в атмосферу. Конденсат водяных паров, выделяющийся из газов при их охлаждении ниже точки росы, целесообразно использовать в качестве добавочной воды цикла тепловой электростанции или подпиточной воды системы теплоснабжения [2, 5–9].

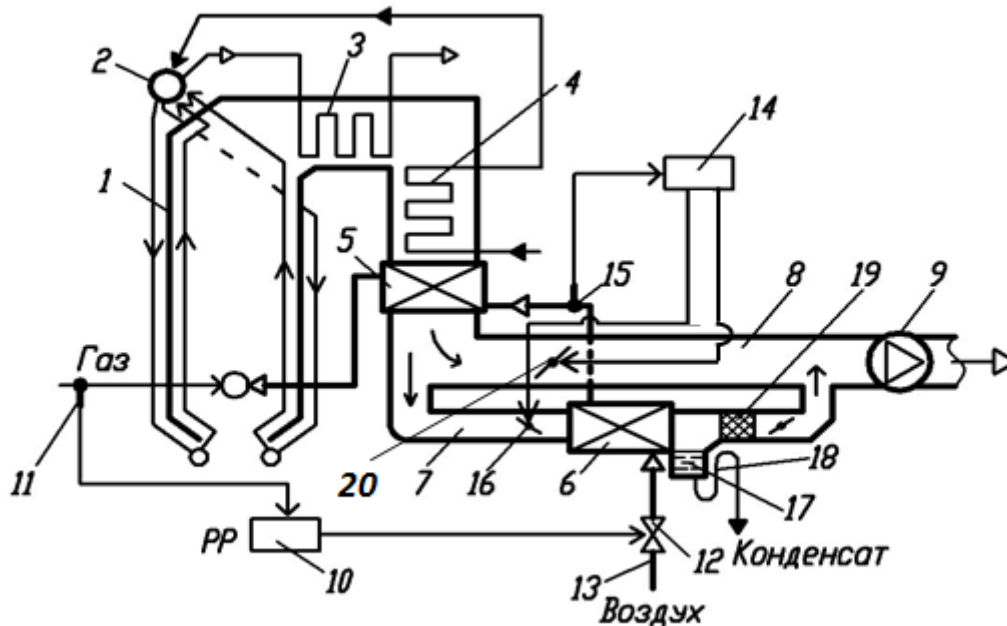


РИСУНОК 1. Схема котельной установки:

- 1 – котел; 2 – барабан; 3 – пароперегреватель; 4 – водяной экономайзер; 5 – воздухоподогреватель;
 6 – конденсационный теплообменник; 7 – дополнительный газоход; 8 – основной газоход; 9 – дымосос;
 10 – регулятор расхода воздуха, подаваемого в конденсационный теплообменник; 11 – датчик расхода природного газа на котел; 12, 16, 20 – регулирующий орган; 13 – короб подвода воздуха в конденсационный теплообменник;
 14 – регулятор расхода продуктов сгорания, направляемых в конденсационный теплообменник; 15 – датчик температуры подогретого в КТ воздуха; 17 – сборник конденсата водяных паров; 18 – гидрозатвор;
 19 – каплеотделитель

Для осуществления непрерывного контроля и поддержания на заданном уровне в соответствии с паропроизводительностью котла расхода и температуры дутьевого воздуха на входе в воздухоподогреватель 5 котельная установка снабжается регулятором 10 расхода воздуха, подаваемого для подогрева в конденсационный теплообменник 6, и регулятором 14 расхода уходящих газов, подаваемых по дополнительному газоходу 7 в КТ 6 [10]. Регулятор 10 расхода воздуха связан с датчиком 11 расхода природного газа на котел и регулирующим органом 12, установленным в коробе 13 подвода воздуха в конденсационный теплообменник 6. При этом регулятор 14 расхода газов через КТ связан с датчиком 15 температуры подогретого в теплообменнике 6 воздуха и регулирующими органами 16 и 20, установленными соответственно в дополнительном газоходе 7 перед теплообменником 6 и в основном газоходе 8.

Предлагается за котлом НЗЛ-110 Самарской ГРЭС филиала «Самарский» ПАО «Т Плюс», работающим на природном газе, смонтировать дополнительный газоход и установить в нем КТ поверхностного типа для предварительного подогрева дутьевого (наружного) воздуха до 30 °С. По методикам, изложенным в [11–13], выполнен тепловой расчет КТ и расчет экономической эффективности применительно к котлу НЗЛ-110 при его работе на трех нагрузках 55, 80 и 110 т/ч, при этом на каждой нагрузке котла расчеты выполнялись при разных температурах наружного воздуха t_n и разных температурах уходящих газов t'_{yx} на выходе из КТ.

Исходные данные для выполнения расчетов: расход топлива B , расход дутьевого воздуха $V_{вз}$ на один котел, температура уходящих газов t'_{yx} на входе в КТ в соответствии с режимной картой котла: $B=1,3547 \text{ м}^3/\text{с}$, $V_{вз}=13,527 \text{ м}^3/\text{с}$, $t'_{yx}=125 \text{ °С}$ при паропроизводительности котла $D_{пс}=55 \text{ т/ч}$; $B=1,9422 \text{ м}^3/\text{с}$, $V_{вз}=19,3934 \text{ м}^3/\text{с}$, $t'_{yx}=130 \text{ °С}$ при $D_{пс}=80 \text{ т/ч}$; $B=2,647 \text{ м}^3/\text{с}$, $V_{вз}=26,431 \text{ м}^3/\text{с}$, $t'_{yx}=140 \text{ °С}$ при $D_{пс}=110 \text{ т/ч}$; температура горячего воздуха после воздухоподогревателя котла равна 200 °С; коэффициент избытка воздуха в уходящих газах перед КТ $\alpha_{yx}=1,35$.

Результаты теплового и экономического расчетов КТ в зависимости от температуры наружного воздуха при нагрузке котла НЗЛ-110 80 т/ч и температуре газов на выходе из КТ 40 °С приведены в табл. 1.

ТАБЛИЦА 1. Результаты теплового и экономического расчетов КТ применительно к котлу НЗЛ-110

$t_n, ^\circ\text{C}$	$Q_T, \text{МВт}$	$\beta, \%$	$G_k, \text{т/ч}$	$Q_k, \text{МВт}$	$t_{yx}^{\text{оч}}, ^\circ\text{C}$	$t_p^{\text{оч}}, ^\circ\text{C}$	$\Delta V_p, \text{тыс.м}^3/\text{ч}$	$\Delta N_3, \text{кВт}$	тыс.руб/сут			
									\mathcal{E}_T	$\mathcal{E}_{\text{хов}}$	\mathcal{E}_3	\mathcal{E}
$D_{\text{пе}}=80 \text{ т/ч}, t'_{yx}=130 ^\circ\text{C}, t''_{yx}=40 ^\circ\text{C}$												
-30	1,512	19,52	1,28	0,045	112,8	52,09	26,791	34,54	29,41	1,23	1,42	32,06
-25	1,386	17,9	1,18	0,041	114,2	52,26	24,536	31,63	26,95	1,13	1,3	29,38
-20	1,26	16,27	1,07	0,037	115,7	52,43	22,28	28,72	24,5	1,03	1,18	26,71
-15	1,134	14,64	0,96	0,034	117,1	52,59	20,055	25,86	22,05	0,92	1,07	24,04
-10	1,008	13,02	0,86	0,03	118,5	52,76	17,799	22,95	19,6	0,82	0,95	21,37
0	0,756	9,76	0,64	0,022	121,4	53,09	13,349	17,21	14,7	0,62	0,71	16,03
10	0,504	6,51	0,43	0,015	124,3	53,4	8,9	11,48	9,81	0,41	0,47	10,69

Примечание. Q_T – тепловая мощность КТ; β – доля газов, направляемых в КТ; G_k – расход конденсата водяных паров из газов; Q_k – теплота конденсата, получаемого из продуктов сгорания природного газа; $t_{yx}^{\text{оч}}$ – температура уходящих газов в основании дымовой трубы; $t_p^{\text{оч}}$ – точка росы водяных паров в газах в основании дымовой трубы; ΔV_p – расход горячего рециркулируемого дутьевого воздуха; ΔN_3 – снижение мощности электродвигателя дутьевого вентилятора; $\mathcal{E}_T, \mathcal{E}_{\text{хов}}, \mathcal{E}_3$ – экономическая эффективность за счет повышения к.и.т. котла, снижения расхода химочищенной воды и потребляемой электроэнергии; $\mathcal{E} = \mathcal{E}_T + \mathcal{E}_{\text{хов}} + \mathcal{E}_3$ – суммарная экономическая эффективность

Результаты вариантных расчетов доли уходящих газов β и расхода газов V_{yx} , направляемых в КТ для предварительного подогрева дутьевого воздуха котла НЗЛ-110, представлены на рисунках 2 и 3, а. Анализ результатов расчетов показывает, что при охлаждении газов в КТ до $40 ^\circ\text{C}$ доля уходящих продуктов сгорания, используемых для предварительного подогрева дутьевого воздуха с их охлаждением ниже точки росы, равной $54,03 ^\circ\text{C}$, в зависимости от t_n составляет 6,67–20%, 6,51–19,52% и 6,21–18,63% от их общего количества при паропроизводительности котла 55, 80 и 110 т/ч соответственно. Снижение значения β при увеличении паропроизводительности котла объясняется возрастанием доли теплоты конденсации водяных паров в общей составляющей теплосъема и более высокой температурой уходящих газов при работе котла на повышенных нагрузках (соответственно 125, 130 и $140 ^\circ\text{C}$ при нагрузке котла 55, 80 и 110 т/ч).

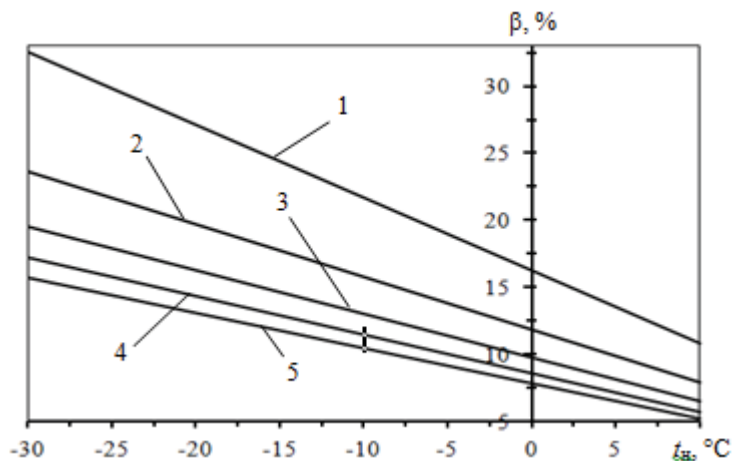


РИСУНОК 2. Зависимость доли газов, направляемых в КТ, от температуры наружного воздуха при $D_{\text{пе}}=80 \text{ т/ч}$:
 1 – $t''_{yx}=50 ^\circ\text{C}$; 2 – $t''_{yx}=45 ^\circ\text{C}$; 3 – $t''_{yx}=40 ^\circ\text{C}$; 4 – $t''_{yx}=35 ^\circ\text{C}$; 5 – $t''_{yx}=30 ^\circ\text{C}$

Установлено, что при понижении температуры наружного воздуха t_n от $+10$ до $-30 ^\circ\text{C}$ расход конденсата водяных паров из уходящих газов возрастает от 0,31 до 0,92 т/ч (на 0,61 т/ч), от 0,43 до 1,28 т/ч (на 0,85 т/ч) и от 0,56 до 1,67 т/ч (на 1,11 т/ч), тепловая мощность КТ Q_T увеличивается от 0,352 до 1,055 МВт (на 0,703 МВт), от 0,504 до 1,512 МВт (на 1,008 МВт) и от 0,687 до 2,061 МВт (на 1,374 МВт) при работе котла на нагрузках соответственно 55, 80 и 110 т/ч. Коэффициент использования топлива при работе котла НЗЛ-110 на трех рассматриваемых нагрузках и при понижении температуры наружного

**II Всероссийская научно-техническая конференция с международным участием
«РАЗВИТИЕ МЕТОДОВ ПРИКЛАДНОЙ МАТЕМАТИКИ ДЛЯ РЕШЕНИЯ
МЕЖДИСЦИПЛИНАРНЫХ ПРОБЛЕМ ЭНЕРГЕТИКИ»**

воздуха от +10 до -30 °С повышается на 0,72–2,16%.

На Самарской ГРЭС работают два энергетических котла НЗЛ-110. Предварительный подогрев дутьевого воздуха котлов осуществляется путем рециркуляции части горячего воздуха, подаваемого на горение. Определено, что при работе котла НЗЛ-110 на трех рассматриваемых нагрузках доля рециркулируемого горячего воздуха от общего расхода воздуха, подогреваемого в воздухоподогревателе котла, при понижении t_n от +10 до -30 °С повышается от 10,3 до 25,7%. Применение предлагаемого способа предварительного подогрева дутьевого воздуха котла позволяет уменьшить расход электроэнергии на привод дутьевого вентилятора за счет снижения его производительности, т.к. в этом случае не осуществляется рециркуляция части горячего воздуха.

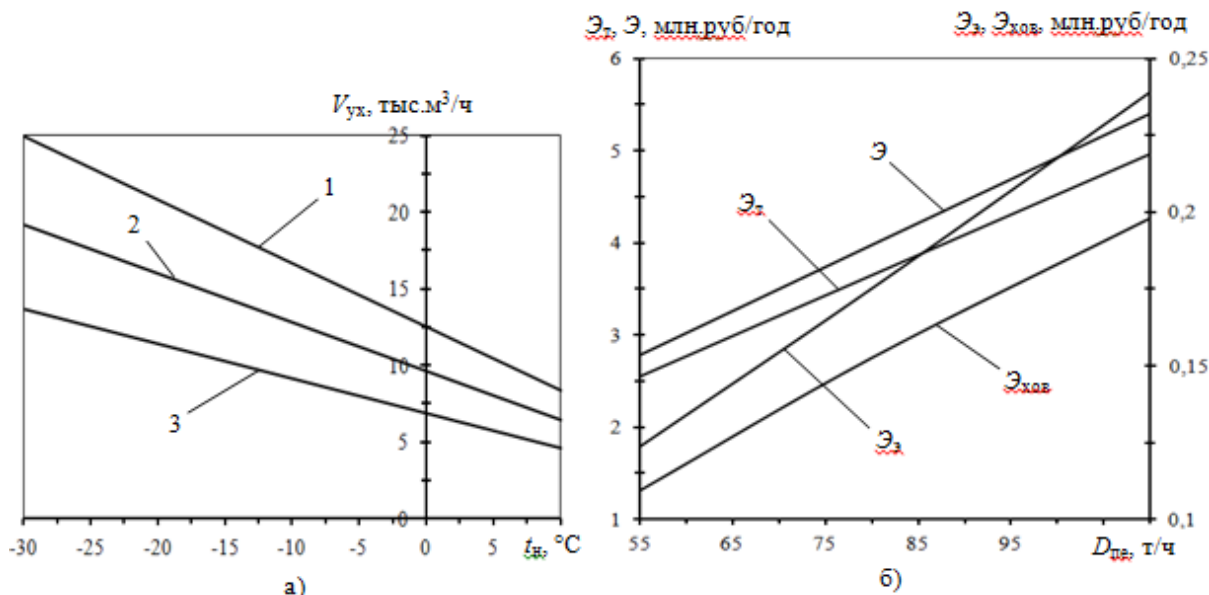


РИСУНОК 3. Зависимости расхода уходящих газов, направляемых в КТ, от t_n и нагрузки котла НЗЛ-110, равной 110 т/ч (1), 80 т/ч (2), 55 т/ч (3) (а), годовой экономической эффективности за счет повышения к.и.т. котла \mathcal{E}_t , снижения расхода потребляемой электроэнергии $\mathcal{E}_э$ и химочищенной воды $\mathcal{E}_{х.ов.}$, суммарной экономической эффективности \mathcal{E} за счет работы КТ за котлом НЗЛ-110 от его нагрузки (б) при $t'_{yx} = 40$ °С

При расчете суммарной экономической эффективности \mathcal{E} за счет работы КТ за энергетическим котлом учитывались: повышение эффективности использования теплоты топлива \mathcal{E}_t , экономия химочищенной воды $\mathcal{E}_{х.ов.}$ и потребляемой электроэнергии $\mathcal{E}_э$. Результаты расчетов представлены в таблице 1 и на рис. 3, б. При средней температуре наружного воздуха за отопительный период -6,1 °С и продолжительности отопительного периода 206 сут/год (для г. Самара) суммарная экономическая эффективность для одного котла НЗЛ-110 составляет 2,777; 3,972 и 5,397 млн.руб/год при нагрузке соответственно 55, 80 и 110 т/ч.

Выполнены вариантыные расчеты температуры уходящих продуктов сгорания на выходе из котельной установки $t_{yx.осн}$ (в основании дымовой трубы). Установлено, что при понижении температуры воздуха на входе в КТ от +10 до -30 °С $t_{yx.осн}$ уменьшается на 5,5–16,7 °С, 5,7–17,2 °С и 6–18,2 °С при нагрузке энергокотла соответственно 55, 80 и 110 т/ч.

При установке за котлами конденсационных теплообменников работа наружных газоходов и дымовых труб в режиме не конденсации оставшихся в уходящих газах водяных паров обеспечивается при расходе газов через основной газоход не менее 20–25% от их общего количества, так как в этом случае температура внутренней поверхности в оголовке кирпичной или железобетонной дымовой трубы превышает точку росы водяных паров в отводимых газах не менее чем на 10–15 °С [2, 5, 12, 14].

При использовании КТ для предварительного подогрева дутьевого воздуха энергетических котлов условие не конденсации в дымовых трубах оставшихся в уходящих газах водяных паров выполняется, что обусловлено большим количеством неохлаждаемых в КТ газов (до 80%). Например, при наиболее низкой температуре наружного воздуха $t_n = -30$ °С (для г. Самара) и при нагрузке котла НЗЛ-110 55 т/ч температура уходящих газов равна 108,3 °С, что значительно превышает точку росы, равную 52,04 °С. При этом доля перепускаемых помимо КТ газов составляет 80%.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Предложен способ предварительного подогрева дутьевого воздуха котла уходящими продуктами сгорания природного газа с их охлаждением ниже точки росы в конденсационном теплообменнике поверхностного типа. Разработана методика теплового и экономического расчетов КТ, определены его теплотехнические параметры на разных режимах работы применительно к энергокотлу НЗЛ-110 Самарской ГРЭС. Установлено, что суммарная экономическая эффективность за счет работы КТ за котлом НЗЛ-110 составляет 2,777; 3,972 и 5,397 млн.руб/год при нагрузке котла соответственно 55, 80 и 110 т/ч.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Буров В.Д., Дорохов Е.В., Елизаров Д.П., Жидких В.Ф., Ильин Е.Т., Киселев Г.П., Лавыгин В.М., Рожнатовский В.Д., Седлов А.С., Тишин С.Г., Цанев С.В. Тепловые электрические станции: учебник для вузов / под ред. В.М. Лавыгина, А.С. Седлова, С.В. Цанева. – М.: Издательский дом МЭИ, 2007. – 466 с.
2. Кудинов А.А., Зиганшина С.К. Энергосбережение в теплоэнергетике и теплотехнологиях. – М.: Машиностроение, 2011. – 374 с.
3. Делягин Г.Н., Лебедев В.И., Пермяков Б.А. Теплогенерирующие установки: учеб. для вузов. – М.: Стройиздат, 1986. – 559 с.
4. Способ работы котельной установки / А.А. Кудинов, С.К. Зиганшина // Патент на изобретение № 2620619 РФ. МПК⁷ F 22 В 31/08, F 22 В 33/18. – Оpubл. 29.05.2017. – Бюл. № 16. – 9 с.
5. Аронов И.З. Контактный нагрев воды продуктами сгорания природного газа. – Л.: Недра, 1990. – 280 с.
6. Зиганшина С.К., Кудинов А.А. Повышение экономичности котельных установок ТЭС и систем теплоснабжения // Теплоэнергетика. – 2016. – № 8. – С. 62–66.
7. Бухонов Д.Ю., Борисов Ю.В. Получение конденсата из уходящих дымовых газов при сжигании газового топлива // Новое в российской электроэнергетике. – 2005. – № 1. – С. 42–45.
8. Седлов А.С., Солодов А.П., Бухонов Д.Ю. Получение конденсата из уходящих дымовых газов на экспериментальной установке ОАО ГРЭС-24 // Энергосбережение и водоподготовка. – 2006. – № 5(43). – С. 76–77.
9. Galashov N., Tsibulskiy S., Kiselev A. Application of Evaporative Cooling for the Condensation of Water Vapors from a Flue Gas Waste Heat Boilers CCP // MATEC Web of Conferences, 72 (2016).
10. Котельная установка / А.А. Кудинов, С.К. Зиганшина, Ю.Э. Демина // Патент на изобретение № 2698382 РФ. МПК⁷ F 22 В 33/18. – Оpubл. 26.08.2019. – Бюл. № 24. – 9 с.
11. Зиганшина С.К., Кудинов А.А. Анализ эффективности использования теплоты продуктов сгорания природного газа в процессе предварительного подогрева дутьевого воздуха котла // Электрические станции. – 2018. – № 3. – С. 22–28.
12. Ziganshina S.K., Kudinov A.A. Preheating Boiler Blast Air with Exhaust Gases in Cooling Them Below the Dew Point // Journal of Engineering Physics and Thermophysics. – 2019. – 92 (5). – Pp. 1142–1149.
13. Семенюк Л.Г. Получение конденсата при глубоком охлаждении продуктов сгорания // Промышленная энергетика. – 1987. – № 8. – С. 47–50.
14. Кудинов А.А., Зиганшина С.К., Федотенкова А.В. Анализ работы дымовой трубы при глубоком охлаждении уходящих газов // Энергетик. – 2014. – № 8. – С. 60–62.

Численное исследование способов сокращения эмиссии NO_x на тепловых электростанциях

Р.В. Федоров^{a)}, Д.А. Генералов^{b)}, В.В. Сапунов^{c)}, С.В. Бусыгин^{d)},
В.В. Шеркунов^{e)}, Д.А. Карпов^{f)}, И.И. Шепелев^{g)}

Ульяновский государственный технический университет,
Российская Федерация, 432027, г. Ульяновск, ул. Северный Венец, д. 32

^{a)} r.fedorov@ulstu.ru

^{b)} dmgeneralov@mail.ru

^{c)} sapunov_vv@mail.ru

^{d)} sergey18.06.95@mail.ru

^{e)} v.sherkunov@ulstu.ru

^{f)} danyka.karpovf@mail.ru

^{g)} shepelev1812@bk.ru

Аннотация. Тепловые электростанции являются источниками выброса в атмосферу загрязняющих веществ, в частности NO_x , что обусловлено процессами сжигания органического топлива. Основным видом топлива для ТЭС является уголь и природный газ. При сжигании природного газа образуется существенно меньше окислов азота, но он является ценным сырьем.

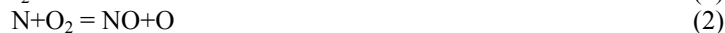
В настоящее время активно распространяется тренд на ответственность и экологичность среди производств, что привело к возникновению понятия ESG. В этой связи становится актуальным решение задачи наиболее экономичного и экологически чистого сжигания топлива, в том числе за счет применения режимных мероприятий.

В данной работе приводятся результаты моделирования в среде Star-CCM+ работы действующего оборудования ТЭС, в т.ч. энергетического котла типа ТГМЕ-464 с учетом рециркуляции дымовых газов, а также водогрейного котла типа ПТВМ-100. По результатам работы предложено техническое решение для организации рециркуляции дымовых газов энергетических котлов.

Ключевые слова: эмиссии вредных веществ, окислы азота, топочные камеры, горелочные устройства, горение, ступенчатое сжигание, рециркуляция уходящих газов, возобновляемая энергетика, математическое моделирование, численное исследование, машинное обучение, цифровой двойник.

ВВЕДЕНИЕ

С ужесточением экологических требований к предприятиям ТЭК повышаются требования к ведению режимов работы энергетического оборудования. До пандемии коронавируса потребление электроэнергии росло со скоростью 1,9 % в год, а выбросы загрязняющих веществ увеличивались со скоростью 1,4 % в год [1]. Особое внимание уделяется ТЭС, работающим на твердом топливе, где требуется проводить очистку дымовых газов от вредных примесей, особенно от золы. В результате сжигания топлив в топочной камере концентрация окислов азота определяется концентрацией кислорода, температурным уровнем в ядре факела и временем пребывания продуктов сгорания в зоне высоких температур. В топочной камере происходят следующие реакции образования низшего окисла азота:



В реакции (1) участвует атомарный кислород, который образуется при высокой температуре в результате диссоциации молекул кислорода, поступающего в топку воздуха. Образовавшийся в результате реакции в ядре горения (2) NO не сможет доокислиться в пределах газового тракта котла. Доокисление до более токсичного NO_2 происходит в атмосфере. Для повышения эффективности производства энергии в мире активно развиваются такие тренды, как водородная энергетика (теплота сгорания водорода в три-четыре раза выше, чем у угля и природного газа), газификация угля (химическое превращение угля в горючий газ повышает КПД топлива с 36 до 50%), биотопливо (топливных смесей на основе свалочных газов и продуктов термического разложения производственных и коммунальных отходов). Но снижение эмиссии окислов азота можно добиться рациональной организацией топочных процессов в котельных установках путем следующих мероприятий: 1) снижение температуры подогрева воздуха, поступающего в топку до допустимых значений; 2) снижение

коэффициента избытка воздуха в топочном устройстве до минимально возможного по условиям обеспечения полноты сгорания топлива; 3) применение двухступенчатого горения; 4) рециркуляция дымовых газов. Выделяют также методы восстановления NO_x до N_2 с помощью карбамида или аммиака. Рециркуляция дымовых газов получила широкое применение, несмотря на увеличение затрат на привод дополнительного дымососа.

В Российской Федерации нормативы удельных выбросов загрязняющих веществ для котельных установок регламентируются ГОСТ Р 50831-95, федеральным законом №7-ФЗ «Об охране окружающей среды». Стационарные источники на объектах I категории должны оснащаться: 1) автоматическими средствами измерения и учёта объёма или массы выбросов загрязняющих веществ, их сбросов и концентрации; 2) техническими средствами фиксации и передачи информации об объёме и (или) о массе выбросов загрязняющих веществ, их сбросов и концентрации в государственный фонд данных государственного экологического мониторинга [2].

Согласно федеральному закону № 7-ФЗ платёжной базой для исчисления платы за негативное воздействие на окружающую среду по итогам отчетного периода является объем или масса выбросов загрязняющих веществ, сбросов загрязняющих веществ либо объем или масса размещенных в отчетном периоде отходов производства и потребления [3]. С учетом возрастающей стоимости выбросов загрязняющих веществ в атмосферу в мире активно развивается ESG-повестка. К началу 2000-х годов в США насчитывалось всего 20 компаний с ESG-рейтингом, а к 2020 году их число выросло почти до 800. Средний рейтинг ESG за 20 лет удвоился, что связывают с ростом объема, качества и доступности данных. По версии компании Corporate Knights, в 2021 году в первую пятерку входили: французская машиностроительная компания Schneider Electric, датская транснациональная энергетическая компания Ørsted A/S, национальный банк Бразилии Banco do Brasil SA, финская нефтегазовая компания Neste Oyj, международная компания профессиональных услуг в области дизайна, архитектуры и консалтинга Stantec Inc [4].

Ввиду дороговизны проведения натуральных экспериментов для отработки топочных режимов в топках котлов, где процесс конвективного перемешивания, зависящий от конструкции горелок, является определяющим, особое значение приобретает численное исследование и применение машинного обучения. Математическое моделирование процессов сжигания различных топлив в топочных устройствах позволяет выполнять поиск наиболее эффективных параметров работы энергетической установки, оценивать уровень эмиссии вредных веществ. Машинное обучение позволяет управлять большими объемами данных, полученных в результате натуральных и численных экспериментов в различных пространственно-временных масштабах для выявления скрытых закономерностей для изучения процессов горения [5].

Это позволяет проводить многомасштабное интегрированное мультифизическое моделирование, то есть, по сути, создавать цифровой двойник энергетической установки [6].

В качестве объекта исследования выбраны энергетический котел типа ТГМЕ-464 с комбинированными горелками ГМУ-45 и водогрейный котел типа ПТВМ-100 с горелками ГДС-100. Данные котлы широко представлены на российских тепловых электростанциях. В качестве топлива рассматривается природный газ.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

С целью получения адекватных результатов, в качестве исходных данных использовалась режимная карта действующего энергетического котла ТГМЕ-464. При вычислительном эксперименте применялась модель Flamelet Generated Manifold (FGM), которая преимущественно применяется для предварительного смешанного пламени. При «базовом» размере 0,5 м количество элементов в моделируемой камере сгорания с одним горелочным устройством составило 2 787 464 ед.

На рисунке 1 представлена трехмерная расчетная сетка горелки ГМУ-45 и котла ТГМЕ-464.

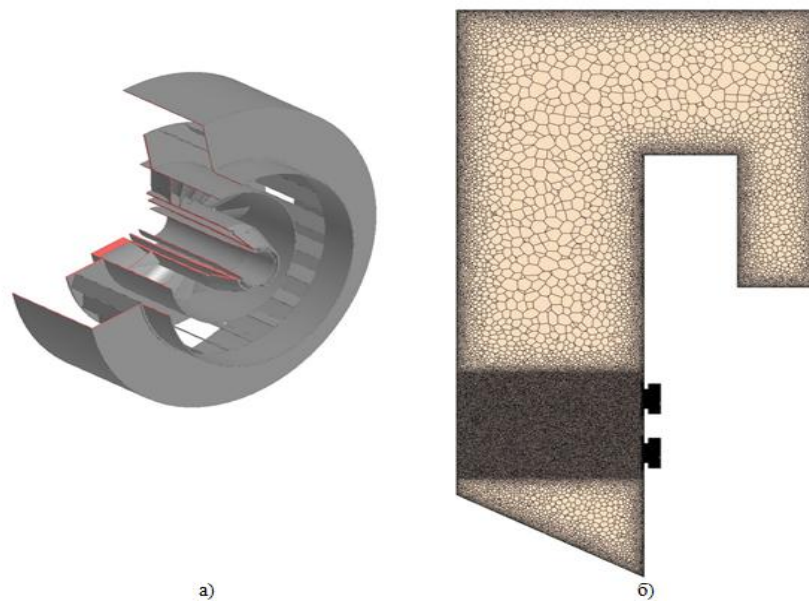


РИСУНОК 1. Модель горелки ГМУ-45 (а) и расчетная сетка котла ТГМЕ-464 (б)

На рисунках 1-4 представлены результаты вычислительных экспериментов при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1,03$, расходе газа через одно горелочное устройство $4550 \text{ м}^3/\text{час}$ (соответствует паровой нагрузке энергетического котла ТГМЕ-464 равной 470 т/ч), подачей газов рециркуляции (при $r = 0 \div 10\%$) и температуре воздуха на входе в горелочное устройство $T = 492 \div 500 \text{ К}$.

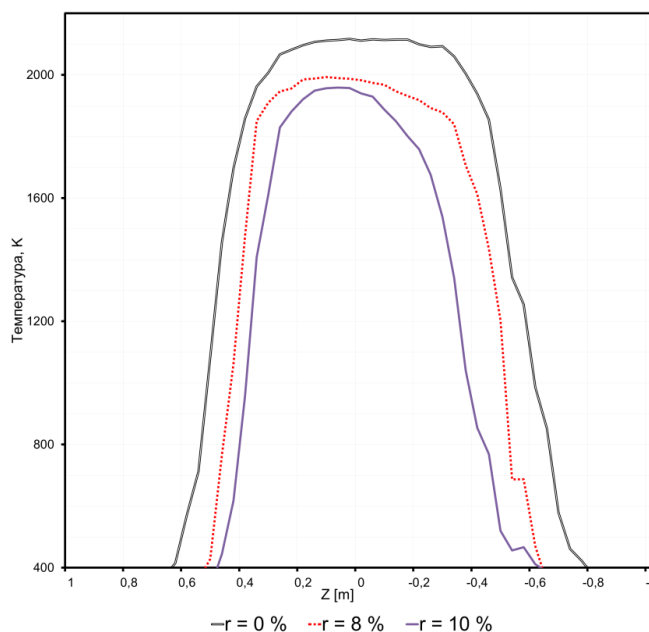


РИСУНОК 2. Распределение температуры вдоль оси факела при различных степенях рециркуляции

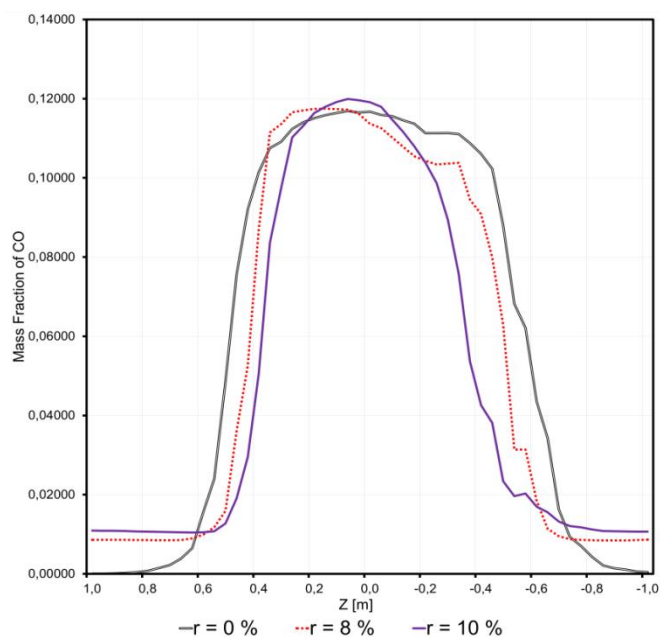


РИСУНОК 3. Содержание CO вдоль оси факела при различных степенях рециркуляции

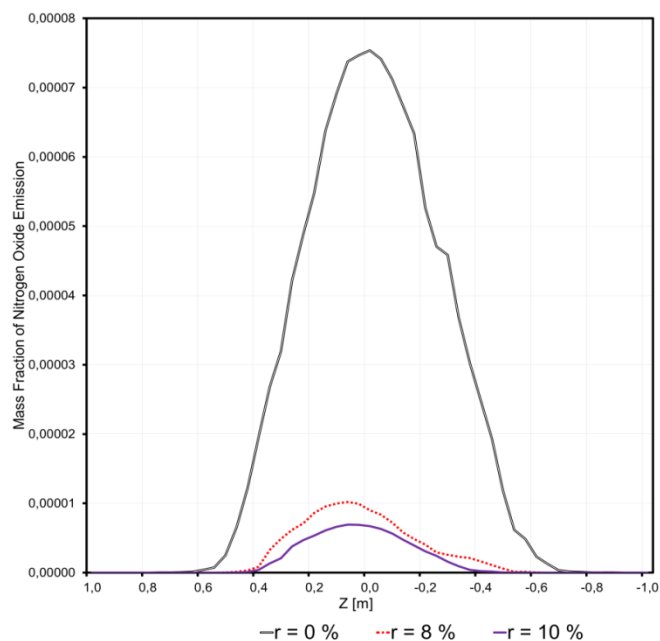


РИСУНОК 4. Содержание NO_x вдоль оси факела при различных степенях рециркуляции

Из анализа полученных результатов видно, что при увеличении степени подачи газов рециркуляции происходит снижение содержания NO_x по фронту факела, что объясняется снижением максимальной температуры. Снижение температуры в зоне активного горения объясняется увеличением объема 3-х атомных газов в зоне горения природного газа. Так, максимальный уровень температуры без подачи газов рециркуляции составил до 2117 К, при подаче 5% газов рециркуляции 1988 К, при подаче 10% 1959 К с более чем 10-ти кратным снижением эмиссии NO_x по ширине фронта пламени при z = 1,3 м от амбразуры горелочного устройства, что обусловлено снижением температуры в ядре факела за счет подачи газов рециркуляции, и, как следствие, снижением интенсивности образования NO_x.

Дальнейшее повышение эффективности подавления эмиссии NO_x невозможно за счет увеличения степени подачи газов рециркуляции, из-за достижения максимальной производительности дутьевого вентилятора при данной тепловой нагрузке. Повышение эффективности подавления эмиссии NO_x возможно добиться снижением локальной температуры, при реализации организационных и технических мероприятий, таких как реорганизация степени рециркуляции [7], реконструкция горелочных устройств, изменение конструкции амбразур горелки.

На рисунке 5 представлена схема устройства для рециркуляции дымовых газов энергетических котлов.

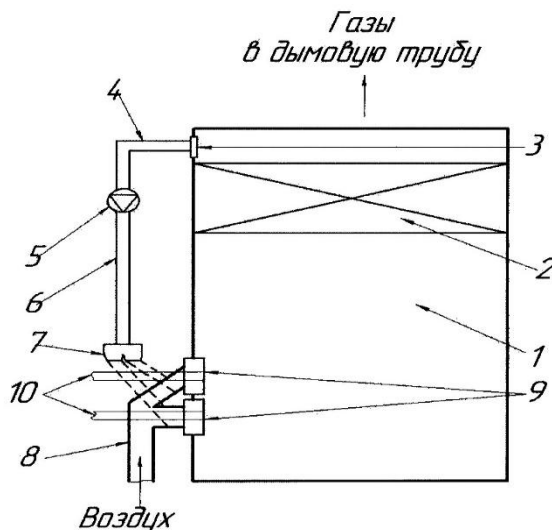


РИСУНОК 5. Устройства для рециркуляции дымовых газов энергетических котлов:

1 – топка; 2 – конвективные поверхности нагрева; 3 – узел отбора газов; 4 – участок линии рециркуляции; 5 – вентилятор; 6 – нагнетательный участок; 7 – блок перераспределения газов рециркуляции; 8 – трубка подачи воздуха на горение; 9 – устройство для образования газозвдушной смеси; 10 – труба для подачи газообразного топлива

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Разработаны твердотельные модели горелочных устройств ГМУ-45 котлов ТГМЕ-464. Проведен анализ содержания загрязняющих веществ при работе горелки ГМУ-45 с различными долями рециркуляции дымовых газов в среде Star-CCM+, предложено техническое решение в виде устройства для рециркуляции дымовых газов энергетических котлов.

БЛАГОДАРНОСТИ

Работа выполнена при финансовой поддержке гранта Правительства Российской Федерации (075-15-2021-584).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кутузова М. Энергетика выбросов /Нефтегазовая вертикаль №11-12. 2021. С.76-84
2. ГОСТ Р 50831-95. Установки котельные. Тепломеханическое оборудование. Общие технические требования.
3. Федеральный закон "Об охране окружающей среды" от 10.01.2002 N 7-ФЗ
4. ESG-принципы: что это такое и зачем компаниям их соблюдать/
<https://trends.rbc.ru/trends/green/614b224f9a7947699655a435>
5. L. Zhou et al. Machine learning for combustion. Energy and AI 7 (2022) 100128
6. Wyner A. J. et al. Explaining the success of adaboost and random forests as interpolating classifiers // The Journal of Machine Learning Research. 2017. Т. 18. №. 1. P. 1558-1590
7. Пат. 210008 Российская Федерация, МПК F 23 С 9/00 (2006.01). Устройство для рециркуляции дымовых газов энергетических котлов / В. Н. Ковальногов, Р.В. Федоров, Бусыгин С.В., А.В. Чукалин, Д.А. Генералов; заявитель и патентообладатель УлГТУ. – № 2021122765; заявл. 29.07.21 ; опубл. 24.03.22, Бюл. № 9.

Возможные подходы к моделированию процесса горения газа и альтернативного топлива

Ю.А. Хахалев^{a)}, М.И. Корнилова^{b)}, Л.В. Хахалева^{c)}, А.В. Чукалин^{d)},
Е.В. Цветова^{e)}, И.И. Шепелев^{f)}

Ульяновский государственный технический университет,
Российская Федерация, 432027, г. Ульяновск, ул. Северный Венец, д. 32

^{a)} ulstu-td-ua@mail.ru,
^{b)} masha.kornilova.1995@mail.ru,
^{c)} larvall@mail.ru,
^{d)} chukalin.andrej@mail.ru,
^{e)} katf0k@mail.ru,
^{f)} shepelev1812@bk.ru

Аннотация. Произведен аналитический обзор российских и зарубежных источников по проблеме моделирования процессов горения. Выявлены основные проблемы. Авторами предлагаются возможные подходы к моделированию процессов горения как природного газа, так и альтернативного топлива.

ОБЗОР МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ, МЕТОДОВ И ПРОГРАММНОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ ДЛЯ РАСЧЕТА ПРОЦЕССА ГОРЕНИЯ ТОПЛИВА В ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТРОЙСТВАХ

Процесс сжигания топлива представляет собой комбинацию процессов химической кинетики, тепломассопереноса, гидрогазодинамики и турбулентности [1]. Вследствие этого общая математическая модель включает в себя уравнения физики данных процессов, решаемых сопряженно. Поиск альтернативных решений в данном случае продиктован сложностью задачи.

Математическое моделирование, является надежным инструментом исследования процесса горения. Существует несколько методов математического моделирования топочных и гидрогазодинамических процессов, которые описываются в работах [1–11]. Большинство из них моделируют турбулентное течение смеси газов и химическую кинетику.

Горение рассматривается как распространение фронта пламени от горячих продуктов сгорания к холодной смеси топлива и воздуха, которое характеризуется скоростью распространения турбулентного фронта пламени [2]. В работе [3] предлагается модель, в рамках которой средняя скорость образования продуктов сгорания пропорциональна скорости распада турбулентного вихря. Модель горения EDC предполагает, что реакция происходит в турбулентных структурах, условно называемых «мелкомасштабными». С помощью моделей горения EDM и EDC получены адекватные результаты при расчете характеристик турбулентного пламени [7].

Диффузионное горение подразумевает, что реагирующие вещества подаются в камеру сгорания раздельно. Скорость реакций зависит от степени смешения топлива с воздухом [4, 5]. В этой модели временные масштабы конвекции и диффузии примерно одинаковы, в то время как химические временные масштабы значительно меньше.

Альтернативным подходом к моделированию процесса горения является использование уравнений переноса, описывающих конвекцию, диффузию и источниковые члены для каждого компонента смеси. В этом случае реакции, в которых участвуют компоненты смеси, могут быть описаны прямым моделированием с использованием уравнения Аррениуса [1].

Для описания гидрогазодинамики процесса горения в настоящее время используется два подхода: Эйлера, использующий уравнения баланса массы, импульса, энергии и концентраций газовых компонентов, и Лагранжев, позволяющий описать движение и тепломассообмен отдельных частиц. Для описания турбулентности в основном используется двухпараметрическая k - ϵ модель турбулентности, а

II Всероссийская научно-техническая конференция с международным участием
**«РАЗВИТИЕ МЕТОДОВ ПРИКЛАДНОЙ МАТЕМАТИКИ ДЛЯ РЕШЕНИЯ
МЕЖДИСЦИПЛИНАРНЫХ ПРОБЛЕМ ЭНЕРГЕТИКИ»**

для моделирования радиационного теплообмена – модель переноса [6]. Таким образом, математическая постановка задачи сводится к системе нелинейных дифференциальных уравнений, записанных с учетом химических реакций, включающей уравнение неразрывности и движения вязкой среды, уравнения тепломассообмена и диффузии для компонентов реагирующей смеси и продуктов реакции с учетом теплового излучения и многофазности среды, уравнений k-ε-модели турбулентности, а также уравнения состояния и уравнений химической кинетики, определяющих интенсивность нелинейных источников энергии и вещества.

Основными инструментами для моделирования процесса сжигания топлива являются прикладные коммерческие пакеты ANSYS Fluent [8, 9], STAR CCM+ [10], Mathcad [11], и оригинальное ПО [6].

**Математическое моделирование и численное исследование процесса сжигания
топлива**

Задача моделируется в трехмерной, стационарной, адиабатной постановке. Процессы теплопереноса, химической кинетики, гидрогазодинамики с учетом турбулентности рассматриваются совместно.

Постановка математической задачи физического процесса горения формулируется в виде уравнений гидрогазодинамики [9]:

– уравнение неразрывности

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0, \quad (1)$$

где ρ – плотность среды, кг/м³; x_i, x_j , – координаты x, y, z , м; u_i – компоненты осредненной скорости потока u, v, w , м/с.

– уравнение движения

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \right] + \frac{\partial(-\rho \overline{u'_i u'_j})}{\partial x_j}, \quad (2)$$

где P – давление, Па; u'_i, u'_j – пульсационные составляющие скорости, м/с; μ – коэффициент динамической вязкости, Па·с; δ_{ij} – Дельта Кронекера, $\delta_{ij} = 0$ при $i \neq j$, $\delta_{ij} = 1$ при $i = j$; $(-\rho \overline{u'_i u'_j})$ – напряжения Рейнольдса.

– уравнение энергии

$$\frac{\partial(\rho h)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i h)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\lambda + c_p \frac{\mu_t}{Pr_t} \right) \frac{\partial T}{\partial x_i} - \sum_j h_j J_j, \quad (3)$$

где h – энтальпия, кДж/кг определяемая как

$$h = c_p T, \quad (4)$$

где c_p – удельная изобарная теплоемкость, кДж/(кг·К); T – термодинамическая температура, К; λ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К); μ_t – коэффициент турбулентной вязкости, Па·с; J_j – массовая диффузия, м/с; Pr_t – турбулентное число Прандтля, определяемое как

$$Pr_t = 0,85 \frac{0,7\lambda}{c_p l_t^2 \left| \frac{\partial u_j^2}{\partial x} \right|}, \quad (5)$$

где l_t – масштаб турбулентности, м; определяется по формуле

$$l_t = 0,37 \frac{(u')^3}{\varepsilon}, \quad (6)$$

где ε – скорость диссипации кинетической энергии турбулентности, м²/с³; u – среднеквадратичная скорость, м/с, определяется из выражения

$$u' = 1,92 U_T \left(\frac{\tau_c}{\tau_t} \right)^{1/4}, \quad (7)$$

где U_T – турбулентная скорость пламени, м/с; τ_c – масштаб времени химической реакции, с; τ_t – масштаб времени турбулентности, с.

Уравнение для переноса газа

$$\frac{\partial(\rho Y_s)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i Y_s)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\rho D + \frac{\mu_t}{Sc_t} \right) \frac{\partial Y_s}{\partial x_i} \right] + S_c, \quad (8)$$

где Y_s – массовая доля компонента s газовоздушной смеси; D – коэффициент молекулярной диффузии, зависящий от состава смеси, м²/с; S_c – источниковый член, определяющий генерацию газовой примеси, кг/м³·с; Sc_t – турбулентное число Шмидта, определяемое из выражения

$$\Gamma_t = \frac{\mu_t}{Sc_t}. \quad (9)$$

где Γ_t – коэффициент турбулентной диффузии, м²/с.

Уравнение состояния:

$$\rho = \frac{p}{RT}, \quad (10)$$

где R – газовая постоянная, Дж/кг·К.

Для описания турбулентности выбрана стандартная k - ε модель. Первоначально данная модель была предложена Сполдингом [3].

Уравнение турбулентной кинетической энергии

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = -\frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \text{grad } k \right] + 2\mu_t E_{ij} E_{ij} - \rho \varepsilon + S_k, \quad (11)$$

где k – турбулентная кинетическая энергия; E_{ij} – тензор напряжения, определяемый стандартными выражениями k - ε модели; σ_k – константа энергии турбулентности, S_k – источниковый член.

Источниковый член S_k , описывающий образование или расходование компонента в химических реакциях, получается путем умножения скорости образования компонента на молекулярную массу.

– уравнение скорости диссипации кинетической энергии турбулентности

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \varepsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \text{grad } \varepsilon \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (2\mu_t E_{ij} E_{ij}) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon, \quad (12)$$

где σ_ε , $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$ – константы; S_ε – источниковый член.

Турбулентная вязкость определяется выражением:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}, \quad (13)$$

где C_μ – константа.

При выборе коэффициента интенсивности турбулентного обмена α , по умолчанию, обычно, принимаемого 0,4 для стандартных условий, возможны варианты, если условия отличаются от стандартных и имеют особенности. Так, сжигание альтернативного топлива, биогаза, биоводорода может сопровождаться нестабильностью пламени и пульсациями. Для учета турбулентных пульсаций пламени может быть применена такая характеристика пульсаций, как смещенный показатель Херста H^* [12]. Данный показатель отражает энергетический спектр пульсаций и влияет на коэффициент интенсивности турбулентного обмена

$$\alpha = 0,4 [A \cdot \tanh(C \cdot H^* + D) + B], \quad (14)$$

где A , B , C , D – эмпирические коэффициенты.

Для оценки тепловыделения в процессе химической реакции окисления топлива можно применить подход Рейнольдса. Так как среда сжимаемая, возможно применить осреднение по Фавру. Тогда пульсация энергии турбулентного течения смеси топлива определяется выражением:

$$f' = f - \bar{f} \quad (15)$$

где \bar{f} – осредненное значение доли смеси; f – доля смеси, определяемая как

$$f = \frac{|Y_g - \hat{s} Y_{O_2}| - |Y_g - \hat{s} Y_{O_2}|_2}{|Y_g - \hat{s} Y_{O_2}|_1 - |Y_g - \hat{s} Y_{O_2}|_2}, \quad (16)$$

где Y_g , Y_{O_2} – массовые доли топлива и кислорода соответственно на выходе из горелок;

\hat{s} – массовое отношение количества топлива к воздуху, определяемое как

$$\hat{s} = \frac{(m_{CH_4})}{(m_{O_2})}, \quad (17)$$

Уравнения сохранения видов, решенные для каждого химического вещества, участника реакции, сводятся к одному уравнению средней доли смеси Фавра;

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \bar{f}) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i \bar{f}) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\mu_t}{0,65} \frac{\partial \bar{f}}{\partial x_i} \right). \quad (18)$$

В качестве модели горения предлагается использовать модель распада вихрей (3-х ступенчатая модель вихревого затухания или 3-step Eddy Break-Up) [10]. Согласно Eddy Break-Up-модели компоненты при смешении немедленно сжигаются. Скорость реакции моделируется с помощью выражения, учитывающего турбулентный процесс микросмешения. Предполагается, что скорость расходования компонента r_F равна:

$$r_F = -\frac{\rho}{W_F} \cdot \left(\frac{1}{\tau_{\text{турб}}} \right) \cdot A \cdot \min \left[Y_g, \frac{Y_{O_2}}{\hat{s}} \right] \quad (19)$$

Здесь W_F – молярная масса топливной смеси, кг/кмоль; A – предэкспоненциальный множитель Аррениуа.

Используя k – ε модель турбулентности:

$$\tau_{\text{турб}} = \frac{k}{\varepsilon} \quad (20)$$

Граничные условия:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0; \quad \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} = 0; \quad \frac{\partial(\rho h)}{\partial t} = 0; \\ \frac{\partial(\rho k)}{\partial t} = 0; \quad \frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} = 0. \end{aligned} \quad (21)$$

II Всероссийская научно-техническая конференция с международным участием
«РАЗВИТИЕ МЕТОДОВ ПРИКЛАДНОЙ МАТЕМАТИКИ ДЛЯ РЕШЕНИЯ
МЕЖДИСЦИПЛИНАРНЫХ ПРОБЛЕМ ЭНЕРГЕТИКИ»

Система уравнений (1) – (20) с граничными условиями (21) решается сопряженно численным методом в среде STAR-CCM+ относительно составляющих скорости, температуры, содержания CH_4 , CO , CO_2 , H_2 , H_2O , N_2 , O_2 , а также турбулентных характеристик.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Предлагаемый альтернативный подход в моделировании коэффициента интенсивности турбулентного обмена позволит учесть особенности сжигания нетрадиционного топлива, такого как биогаз или водород.

Работа выполнена при финансовой поддержке гранта Правительства Российской Федерации (075-15-2021-584)

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ю. Варнатц, У. Маас, Р. Диббл, Горение. Физические и химические аспекты, моделирование, эксперименты, образование загрязняющих веществ. Пер. с англ.- М.: ФИЗМАТЛИТ, 2003 – 352 с.
2. N. Peters, Laminar diffusion flamelet models in non-premixed turbulent combustion, Prog. Energy Combust. Sci., 1984, vol. 10, pp. 319-339.
3. B. E. Launder, D. B. Spalding, The numerical computation of turbulent flows. Numerical Prediction of Flow, Heat Transfer, Turbulence and Combustion, 1973 - pp. 96–116; 1983.
4. R. W. Bilger, Turbulent Diffusion Flames. Annual Review of Fluid Mechanics, 21(1), 1989 – pp. 101–135. 1989.
5. F. Williams, P. Libby, Some implications of recent theoretical studies in turbulent combustion. 18th Aerospace Sciences Meeting, 1980.
6. В. А. Голубев, Обоснование и совершенствование способов энергетического использования растительных отходов / диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук – Барнаул. 2014.
7. S. Mohammad, J. Razeghi, Hadi Pasharshahri Mohammad Safarzadeh, Comparison of combustion models based on fast chemistry assumption in large eddy simulation of pool fire. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, p.15 – 2020.
8. А. С. Аскарова, С. А. Болегенова, В. Ю. Максимов, А. Бекмухамет, Использование технологии «overfire air» для снижения выбросов вредных веществ при сжигании пылеугольного топлива в камере сгорания котла БКЗ-160 Алматинской ТЭЦ / VIII Всероссийская конференция с международным участием «Горение твердого топлива» Институт теплофизики им. С.С. Кутателадзе СО РАН, 13–16 ноября 2012 г.
9. У. Мизхер, С. В. Бусыгин, А. В. Чукалин, В. Н. Ковальногов, Р. В. Федоров. Моделирование и исследование процессов горения топливовоздушных смесей на основе биогаза // Вестник УлГТУ 2020. №2-3. С.35 – 41.
10. 11-1 Tutorial STAR-CCM+
11. Ю. Е. Карпенко, В. Е. Мессерле, Е. И. Карпенко, А. П. Басаргин. Плазменно-циклонная технология сжигания твердых топлив / VIII Всероссийская конференция с международным участием «Горение твердого топлива» Институт теплофизики им. С.С. Кутателадзе СО РАН, 13–16 ноября 2012 г.
12. В. Н. Ковальногов, Ю.А. Хахалев. Результаты численного исследования турбулентного потока с воздействиями на основе анализа фрактальной размерности пульсаций давления // Труды Академэнгеро, 2014. – №4. – С 16 – 29.

Математическое моделирование термообработки диэлектрических материалов в волноводно-щелевой СВЧ-камере

А.С. Яковлев^{а)}, С.В. Тригорлый^{б)}

*Саратовский государственный технический университет имени Гагарина Ю. А.,
Российская Федерация, 410054, г. Саратов, ул. Политехническая 77*

^{а)} *red.and2012@yandex.ru*

^{б)} *trigorly55@mail.ru*

Аннотация. В последние годы все большее применение находят СВЧ-технологии для термообработки различных материалов. Использование СВЧ-энергии позволяет интенсифицировать технологические процессы термообработки различных диэлектрических материалов.

Для нагрева диэлектрических материалов наибольшее распространение получили СВЧ-камеры с бегущей волной и камеры лучевого типа [1]. Недостатком камер с бегущей волной является невозможность обработки изделий произвольной формы. К тому же их проектируют для обработки изделий с определенными диэлектрическими свойствами и их, как правило, нельзя использовать для обработки диэлектриков с другими свойствами.

Камеры лучевого типа с неограниченным объемом в общем случае представляют собой открытое пространство (полупространство), в котором антенна облучает обрабатываемый объект. Камеры с ограниченным объемом отличаются от камер с неограниченным объемом наличием ограничивающих объем металлических стенок (рис. 1).

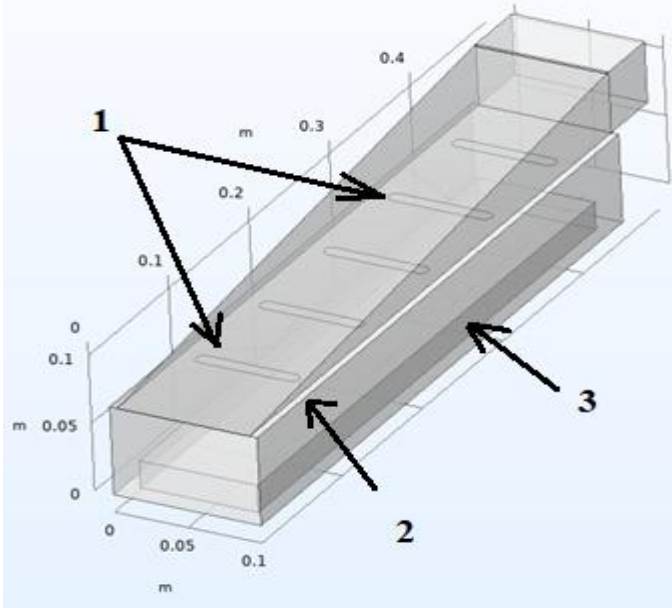
Целью данной работы является математическое моделирование нагрева диэлектрических материалов в волноводно-щелевой СВЧ-камере лучевого типа с ограниченным объемом для определения распределений напряженности электрического и температурного поля и оценки эффективности режима термообработки диэлектриков.

Рассмотрим конструкцию СВЧ-камеры лучевого типа на базе прямоугольного нерегулярного волновода со щелевыми излучателями [2]. Выбор данной СВЧ-камеры обусловлен тем, что в ней возможна термообработка диэлектриков различной формы и габаритов.

Приняты следующие размеры СВЧ-камеры на частоте 2450 МГц: волноводно-щелевой излучатель со скосом по узкой стенке волновода длиной 450 мм количество щелей – 5 шириной 10 мм; размер камеры 100×450 мм, длиной 80 мм (рис. 1, 2). СВЧ-мощность, поступающей в камеру, составляет 1,5 кВт. Количество щелей и их размер выбраны в результате проведенных расчетов по [2].

Рассмотрим моделирование процесса нагрева в СВЧ-камере с щелевыми излучателями при частоте 2450 МГц для образцов диэлектриков с размерами 420×80×20. В качестве диэлектриков использовались грунт и резина.

На рисунке 1, показана геометрическая модель СВЧ-камеры с обрабатываемым диэлектрическим



материалом.

РИСУНОК 1. Волноводно-щелевая СВЧ-камера: 1 - щелевые излучатели; 2 – рабочее пространство камеры; 3 – обрабатываемый диэлектрик

Математическое описание процессов СВЧ-термообработки диэлектриков основано на системе взаимосвязанных уравнений электродинамики и теплопроводности [3]. Мощность внутренних источников теплоты, обусловленная диэлектрическими потерями, q_v , главным образом (помимо диэлектрических свойств и частоты) определяется распределением напряженности электрического поля E :

$$q_v = 0,5\omega\varepsilon_0\varepsilon_r'' \cdot |E|^2, \quad (1)$$

где $\omega = 2\pi f$ – угловая частота, f – частота электромагнитного поля, ε_0 – электрическая постоянная, ε_r'' – коэффициент потерь (мнимая часть диэлектрической проницаемости).

Соотношение (1) описывает эффект тепловыделения при диэлектрическом нагреве и используется для задания взаимосвязи тепловых и электродинамических процессов при моделировании.

Уравнение Гельмгольца для вектора напряженности электрического поля имеет вид [3]:

$$\nabla \times (\mu_r^{-1} \nabla \times E) - k_0^2 \left(\varepsilon_r' - \frac{j\sigma}{\omega\varepsilon_0} \right) E = 0, \quad (2)$$

где μ_r – относительная магнитная проницаемость, $k = \omega\sqrt{\varepsilon_0\mu_0}$ – волновое число, μ_0 – магнитная постоянная, ε_r' – относительная диэлектрическая проницаемость (действительная часть), $\sigma = \omega\varepsilon_0\varepsilon_r''$ – электрическая проводимость. На границе раздела сред задаются известные граничные условия [1]. Дифференциальное уравнение теплопроводности рассматривается в трехмерной постановке с заданными граничными условиями третьего рода на наружной поверхности диэлектрика и начальными условиями [3].

Для решения взаимосвязанных дифференциальных уравнений электродинамики и теплопроводности с соответствующими граничными и начальными условиями воспользуемся методом конечных элементов (МКЭ), реализованным в ПО COMSOL Multiphysics [3]. Данное программное обеспечение позволяет решать указанные уравнения в трехмерной постановке.

Результаты моделирования нагрева образцов размерами 420x80x20 мм в волноводно-щелевой СВЧ-камере при мощности СВЧ генератора 1,5 кВт и частоте 2450 МГц приведены на рис. 2-5. На этих рисунках показаны распределения напряженности электрического и температурного поля в продольном сечении zx для момента времени 360 с.

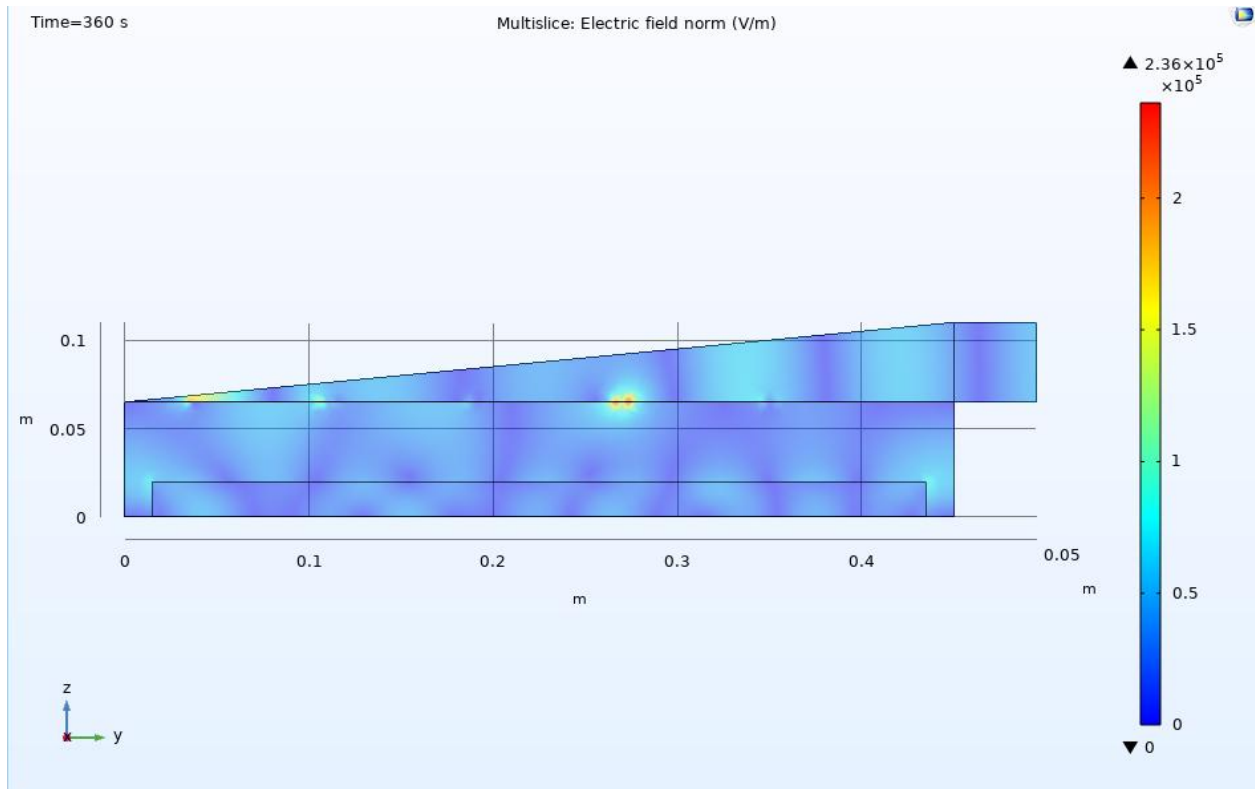


РИСУНОК 2. Распределение напряженности электрического поля в среднем сечении СВЧ камеры zx (материал - резина)

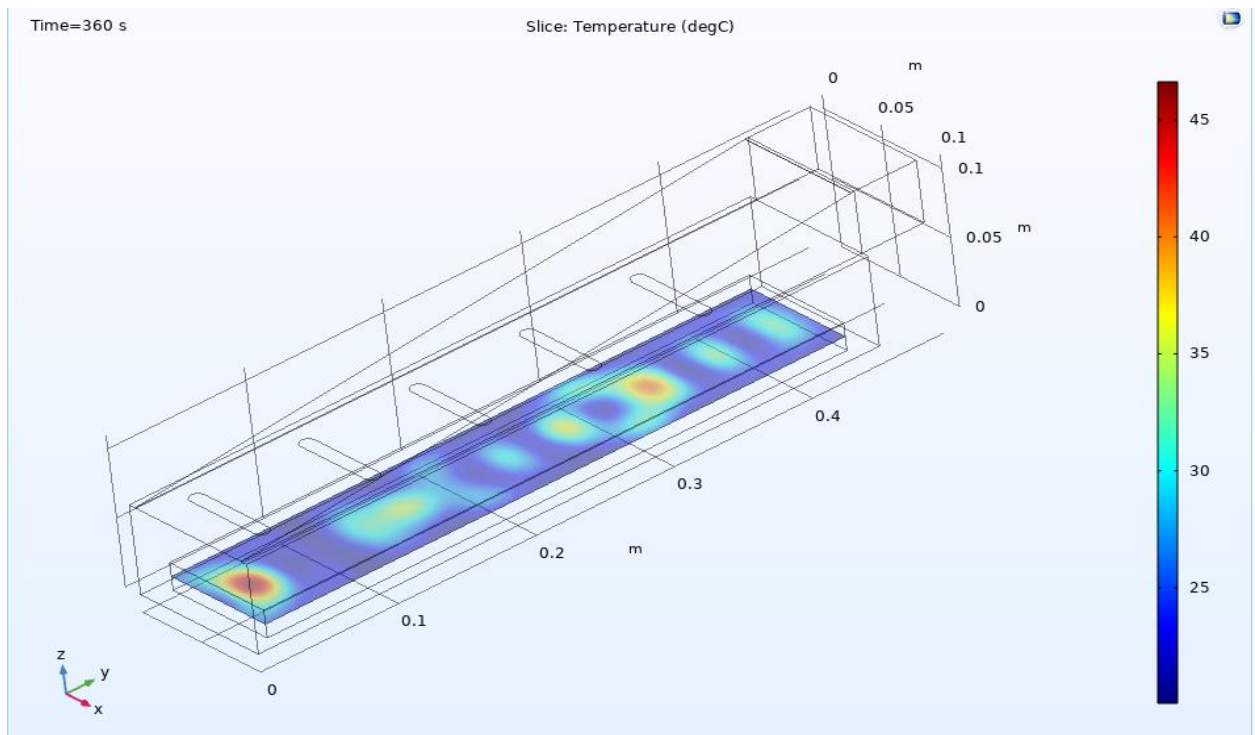


РИСУНОК 3. Распределение температурного поля в поглощающем материале в момент времени 360 с (материал - резина)

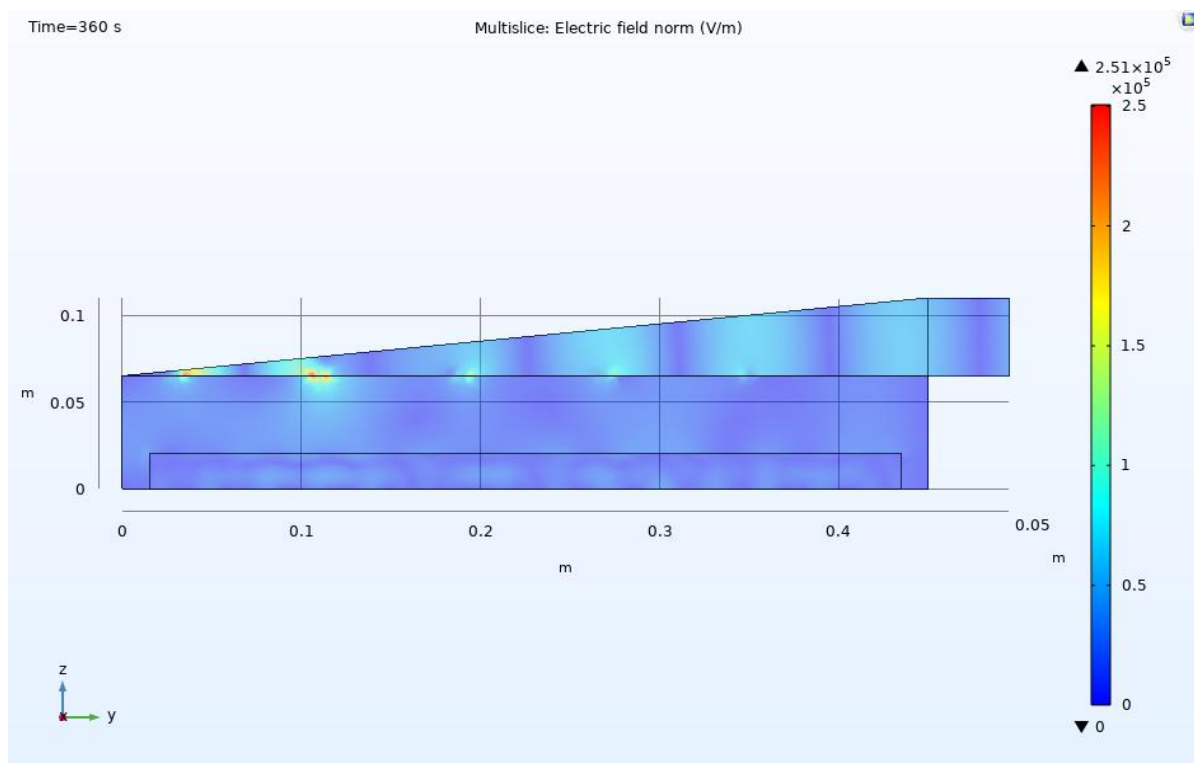


РИСУНОК 4. Распределение напряженности электрического поля в среднем сечении СВЧ-камеры zx (материал - грунт)

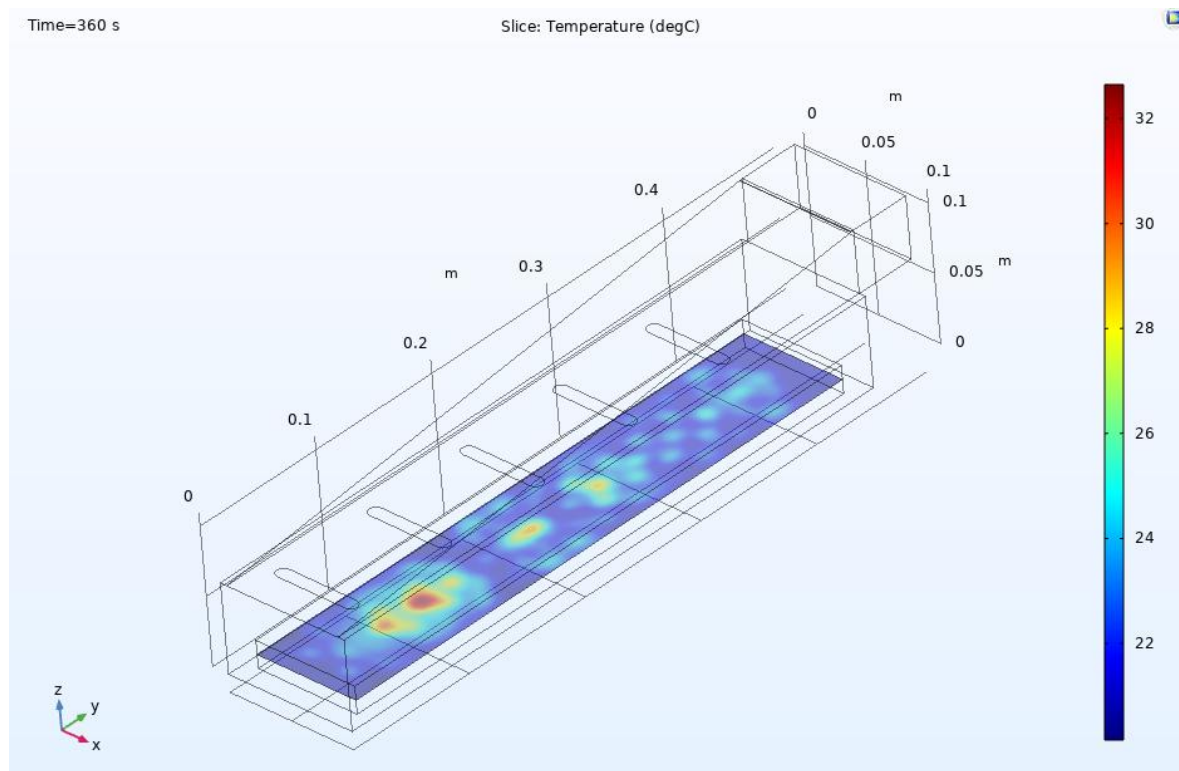


РИСУНОК 5. Распределение температурного поля в поглощающем материале в момент времени 360 с (материал - грунт)

Установлено (см. рис. 3, 5), что максимальная температура в объектах термообработки достигает в области, наиболее удаленной от источника СВЧ-электромагнитного излучения.

Из приведенных выше результатов моделирования нагрева образцов установлено, что максимальная температура в объекте из резины за время 360 с достигает 45 °С в координатной точке $z = 0,02$ м, а в грунте максимальная температура равна 32 °С в точке $z = 0,12$ м (рис. 4, 6). Распределение по всей длине заготовки - неравномерное ($\Delta T = 10-20$ °).

Для повышения равномерности нагрева диэлектриков в волноводно-щелевой СВЧ-камере необходимо совершенствование конструкции излучающей системы в части расположения щелей и их геометрии. Указанная задача оптимизации СВЧ-камеры может быть решена с применением предложенной методики математического моделирования в программной среде COMSOL Multiphysics.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Архангельский, Ю.С. СВЧ электротермия / Ю.С. Архангельский. – Саратов: Сарат. гос. техн. ун-т, 1998.– 408 с.
2. Архангельский, Ю.С. Камеры лучевого типа / Ю.С. Архангельский, С.В. Тригорлый. – Саратов: «Амирит», 2017. – 198 с.
3. Моделирование СВЧ электротехнологических процессов и установок с помощью программного пакета COMSOL Multiphysics / С.В. Тригорлый, В.С. Алексеев, С.Г. Калганова, В.В. Захаров. – Саратов: «Амирит», 2019. – 105 с.

Математическое моделирование процесса дегазации воды газоплотного котла

Р.И. Камалова^{a)}, М.М. Замалеев^{b)}

*Ульяновский государственный технический университет,
Российская Федерация, 432027, г. Ульяновск, ул. Северный Венец, д. 32*

a) 752479@mail.ru

b) mansur_zamaleev@mail.ru

Аннотация. Описана технология десорбции растворенного в воде кислорода уходящими газами газоплотного котла, которая может быть успешно применена в действующих теплоэнергетических установках. Показана тепло- и массообменная эффективность технологии в деаэраторах серийной конструкции. Изучена возможность применения CFD-моделирования для изучения гидродинамики процесса.

1. Описание технологии дегазации воды уходящими газами котла и оценка ее эффективности

Одним из наиболее приоритетных направлений мировой энергетики является разработка новых способов эффективного использования энергетических ресурсов. При этом модернизация существующих теплоэнергетических установок дает значительный эффект экономичного использования углеводородных топлив, а организация на ТЭС различных мероприятий по использованию вторичных ресурсов позволяет повысить энергетическую составляющую.

Существенный потенциал энергосбережения на ТЭС сосредоточен в корректировке работы основного и вспомогательного оборудования, использующего высокопотенциальные теплоносители. Технологии термической деаэрации воды оказывают весомое влияние на энергетическую эффективность ТЭС, так как традиционно используют пар для нагрева и обработки потоков воды водоподготовительных установок.

Помимо энергетической эффективности на ряде ТЭС и котельных существуют проблемы с обеспечением требуемого качества подпиточной и добавочной питательной воды по содержанию коррозионно-агрессивных газов, нормативные значения которых регламентируются Правилами технической эксплуатации электрических станций и сетей Российской Федерации [1]. Кроме того, во многих средних и мелких городах России от 30 до 100 % тепловой энергии для целей теплоснабжения вырабатывается котельными [2, 3]. При этом большая часть котельных не имеет в составе установленного оборудования парогенераторов и проблема термической деаэрации встает достаточно остро, и антикоррозийная обработка воды должна как-то осуществляться при отсутствии пара. Для небольших водогрейных котельных, в которых производство пара обусловлено лишь необходимостью его использования для деаэрации, традиционная схема термической деаэрации является препятствием для перехода на более экономичный водогрейный режим. Данный факт вынуждает владельцев терпеть убытки, а также способствует перерасходу имеющихся топливных ресурсов. Описанные проблемы привели к необходимости поиска альтернативных видов десорбентов для обеспечения процессов деаэрации воды [4, 5].

В научно-исследовательской лаборатории «Теплоэнергетические системы и установки» Ульяновского государственного технического университета (НИЛ «ТЭСУ» УлГТУ) разработана новая технология деаэрации подпиточной воды теплосети и добавочной питательной воды котлов тепловых электрических станций с использованием в качестве десорбирующей среды уходящих газов котла [6, 7].

Для оценки сферы применения предложенного решения следует определить значения теоретически необходимого расхода десорбирующего агента (уходящих газов котла).

Предложенная технология позволяет повысить экономичность процесса дегазации воды за счет исключения затрат пара на деаэрацию, а также полезного использования теплоты уходящих газов котла в процессе деаэрации. Основным преимуществом предложенного решения является возможность организации деаэрации подпиточной воды теплосети на водогрейных котельных без источников пара [8]. При этом наибольшая эффективность может быть достигнута при нестехиометрическом сжигании

природного газа [9] в режиме работы котла под наддувом, что позволяет избежать увеличения содержания кислорода в уходящих газах из-за присосов в топку и газоходы.

Расчет выполняется на основе решения балансовых уравнений процессов массообмена и теплообмена при термической деаэрации при условии, что на выходе из деаэратора достигается равновесие между фазами [10]. Можно принять с определенными допущениями, что наибольшая массообменная и энергетическая эффективность достигается при минимально возможных величинах десорбирующего агента и покидающего деаэратор пара.

Для расчета принимаются параметры работы типового котла серии ДКВР и атмосферного струйно-барботажного деаэратора типа ДА-25 конструкции НПО ЦКТИ производительностью 25 т/ч.

Уравнение теплового баланса для определения расхода дымовых газов в целях обеспечения процесса деаэрации уходящими газами котла имеет вид:

$$Q_{u.в} + Q_{дым.г} = Q_{д.г} + Q_{вып} \quad (1)$$

Также уравнение теплового баланса деаэрации может быть представлено в виде:

$$G_{u.в} \cdot h_{u.в} + D_{дым.г} \cdot h_{дым.г} = G_{д.г} \cdot h_{д.г} + D_{вып} \cdot h_{вып}, \quad (2)$$

где $G_{u.в}$ и $G_{д.г}$ – количество исходной и деаэрированной воды, кг/ч; $D_{дым.г}$ – расход десорбирующего агента, подаваемого в деаэратор, кг/ч; $D_{вып}$ – расход пара деаэратора (смеси выделившихся из воды коррозионно-агрессивных газов и уходящих газов), кг/ч; $h_{u.в}$, $h_{д.г}$ – энтальпия воды на входе в деаэратор и на выходе из него, кДж/кг; $h_{дым.г}$, $h_{вып}$ – энтальпия дымовых газов на входе в деаэратор и энтальпия пара на выходе из деаэратора, кДж/кг.

Расход дымовых газов определяется выражением:

$$D_{дым.г} = \frac{G_{д.г} \cdot h_{д.г} + D_{вып} \cdot h_{вып} - G_{u.в} \cdot h_{u.в}}{h_{дым.г}} \quad (3)$$

Проведенные расчеты показывают, что для обеспечения процесса деаэрации 25 т/ч воды при нормативном значении расхода пара 50 кг/т необходимый расход дымовых газов составит 71,5 м³/ч.

Уравнение материального баланса деаэрации для определения концентрации кислорода можно записать в виде:

$$G_{u.в} X_{u.в}^{O_2} + D_{дым.г} Y_{дым.г}^{O_2} = G_{д.г} X_{д.г}^{O_2} + D_{вып} Y_{вып}^{O_2}, \quad (4)$$

где $X_{u.в}^{O_2}$, $X_{д.г}^{O_2}$ – концентрации кислорода в воде на входе в деаэратор и на выходе из него; $Y_{дым.г}^{O_2}$, $Y_{вып}^{O_2}$ – содержание кислорода в дымовых газах на входе в деаэратор и в паре на выходе из деаэратора.

Выразим $Y_{дым.г}^{O_2}$ и $Y_{вып}^{O_2}$ через концентрации газа в воде. Согласно закону Дальтона общее давление газовой или парогазовой смеси равно сумме парциальных давлений газов и паров, составляющих смесь. Из закона Генри следует, что концентрация газа, растворенного в воде, пропорциональна парциальному давлению этого газа над поверхностью воды.

Концентрация кислорода в дымовых газах на входе в деаэратор $Y_{дым.г}^{O_2}$ выразится:

$$Y_{дым.г}^{O_2} = K_r^{O_2} X_{д.г}^{O_2} / p, \quad (5)$$

где $K_r^{O_2}$ – коэффициент Генри (константа фазового равновесия для кислорода [11]), Па; p – давление в деаэраторе, Па.

Концентрация кислорода в паре, покидающем деаэратор, зависит от схемы движения воды и газа в аппарате. При противоточном движении мольная доля O_2 в парогазовой смеси $Y_{вып}$ равна:

$$Y_{вып}^{O_2} = K_r^{O_2} X_{u.в} / p \quad (6)$$

где $K_r^{O_2}$ – коэффициент Генри (константа фазового равновесия для кислорода), Па; p – давление в деаэраторе, Па.

Уравнение материального баланса примет вид:

$$G_{у.в.} X_{у.в.}^{O_2} + D_{дым.г} \frac{K_{г}^{O_2} X_{д.в.}^{O_2}}{p} = G_{д.в.} X_{д.в.}^{O_2} + D_{вып} \frac{K_{г}^{O_2} X_{у.в.}^{O_2}}{p} \quad (7)$$

Подставляя полученные значения в уравнение, находим концентрацию кислорода в деаэрированной воде:

$$X_{д.в.}^{O_2} = \frac{X_{у.в.}^{O_2} \left(\frac{D_{вып} K_{г}^{O_2}}{p} - G_{у.в.} \right)}{\left(\frac{D_{дым.г} K_{г}^{O_2}}{p} - G_{д.в.} \right)} = 48,5 \text{ мкг} / \text{дм}^3 \quad (8)$$

В соответствии с [1] допустимое содержание кислорода в подпиточной воде теплосети 50 мкг/дм³, следовательно, применение уходящих газов газоплотного котла в качестве десорбирующего агента в атмосферных деаэраторах позволяет обеспечить нормативное значение кислорода.

Проведенные расчеты показали, что применения в качестве десорбирующего агента уходящих газов газоплотного котла позволяет обеспечить нормативное содержание кислорода в деаэрированной воде, при этом теоретически необходимый удельный расход уходящих газов составит около 3 м³ на 1 тонну деаэрированной воды.

2. Моделирование процесса дегазации воды

Для более глубокого изучения процесса дегазации уходящими газами котла было принято решение провести исследование с использованием средств вычислительной гидроаэродинамики. В настоящее время исследователями используются различные программные комплексы CFD-моделирования. Наиболее распространенными являются Ansys и STAR-CCM+. Для моделирования процесса деаэрации авторами был выбран программный комплекс STAR-CCM+, основными преимуществами которого являются: встроенный инструмент по созданию графических областей, возможность получить пространственную картину процесса, доступность академической лицензии. В общем случае решение задачи численного моделирования течения жидкости (газа) в программном комплексе STAR-CCM+ состоит из следующих основных этапов: выбор расчетной области; задание математической модели; задание начальных и граничных условий; задание расчетной сетки; собственно, проведение расчета; просмотр и анализ полученных результатов.

В программном комплексе STAR-CCM+ процесс дегазации в деаэраторе был рассмотрен как нестационарная задача течения жидкости и газа, которые являют собой многокомпонентные и многофазные течения с учетом теплообмена. Для моделирования была выбрана активная зона в аппарате – слой жидкости над барботажным листом стандартного двухступенчатого деаэратора (рисунок 1). Слой жидкости представляет собой сплошной прямоугольник, в нижнюю часть которого через отверстия подводится газ.

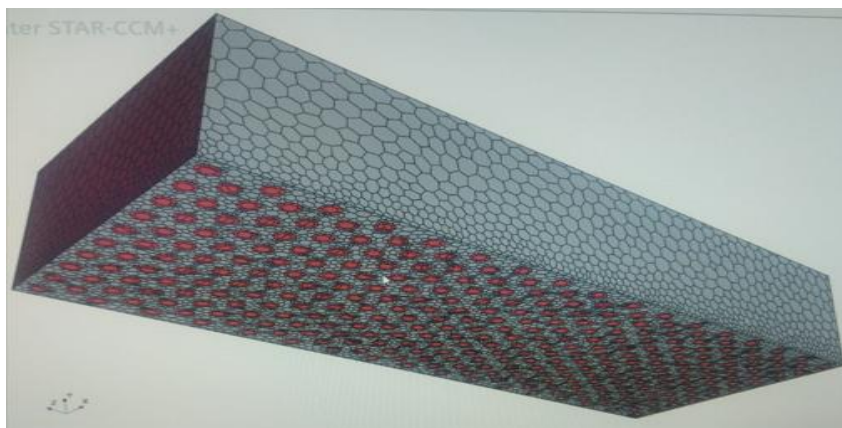


РИСУНОК 1. Геометрическая область с расчетной сеткой, представляющая собой слой жидкости над барботажным листом деаэрата

Таким образом, решение задачи представлено в виде несложной геометрии, в которой происходят сложные физико – химические процессы. Задачи в данном программном комплексе решаются методом контрольных объемов. После генерации сетки, состоящей из ячеек наиболее подходящей для решения задач течения жидкостей формы, были определены расчетные области и заданы физические свойства.

Далее задаются свойства и направления потоков, а также граничные условия протекания процессов. После проведенного расчета была получена схема процесса дегазации в скалярной плоскости течения (рисунок 2). Данные предварительного компьютерного моделирования процесса дегазации уходящими газами котла позволяют получить представление о гидродинамике процесса и уточнить математическую модель деаэрации.

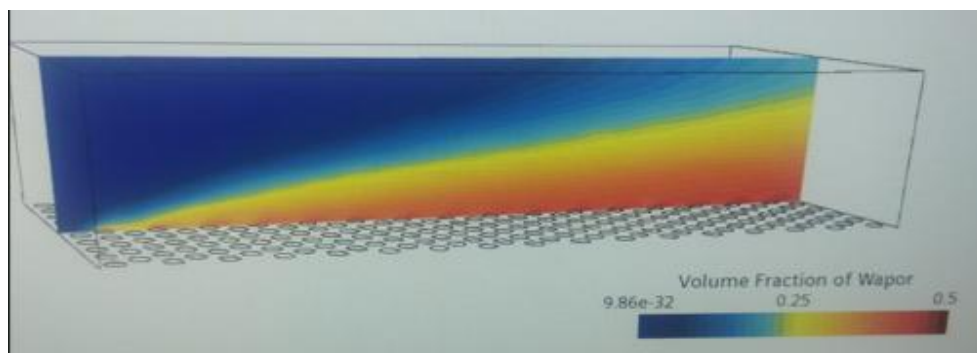


РИСУНОК 2. Схема процесса дегазации в скалярной плоскости течения

Таким образом, проведенные расчеты и предварительное компьютерное моделирование показывают возможность применения технологии деаэрации воды уходящими газами котла с требуемой эффективностью в случае применения наиболее распространенных в теплоэнергетике струйно-барботажных деаэраторов.

В связи с высоким содержанием в дымовых газах диоксида углерода, остро встает вопрос о нейтрализации углекислоты в деаэрированной воде. Для нейтрализации CO_2 предлагается дозировать в трубопровод подпиточной воды после деаэрата щелочной агент, например, гидроксид натрия.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Описана новая технология деаэрации воды за счет применения в качестве десорбента уходящих газов газоплотного котла.
2. Рассчитан теоретически необходимый расход уходящих газов котла для деаэрации подпиточной воды, произведена оценка остаточной концентрации кислорода в деаэрированной воде.
3. Проведенные расчеты и предварительное компьютерное моделирование доказывают применимость новой технологии деаэрации подпиточной воды теплосети с использованием в качестве десорбирующего агента уходящих газов газоплотного котла.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Правила технической эксплуатации электрических станций и сетей Российской Федерации (утверждены приказом Минэнерго России от 19 июня 2003 года N 229).
2. Семенов В.Г. О реконструкции котельных в ТЭЦ. - Новости теплоснабжения, 2006, №1.
3. Пульнер И.П. Горячие результаты холодного сезона. - Энергонадзор и энергобезопасность, 2006, №2.
4. Sharapov V.I., Pazushkina O.V., Kudryavtseva E.V. Energy-Effective Method for Low-Temperature Deaeration of Make-up Water on the Heating Supply System of Heat Power Plants // Thermal Engineering. 2016. Vol. 63. № 1. P. 687-690.
5. Sharapov V.I., Kudryavtseva E.V. Energy Efficiency of Low-Temperature Deaeration of Makeup Water for a District Heating System // Power Technology and Engineering. Volume 50, Issue 2, July 2016, P. 204-207.
6. Zamaleev M.M., Pazushkina O.V. and R I Kamalova Journal of Physics: Conference Series, Volume 1683, Number41 (2020), Page 042062
7. V I Sharapov and R I Kamalova 2019 *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science* vol 288 (Institute of Physics and IOP Publishing Limited) p 12116
8. Патент № 2629321 (РФ). МПК F 22 В 33/18. Котельная установка/ В.И. Шарапов, Р.И. Камалова, Е.В. Кудрявцева, С.С. Рогачёв// Бюллетень изобретений. 2017. № 5.
9. Росляков П.В., Закиров И.А. Нестехиометрическое сжигание природного газа и мазута на тепловых электростанциях. М.: Издательство МЭИ, 2001.
10. Sharapov V I and Malinina (Pazushkina) O V 2004 *Determining the Theoretically Required Vapor-Venting Rate for Thermal Deaerators (Therm. Eng. vol 51)* pp 321-324.
11. Павлов К. Ф., Романков П. Г., Носков А. А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии. Учебное пособие для вузов / Под ред. чл.-корр. АН СССР П. Г. Романкова. - 10-е изд., перераб. и доп. - Л.: Химия, 1987. - 576 с.

СЕКЦИЯ 2. Возобновляемые источники энергии и водородная энергетика

Водородная система аккумулирования электроэнергии

А.А. Володин^{а)}, Б.П. Тарасов^{б)}, М.В. Лотоцкий^{в)}

*Федеральный исследовательский центр проблем химической физики и медицинской химии РАН
Российская Федерация, 142432, г. Черноголовка, пр. Семенова, 1
HySA Systems Centre of Competence, University of the Western Cape
Republic of South Africa, Bellville 7535, Private Bag X17*

^{а)} alexvol@icp.ac.ru

^{б)} tarasov@icp.ac.ru

^{в)} mlototsky@uwc.ac.za

Аннотация. В работе представлен обзор разработанных к настоящему времени систем аккумулирования энергии с использованием водорода в качестве энергоносителя. Показаны решения, предложенные зарубежными компаниями Hydrogenics, Heliocentris и HYFLEXPOWER, а также приведены примеры отечественных разработок (ЛВЭТ ОИВТ РАН). Особое внимание уделено водородной системе аккумулирования электроэнергии, разработанной в комплексе лабораторий водородного материаловедения ФИЦ ПХФ и МХ РАН.

СИСТЕМЫ АККУМУЛИРОВАНИЯ ЭНЕРГИИ НА ОСНОВЕ ВОДОРОДА

Использование водорода в качестве энергоносителя позволяет создавать энергосистемы с удельной плотностью энергии, значительно превосходящей таковую у любых типов существующих аккумуляторных батарей. Кроме того, гораздо более простое и менее требовательное обслуживание и более высокая эффективность систем значительно снижают стоимость, увеличивают периоды эксплуатации и повышают надежность энергоснабжения. Электростанции, использующие водород в качестве энергоносителя, могут дополнить или даже заменить целый ряд оборудования на базе дизель-электрогенераторов и электрохимических аккумуляторов.

Бесперебойное электроснабжение, например, в инфраструктуре здравоохранения или транспортной инфраструктуре имеет решающее значение для обеспечения безопасности, качества жизни и здоровья людей. Бесперебойное электропитание информационно-вычислительных комплексов и процессинговых центров необходимо для предотвращения потери данных и сбоев в работе в банковской сфере. Аккумулирование энергии на основе водорода полезно в энергоемких системах (≥ 10 кВтч), работающих в широком диапазоне мощности (1–200 кВт), особенно когда необходимо ограничить занимаемую площадь системы.

Монтаж и подключение систем водородного электроснабжения не требует больших капитальных затрат, так как блоки могут поставляться в модульном исполнении, а следовательно, устанавливаться на необорудованных площадках вблизи потребителей, при этом они удобны в эксплуатации, надежны и экономичны. Отсутствие проблем с саморазрядом и необходимости подзарядки гарантирует стабильность энергетических параметров, упрощает эксплуатацию, тем самым повышая надежность оборудования для конечных пользователей.

II Всероссийская научно-техническая конференция с международным участием «РАЗВИТИЕ МЕТОДОВ ПРИКЛАДНОЙ МАТЕМАТИКИ ДЛЯ РЕШЕНИЯ МЕЖДИСЦИПЛИНАРНЫХ ПРОБЛЕМ ЭНЕРГЕТИКИ»

Использование водородных накопителей наиболее целесообразно в сочетании с возобновляемыми источниками энергии в отдаленных и малонаселенных районах с обилием возобновляемых энергоресурсов. Примерами таких мест являются морские и океанские побережья Арктики и Дальнего Востока России. В этих районах для фотовольтаики можно использовать избыточную инсоляцию в полярный день, а также постоянно интенсивные морские бризы и другие ветры, возникающие на границе суши и моря, - для ветрогенерации. Кроме того, наличие резервуаров водорода достаточного объема позволит нивелировать стохастический характер производства электроэнергии из возобновляемых источников.

Комплексная энергетическая установка включает в себя первичный источник электроэнергии (включая возобновляемые источники энергии), электролизер, металлгидридный накопитель водорода, топливный элемент, систему управления и контроля, вспомогательные элементы (корпус, автоматику безопасности, преобразователи напряжения). В целом водородные системы электроснабжения не требуют строгих условий хранения, транспортировки и эксплуатации с целью сохранения срока службы, а также, в отличие от всех типов аккумуляторов, не требуют соблюдения мероприятий «профилактической» замены до истечения срока службы. Кроме того, модульная система позволяет формировать широкий спектр энергосистем, имеющих различную мощность и энергопотребление, без изменения технологии их производства. Промышленное производство систем водородного энергоснабжения различных типов активно осуществляется во многих странах (ЕС, США, Китай, Япония и др.). Разработаны электролизеры с удельными энергетическими характеристиками, превышающими удельные характеристики традиционных генераторов на двигателях внутреннего сгорания (Nedstack, Hydrogenics, Protonex, Plug Power, Ballard, Intelligent Energy, PowerCell). Среди множества решений по преобразованию, хранению и дальнейшему использованию энергии выделяются решения, предлагаемые Hydrogenics, Heliocentris и HYFLEXPOWER.

Решения Hydrogenics Power-to-Gas

Канадская компания Hydrogenics (в настоящее время в совместном владении Cummins Inc. и Air Liquide [1]) является одним из лидеров технологии водородной энергетики. Это один из старейших производителей водородных топливных элементов. Hydrogenics предлагает гибридные системы Power-to-Gas, которые преобразуют избыточную возобновляемую энергию в водород с помощью электролиза, а затем используют для получения водорода существующую газовую инфраструктуру. Трубопроводы природного газа и подземные сооружения обеспечивают резервуары для хранения энергии большой емкости. Тогда водород можно будет использовать по требованию.

Солнечная электростанция Heliocentris с водородным циклом

Компания Heliocentris специализируется на разработке маломощных систем и микролабораторий производства «солнечного» водорода, а также различных тренажеров и демонстрационных установок. Стоит отметить тренажер Solar Hydrogen Trainer, который представляет собой автономную фотоэлектрическую систему мощностью 400 Вт в сочетании с электролизером. Он производит водород из солнечной энергии посредством солнечных панелей [2]. Постоянный ток от солнечных модулей заряжает батареи в системе под управлением регулятора нагрузки. Силовая электроника, состоящая из инвертора и преобразователя переменного/постоянного тока, обеспечивает пользователя 12 В постоянного тока и 230 В переменного тока.

Система управления обеспечивает полную балансировку производства солнечного водорода. Данные о производительности и генерации фотоэлектрических модулей, силовой электроники, батареи и электролизера отображаются в программном обеспечении и могут быть зарегистрированы для экспорта. Потоки энергии между отдельными компонентами четко визуализируются. Мобильные солнечные модули с регулируемым углом наклона и дополнительными солнечными датчиками позволяют проводить углубленные эксперименты по выработке солнечной энергии. Полученный водород накапливается и хранится в металлгидридных баках.

HYFLEXPOWER Power-to-X-to-Power демонстрационная модель с водородной турбиной

Консорциум компаний ENGIE Solutions, Siemens Neftegas & Energetika, Centrax, Arttic, Немецкого аэрокосмического центра (DLR) и четырех европейских университетов запустил проект при поддержке Европейской комиссии в рамках программы развития исследований Horizon 2020 [3]

Цель проекта - доказать, что водород можно производить с использованием возобновляемых источников энергии, хранить, а затем добавлять до 100% к природному газу, который в настоящее время используется на тепловых электростанциях. Для этих целей модернизируется существующая промышленная газовая турбина Siemens SGT-400.

Все еще остаются проблемы, препятствующие внедрению систем водородного аккумулирования энергии. Первая проблема - это безопасное и эффективное хранение и поставка водорода [4, 5]. Для ее решения можно использовать хранение водорода в гидридах металлов как многообещающий вариант для приложений малого и среднего масштаба ($0,01-30 \text{ Нм}^3 \text{ H}_2$) [6-9]. Еще одним ключевым компонентом водородного аккумулирования энергии является компримирование водорода, позволяющее увеличить плотность запасаемой энергии. Здесь металлгидридное термосорбционное компримирование водорода также имеет ряд преимуществ по сравнению с другими широко используемыми методами, такими как механическое сжатие [9].

Разработка интегрированных систем, содержащих компоненты аккумулирования энергии на основе гидридов металлов, хорошо поддерживается международными финансовыми агентствами. Одним из недавних примеров является проект ЕС Horizon 2020 HyCARE, в котором ряд сотрудничающих исследовательских групп из Италии, Франции, Германии и Норвегии стремились разработать крупномасштабный прототип резервуара для хранения водорода с использованием оптимизированного сплава на основе интерметаллида Ti_{1+x}Fe , легированного марганцем [10]. Поскольку металлгидридный бак сочетает в себе аккумулирование водорода и тепла, это повышает энергоэффективность всей системы [11].

Экспериментальная энергоустановка «H₂Smart» Лаборатории водородных энергетических технологий ОИВТ РАН

Коллектив ЛВЭТ ОИВТ РАН представил разработку нового энергоблока мощностью в 1 кВт, в котором используется металлгидридный накопитель водорода и водородно-воздушный низкотемпературный топливный элемент. Система H₂Smart имеет емкость хранения до 1000 н.л водорода. Теплообмен между топливным элементом и реактором осуществляется через радиатор, нагревающий воду внутри системы. Выход системы составляет 220 В с использованием инвертора [12, 13].

Водородно-воздушный топливный элемент был выбран из-за лучших характеристик маневренности, по сравнению с высокотемпературными топливными элементами, и из-за модульной конструкции с отсутствием движущихся частей. В качестве металлгидридного накопителя водорода был выбран порошок интерметаллида LaNi_5 , который работает при температурах, близких к температуре окружающей среды, и при относительно низких давлениях, но имеет низкую эффективную теплопроводность и высокую теплоту реакции ($\sim 40 \text{ кДж/моль H}_2$). Стабилизация была обеспечена за счет использования жидкостного охлаждения топливного элемента (рис. 1).



РИСУНОК 1. Экспериментальная энергоустановка «H₂Smart» ЛВЭТ ОИВТ РАН [12].

ВОДОРОДНАЯ СИСТЕМА АККУМУЛИРОВАНИЯ ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ, РАЗРАБОТАННАЯ В ФИЦ ПХФ И МХ РАН

Наши исследования по практическому применению композитов на основе графеноподобных материалов (ГПМ) также были направлены на разработку металлгидридных систем хранения водорода и водородных компрессоров, характеристики которых значительно улучшаются при использовании композитов гидридов металлов с различными углеродными наноструктурами, что делает их пригодными для изготовления прототипов систем резервного накопления и хранения водородной энергии (рис. 2) [14, 15].

Недавно нами было показано, что использование композитов на основе сплавов типа AB_5 и AB_2 с незначительными количествами (≥ 1 мас.%) углеродных добавок приводит к заметным улучшениям характеристик средне масштабных (до 1 кг H_2) контейнеров для хранения и компримирования водорода, в том числе для увеличения теплопередачи в слое МГ и снижения напряжений на стенке контейнера, связанных с увеличением объема частиц МГ при гидрировании [16, 17]. Мы ожидаем, что улучшения будут более заметными при использовании ГПМ вместо графита. Соответствующие экспериментальные исследования в настоящее время продолжаются.

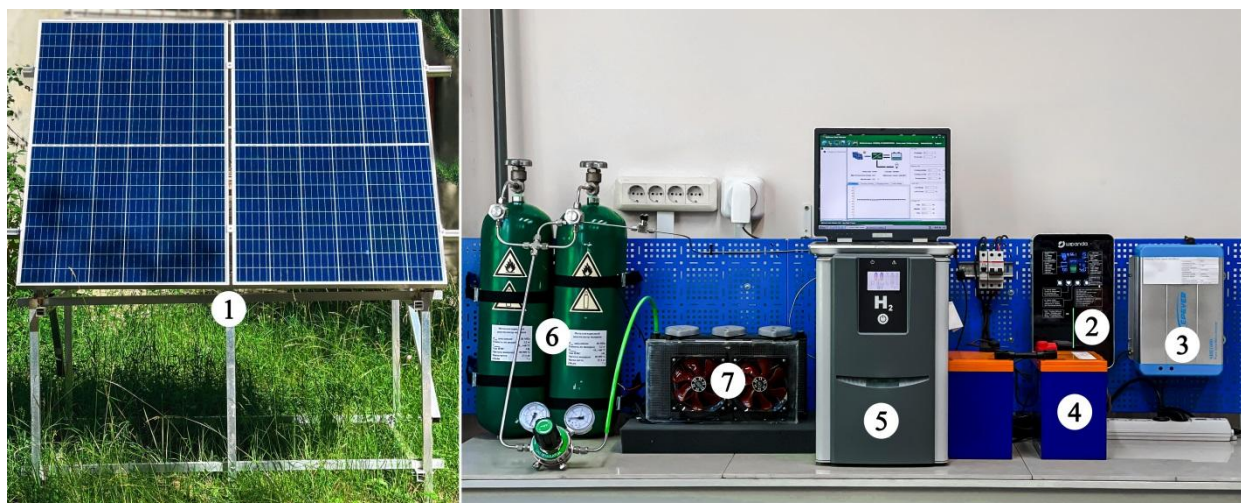


РИСУНОК 2. Водородная система аккумулирования электроэнергии, разработанная в ФИЦ ПХФ и МХ [15].

В состав системы входят: 1 – солнечные панели Seraphim Blade SRP-280-BPB 48 В; 2 – контроллер заряда I-Panda RUNNER (макс. 60 А 48 В); 3 – инвертор EPsolar Epever SHI1000 (~ 220 В, 50 Гц); 4 – свинцово-кислотные аккумуляторные батареи Delta HRL 24 В; 5 – электролизер HG Pro 1500 (640 Вт, давление H_2 на выходе 13 бар, расход H_2 на выходе не более 90 нл/ч); 6 – металлгидридные накопители водорода собственного производства ($2 \times 3,2$ Нм³, давление H_2 1,15 бар и расход H_2 в выходном трубопроводе 13 Нл/мин); 7 – Ballard FCGen 1020ACS водородно-воздушный топливный элемент мощностью 1,2 кВт. Ноутбук с установленным программным обеспечением системы автоматического управления питается от свинцово-кислотных аккумуляторов через контроллер заряда.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Представленные отечественные разработки энергосистем с использованием водорода в качестве энергоносителя находятся на высоком мировом уровне. Использование графеноподобных материалов открывает новые возможности в развитии технологий хранения энергии на основе водорода. Включение углеродных наноструктур в состав металлгидридных композитов способствует значительному увеличению скорости сорбции-десорбции водорода, достигаемой за счет высокой теплопроводности композитов. Кроме того, эти металлгидридные композиты можно легко уплотнить и использовать в портативных устройствах хранения и генерации водорода. Металлогидрид-графеновые композиты могут значительно повысить эффективность металлгидридных резервуаров для хранения водорода, используемых в установках хранения и сжатия водорода, а также в водородных системах резервирования и хранения энергии.

БЛАГОДАРНОСТИ

Работы выполнены при финансовой поддержке Минобрнауки России (Соглашение № 075-15-2022-1126 от 01.07.2022).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Cummins Inc., Cummins closes on its acquisition of Hydrogenics, 2021. (<https://www.cummins.com/news/releases/2019/09/09/cummins-closes-its-acquisition-hydrogenics>) (Accessed 1 October 2022).
2. Heliocentis Academia International GmbH, Solar Hydrogen Trainer, 2021. (https://www.heliocentrisacademia.com/product/Solar_hydrogen_trainer) (Accessed 1 October 2022).
3. CORDIS EU research results, HYdrogen as a FLEXible energy storage for a fully renewable European POWER system, 2021. (<https://cordis.europa.eu/project/id/884229>) (Accessed 1 October 2022).
4. K. Müller, W. Arlt, *Energy Technol.* 1, 501–511 (2013).
5. F. Zhang, P. Zhao, M. Niu, J. Maddy, *Int. J. Hydrog. Energy* 41, 14535–14552 (2016).
6. B.P. Tarasov, M.V. Lototskii, V.A. Yartys, *Russ. J. Gen. Chem.* 77, 694–711 (2007).
7. M.V. Lototsky, M.W. Davids, I. Tolj, Y.V. Klochko, B.S. Sekhar, S. Chidziva, F. Smith, D. Swanepoel, B.G. Pollet, *Int. J. Hydrog. Energy* 40, 11491–11497 (2015).
8. G. Han, Y.K. Kwon, J.B. Kim, S. Lee, E.A. Cho, B.J. Lee, S. Cho, J. Park, *Appl. Energy* 259, 114175 (2020).
9. B.P. Tarasov, M.S. Bocharnikov, Y.B. Yanenko, P.V. Fursikov, K.B. Minko, M.V. Lototsky, *J. Phys. Energy* 2, 024005 (2020).
10. E.M. Dematteis, G. Capurso, J. Jepsen, F. Cuevas, M. Latroche, *J. Alloy. Compd.* 874, 159925 (2021).
11. An innovative approach for renewable energy storage by a combination of hydrogen carriers and heat storage (HyCARE). (<https://cordis.europa.eu/project/id/826352>); (<https://hycare-project.eu/>).
12. A.A. Khayrullina, D.V. Blinov, V.I. Borzenko, *Energy* 183, 1244–1252 (2019).
13. A. Khayrullina, D. Blinov, V. Borzenko, *Int. J. Hydrog. Energy* 44, 19168–19176 (2019).
14. B.P. Tarasov, P.V. Fursikov, A.A. Volodin, M.S. Bocharnikov, Y.Y. Shimkus, A.A. Kashin, V.A. Yartys, S. Chidziva, S. Pasupathi, M.V. Lototsky, *Int. J. Hydrog. Energy* 46, 13647–13657 (2021).
15. B.P. Tarasov, A.A. Arbuzov, A.A. Volodin, P.V. Fursikov, S.A. Mozhzhuhin, M.V. Lototsky, V.A. Yartys, *J. Alloy. Compd.* 896, 162881 (2021).
16. M. Lototsky, I. Tolj, Y. Klochko, M.W. Davids, D. Swanepoel, V. Linkov, *Int. J. Hydrog. Energy* 45, 7958–7967 (2020).
17. V.A. Yartys, M.V. Lototsky, V. Linkov, S. Pasupathi, M.W. Davids, I. Tolj, G. Radica, R.V. Denys, J. Eriksen, K. Taube, J. Bellosta von Colbe, G. Capurso, M. Dornheim, F. Smith, D. Mathebula, D. Swanepoel, S. Suwarno, *Int. J. Hydrog. Energy* 46, 35896–35909 (2021).

Основные свойства и перспективы транспортировки метано-водородных смесей по существующим магистральным газопроводам

М.Е. Орлов^{a)}, А.В. Рубцов^{b)}

Ульяновский государственный технический университет,
Российская Федерация, 432027, г. Ульяновск, ул. Северный Венец, д. 32

^{a)} mi5h@mail.ru

^{b)} andrei.rubtzoff@yandex.ru

Аннотация. В статье рассмотрено влияние теплофизических свойств метано-водородных смесей (МВС) на возможности их транспортировки по действующим и проектируемым магистральным газопроводам природного газа. Решение данной задачи является значимым этапом на пути создания перспективной водородной энергетики, базирующейся на использовании водорода как энергоносителя.

ТРАНСПОРТИРОВКА МЕТАНО-ВОДОРОДНЫХ СМЕСЕЙ

Водород является наиболее распространенным элементом во Вселенной (93 %) и одним из самых распространенных на Земле. Основным источником водорода на Земле являются вода и органические соединения. В последнее время водород начинает играть важную роль в энергетике, соизмеримую с ролью углеводородов и, в частности, природного газа. В наше время немаловажным экологическим фактором является предотвращение глобальных изменений климата, поэтому водород является одним из необходимых элементов для достижения этих обязательств.

Производится водород в основном из углеводородов и применяется в месте производства. Актуальна проблема создания инфраструктуры для транспортировки и хранения, использования в значительной части промышленности. Важными направлениями потребления водорода являются нефтепереработка и химическая промышленность [1].

При транспортировке природного газа через каждые 100...120 км расходуется примерно 0,3 % объема перекачиваемого природного газа на компрессорных станциях для поддержки движения. Оценим энергозатраты на транспортировку водорода и природного газа при их передаче потребителю по одному и тому же трубопроводу с учетом вязкостей водорода и метана при равных потоках энергий [2].

Необходимая для перекачки мощность N (Вт) определяется по формуле:

$$N = V_0 \Delta p = D^2 v \Delta p = \frac{\pi}{4} D^2 v \frac{L}{D} \frac{1}{2} \rho v^2 \xi, \quad (1)$$

где V_0 – объемный поток, м³/с; Δp – перепад давления, Па; D – диаметр трубопровода, м; v – скорость газа, м/с; ρ – плотность газа, кг/м³; ξ – коэффициент сопротивления, L – длина трубопровода, м.

Поток энергии по трубопроводу Q , Вт, определяется по формуле:

$$Q = V_0 \rho H_V, \quad (2)$$

где H_V – высшая теплота сгорания транспортируемого газа, Дж/кг.

Из-за низкой плотности водорода скорость потока должна быть увеличена примерно в три раза. Хотя сопротивление потоку частично компенсируется различием в вязкости, для передачи по трубопроводу равного количества энергии в виде водорода требуется примерно в 4,6 раза больше энергии, чем для природного газа (рис. 1), и при транспортировке на расстояние 2,5...4 тыс. км будет передано только 80...70 % исходного водорода [2].

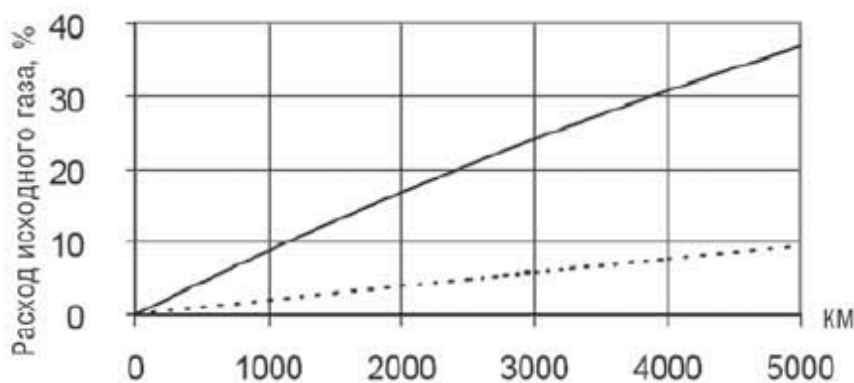


РИСУНОК 1. Зависимость расхода газа на перекачку от расстояния [2]

———— - водород, - - - - - природный газ

Использование действующей сети газопроводов природного газа для транспортировки водорода или МВС является существенной составляющей будущей водородной экономики. В настоящее время единая система газоснабжения (ЕСГ) ОАО «Газпром» располагает значительно большей энергопередающей мощностью, чем сети электропередачи, и в принципе подготовлена к приему водорода и его смесей с другими горючими газами. ЕСГ – крупнейшая в мире система транспортировки газа – представляет собой уникальный технологический комплекс, включающий объекты добычи, переработки, транспортировки, хранения и распределения газа. ЕСГ обеспечивает непрерывный цикл поставки газа от скважины до конечного потребителя.

В состав ЕСГ входят более 160 тыс. км магистральных газопроводов, 215 линейных компрессорных станций общей мощностью газоперекачивающих агрегатов в 42 тыс. МВт, 25 подземных хранилищ газа (ПХГ). Благодаря централизованному управлению, большой разветвленности и наличию параллельных маршрутов транспортировки ЕСГ обладает большим запасом надежности и способна обеспечивать бесперебойные поставки газа даже при пиковых сезонных нагрузках [3]. Кроме того, распределительные газопроводы ОАО «Газпром» подходят к 79750 населенным пунктам России (~514,2 тыс. км). Таким образом, большинство условий, необходимых для транспортировки водорода, к настоящему времени уже создано. Однако в настоящее время ЕСГ загружена полностью и, по-видимому, использование существующей сети газопроводов реально только в переходный к водородной экономике период, но для использования смеси водорода и природного газа необходимо будет создание недорогих и эффективных технологий разделения газов и очистки водорода [4].

Экспериментальные исследования возможности транспортировки водорода с использованием стальных трубопроводов для природного газа [5] показали, что потери водорода из системы в 3-3,5 раза больше по объему потерь природного газа, но поскольку теплота сгорания водорода примерно в 3 раза больше, то энергетические потери примерно одинаковы. Следует отметить, что за 6 мес. эксперимента случаев самовоспламенения при его утечке через арматуру не было, и материалы трубопроводов и уплотнений изменений не претерпели [5].

Тем не менее, вопрос о возможном водородном охрупчивании стальных конструкций остается в центре внимания [6]. Существующая инфраструктура природного газа в таком виде, как она есть, может оказаться непригодной для транспортировки и распределения водорода в силу использования недостаточно качественного металла в этих системах. Для окончательных выводов о пригодности существующих газотранспортных систем для перекачки водорода необходимо проведение комплексных исследований материалов современных газопроводов. Выполнение таких исследований особенно актуально с учетом того, что передача энергии по газопроводу в виде водорода на расстояния 2...3 тыс. км в 2-4 раза экономичнее передачи энергии по линиям электропередач. Перекачка водорода по трубопроводному транспорту обладает еще и тем преимуществом, что водород можно накапливать и

II Всероссийская научно-техническая конференция с международным участием
«РАЗВИТИЕ МЕТОДОВ ПРИКЛАДНОЙ МАТЕМАТИКИ ДЛЯ РЕШЕНИЯ
МЕЖДИСЦИПЛИНАРНЫХ ПРОБЛЕМ ЭНЕРГЕТИКИ»

хранить в подземных и наземных хранилищах под давлением и доставлять потребителям в нужное время в нужном количестве.

Меньшее негативное воздействие на стальные трубопроводы и арматуру газотранспортной системы будет оказываться, если транспортировать не чистый водород, а его смеси с природным газом. Произведем расчет по формуле (2) потока энергии смеси метана и водорода при разном процентном соотношении. Объемный поток газа примем равным $V_0 = 1 \text{ м}^3/\text{с}$, тогда для смеси горючих газов высшая (или низшая) теплота сгорания газов определяется по соотношению:

$$H_V^{cm} = r_1 \cdot H_1 + r_2 \cdot H_2, \quad (3)$$

где r_1, r_2 – молярные (объемные) доли компонентов смеси; H_1, H_2 – высшие теплоты сгорания компонентов газовой смеси, МДж/кг.

Плотность газа при нормальных физических условиях может быть определена по его молекулярной массе:

$$\rho = \frac{M}{22,41}, \quad (4)$$

где M – молекулярная масса, кг/моль.

Если известен молярный состав смеси в процентах, то среднюю молекулярную массу можно определить по формуле:

$$M_{cm} = \frac{r_1 \cdot M_1 + r_2 \cdot M_2}{100}, \quad (5)$$

где M_1, M_2 – молекулярные массы компонентов смеси, кг/моль.

Результаты расчётов потоков энергии для метано-водородных смесей различного состава представлены на рис. 2

Все газовые смеси, в том числе МВС, подчиняются законам газового состояния, определяющим связь между основными физическими параметрами газа. От молярной массы МВС зависит величина удельной газовой постоянной R_{cm} , Дж/(кг·К), входящей в уравнение Клапейрона и закон Майера.

Произведем расчет удельной газовой постоянной МВС с различным содержанием водорода по формуле:

$$R_{cm} = \frac{R}{M_{cm}}, \quad (6)$$

где $R = 8,314 \text{ Дж}/(\text{моль} \cdot \text{К})$ – универсальная газовая постоянная.

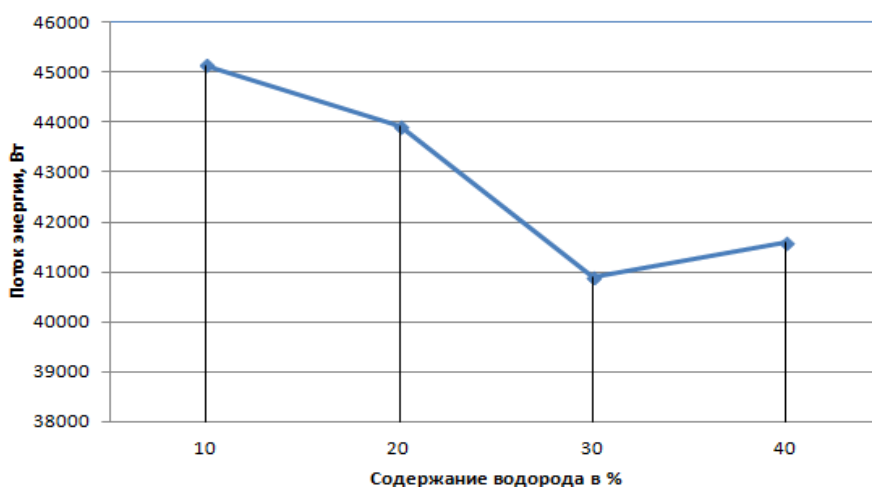


РИСУНОК 2. График зависимости потока энергии от процентного содержания водорода в смеси

Результаты расчётов потоков энергии, энергетических затрат на транспортировку, удельной газовой постоянной для газовых смесей различного состава представлены в табл. 1. Из полученных результатов

видно, что поток энергии с увеличением процента содержания водорода в МВС уменьшается, с этой точки зрения МВС, состоящая из 90% CH₄ и 10% H₂ является более ценным энергоносителем, но при этом затраты на транспортировку этой смеси выше, чем для смесей другого состава.

ИЗМЕНЕНИЕ МАССОВОГО РАСХОДА МВС В ЗАВИСИМОСТИ ОТ СОДЕРЖАНИЯ ВОДОРОДА В СМЕСИ

При транспортировке МВС из-за разности плотностей газов, входящих в смесь, существенно меняется массовый расход транспортируемой МВС. Примем объёмный расход МВС равным $Q_V = 2332 \text{ м}^3/\text{ч}$ и рассчитаем массовый расход Q_m , т/ч, для разного состава МВС по формуле:

$$Q_m = Q_V \cdot \rho \cdot 10^{-3}. \quad (7)$$

Результаты расчетов массового расхода для МВС с различным содержанием компонентов представлены в табл. 1.

ТАБЛИЦА 1. Результаты расчетов свойств метано-водородных смесей и энергозатрат на их транспортировку

Расчетный параметр	Соотношение в смеси CH ₄ /H ₂ , %			
	90/10	80/20	70/30	60/40
Поток энергии по трубопроводу Q , Вт	45140	43920	40900	41584
Энергозатраты на транспортировку N , Вт	2198	1884	1570	1444
Газовая постоянная смеси $R_{см}$, Дж/(кг·К)	569,5	629,8	704,6	799,4
Массовый расход Q_m , т/ч	1,6	1,4	1,2	1,1

На основе полученных данных можно сделать вывод о том, что существующие газопроводы могут быть использованы для транспортировки метано-водородных смесей в которых содержание водорода не превышает 20%, т.к. при данном соотношении массовый расход изменяется не более чем на 15%, т.е. магистральные газопроводы, проектируемые обычно с коэффициентом загрузки 0,85, вполне могут пропустить данный массовый расход МВС и не требуют внесения конструктивных изменений.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Выполненные расчеты показывают, что метано-водородные смеси, полученные из метана путем добавления к нему водорода в объеме до 20 %, практически не изменяют параметров газа, имеющих определяющее значение для его транспортировки по магистральным газопроводам, но при этом энергетическая ценность топлива выше, а энергозатраты на его транспортировку меньше. Этот вывод подтверждает утверждение, что существующие магистральные газопроводы могут быть использованы для транспортировки по ним метано-водородных смесей.

БЛАГОДАРНОСТИ

Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства науки и высшего образования Российской Федерации (Соглашение № 075-15-2021-584).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. П. Мориарти, Д. Хоннери. Перспективы использования водорода в качестве транспортного топлива [Электронный ресурс] // Международный журнал водородной энергетики. URL: <https://www.journals.elsevier.com/international-journal-of-hydrogen-energy>
2. U. Bossel, B. Eliasson. Energy and the Hydrogen Economy [Электронный ресурс] // URL: https://afdc.energy.gov/files/pdfs/hyd_economy_bossel_eliasson.pdf

II Всероссийская научно-техническая конференция с международным участием
**«РАЗВИТИЕ МЕТОДОВ ПРИКЛАДНОЙ МАТЕМАТИКИ ДЛЯ РЕШЕНИЯ
МЕЖДИСЦИПЛИНАРНЫХ ПРОБЛЕМ ЭНЕРГЕТИКИ»**

3. Сайт ПАО «Газпром» [Электронный ресурс] // URL: <http://www.gazprom.ru/articles/article12687.sht>
4. Транспортировка водорода [Электронный ресурс]. URL: http://transpowerusa.com/zero_emission_solutions/hydrogen_delivery_systems.html
5. В.Д. Ясионовски и др. Газораспределительное оборудование в водородном сервисе // Водородная энергетика. (1980). С. 323-336.
6. С.И. Козлов, В.Н. Фатеев. Водородная энергетика: современное состояние, проблемы, перспективы / Под ред. Е.П. Велихова. – М.: Газпром ВНИИГАЗ, 2009. – 520 с.

Актуальные проблемы ветроэнергетики

Е. Цветова^{a)}, А. Ометова^{b)}, Т. Карпухина^{c)}

Ульяновский государственный технический университет,
Российская Федерация, 432027, г. Ульяновск, ул. Северный Венец, д. 32

^{a)} *katf0k@mail.ru*

^{b)} *ometova.2002@mail.ru*

^{c)} *karps.maria@gmail.com*

Аннотация. Данная статья посвящена проблемам развития ветроэнергетической отрасли, также предложены пути решения выявленных проблем.

ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТЬ ВЕТРЯНЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

В наше время как никогда актуальна проблема экологии и рационального использования различных видов топлив как энергетических источников. Мир стоит на пороге беспрецедентного поворотного момента. Изменение климата – реальная угроза благополучию, и мы должны защитить экосистему и биологическое разнообразие нашей планеты. Во многом изменение климата связано с выбросом в атмосферу продуктов сгорания ископаемых видов топлива. Поэтому для того, чтобы остановить изменение климата, нам необходимо сократить потребление данных видов топлива, насыщенных углеродом.

Разумное потребление энергии, главным образом, связано с энергосбережением. Энергосбережение – это реализация организационных, правовых, технических, технологических, экономических ресурсов при сохранении полезного эффекта от их использования. Использование энергии ветра – один из способов сокращения поступления вредных выбросов в окружающую среду.

При внедрении возобновляемых источников энергии следует учитывать их энергетическую, экологическую, эксплуатационную, экономическую эффективности. Энергетический срок окупаемости для наземных ветряных электростанций как показатель их энергоэффективности учитывает расход энергии на производство материалов, оборудования, транспортировку, монтаж, утилизацию, собственные нужды. Анализ сроков окупаемости показывает, что за срок службы в 25 лет ветроустановка вырабатывает электрической энергии в 32.3-50.4 раза больше, чем затрачено на весь ее жизненный цикл [1]. Высокая энергетическая эффективность возобновляемых источников энергии подтверждается тем, что в течение срока службы тепловыми и атомными электростанциями постоянно потребляется энергия топлива и при этом коэффициент полезного действия значительно меньше единицы, в результате чего срок окупаемости превышает срок службы.

Энергия ветра не загрязняет воздух, как электростанции, работающие на сжигании ископаемого топлива, такого как уголь или природный газ, которые выделяют твердые частицы, оксиды азота и диоксид серы, нанося ущерб природе и здоровью людей. Ветряные турбины не производят атмосферных выбросов, которые вызывают кислотные дожди, смог или парниковые газы.

Сильная сторона станций на основе возобновляемых источников энергии (ВИЭ) – практически нулевые переменные затраты благодаря бесплатным энергоносителям в отличие от станций, работающих на традиционном сырье [2].

Типичная ветряная турбина состоит из турбинной башни, ротора, коробки передач, генератора и т.д. Большинство современных ветряных турбин имеют три лопасти несущего винта и гондолу. Гондола содержит такие компоненты, как коробка передач, генератор, тормозной механизм и системы управления. Как правило, лезвия изготавливаются из полиэстера, армированного волокнами, поскольку он легкий по весу и обладает хорошими механическими свойствами. Коробки передач обычно монтируются поверх амортизаторов, чтобы свести к минимуму вибрации. Большинство современных ветряных турбин также оснащены анемометрами и приборами для измерения скорости и направления ветра. Механизмы регулирования мощности стали неотъемлемой частью современных ветряных турбин.

II Всероссийская научно-техническая конференция с международным участием «РАЗВИТИЕ МЕТОДОВ ПРИКЛАДНОЙ МАТЕМАТИКИ ДЛЯ РЕШЕНИЯ МЕЖДИСЦИПЛИНАРНЫХ ПРОБЛЕМ ЭНЕРГЕТИКИ»

Ветряные турбины предназначены для извлечения максимальной энергии из ветра и выработки максимальной выходной мощности. Однако при проектировании ветряной турбины выходная мощность, обусловленная очень сильными ветрами, не учитывается. Чтобы избежать повреждения ветряной турбины во время сильных ветров, часть избыточной энергии ветра расходуется впустую с помощью устройств регулирования мощности. Определение количества лопастей является одним из важных параметров, который включает в себя конструктивные особенности (аэродинамическую эффективность), стоимость компонентов, надежность системы и эстетику. В результате исследований был сделан вывод, что увеличение количества лопастей с одной до двух приводит к увеличению аэродинамической эффективности на 6%, в то время как увеличение ее с двух до трех дает лишь дополнительный КПД на 3%.

ПРОБЛЕМЫ ВЕТРЯНЫХ СТАНЦИЙ

Нестабильность ветра

Что касается слабых сторон станций на основе ВИЭ, это низкий КИУМ (коэффициент использования установленной мощности), что связано с самим характером энергоносителя – низкопотенциального и нестабильно поступающего. В некоторых регионах может быть недостаточно ветрено, чтобы использование энергии ветра могло быть достаточно конкурентоспособно по цене по сравнению с другими источниками энергии.

Хорошие наземные ветряные электростанции часто расположены в отдаленных местах, вдали от городов, где требуется электричество [4]. В связи с этим существует две основные проблемы, с которыми сталкивается ветроэнергетика. Во-первых, во многих сельских районах ограничена сетевая инфраструктура, а во-вторых, даже при наличии стабильной сети интеграция ветроэнергетики в сеть приводит к потенциальным техническим проблемам, таким как колебания напряжения и т.д. из-за колебаний энергии ветра. Из-за ограниченности сетевой инфраструктуры большая часть вырабатываемой энергии (если она не передается эффективно) расходуется впустую. Наличие ветра варьируется в зависимости от погодных условий, водоемов, облачности, циклов дня и ночи, штормов, турбулентности и т.д. Выработка электроэнергии ветряными электростанциями зависит от этих параметров, однако спрос не зависит от этих изменений. На самом деле, часто все наоборот, т.е. когда подача электроэнергии достигает своего пика (ночью), спрос очень мал. Эти потери могут быть сведены к минимуму с помощью батарей и регуляторов мощности и т.д., но это будет дорогостоящее дополнение. Эффективная сетевая инфраструктура имеет важное значение для ветроэнергетики. Даже при наличии электросети интеграция энергии, вырабатываемой на ветряных электростанциях, создает ряд технических проблем из-за прерывистого характера ветра, что влияет на качество электроэнергии. Основные параметры, влияющие на качество электроэнергии: колебания напряжения, переходные процессы и гармоники энергосистемы, реактивная мощность, низкий коэффициент мощности, электромагнитные помехи, синхронизация и т.д. Колебания напряжения и частоты сети создают трудности в работе ветроэлектростанций и снижают шансы на успешную интеграцию энергии ветра в сеть. Некоторые из основных проблем с качеством электроэнергии, с которыми сталкиваются ветроэлектростанции, являются: неконтролируемая реактивная мощность и низкий коэффициент мощности; колебания мощности и искажение напряжения; колебания напряжения.

Влияние на окружающую среду

Энергия ветра может оказывать неблагоприятное воздействие на окружающую среду, в том числе потенциально сокращать или ухудшать среду обитания диких животных, рыб и растений. Кроме того, вращающиеся лопасти турбины могут представлять угрозу для летающих диких животных, например, птиц и летучих мышей.

Воздействие на дикую природу можно разделить на две категории: прямое и косвенное. Прямое воздействие – это уровень смертности из-за столкновений с ветряными турбинами, а косвенные воздействия включают разрушение среды обитания и т.д. Однако воздействие ветряных турбин на дикую природу меньше по сравнению с другими источниками энергии. Совакул [6] подсчитал, что обычные электростанции (работающие на ископаемом топливе) убивают в двадцать раз больше птиц, чем ветряные турбины на ГВт/ч. Исследователи и эксперты в этой области пытаются найти возможные решения этой проблемы, чтобы защитить дикую природу и предотвратить возникновение таких случаев

в будущем. На основании нескольких исследований было установлено, что расположение ветряных установок не оказывает существенного влияния на снижение смертности птиц. С помощью правильного проектирования и планирования можно свести к минимуму воздействие на дикую природу. В результате исследований был сделан вывод, что турбины с меньшей высотой ступицы и меньшим диаметром ротора приводят к гибели большего числа птиц. Турбины с трубчатыми стальными башнями намного безопаснее пропеллерных турбин и вырабатывают в два раза больше энергии. Также можно использовать птичьи радары для обнаружения птиц в нужной местности. Если существует какой-либо риск для пролетающих птиц, система немедленно остановит ветряные турбины и запустит их снова после того, как птицы благополучно пересекут ветроэлектростанцию.

Влияние ветрогенераторов на карту ветров до сих пор сейчас является проблемой слабоисследованной. Размещение ветроэнергетических установок на малой площади оказывает не такое заметное влияние на климат, как полномасштабный переход на зеленую энергетику. В таком случае ситуация может измениться. Теоретически, ветряки могут ощутимо влиять на ветровую обстановку. Работая, генераторы отбирают часть энергии ветра, тем самым замедляя воздушный поток. Такое замедление может вызывать значительное изменение температуры. Конечно, влияние ветроэнергетики на экологию в любом случае будет меньше, чем от сжигания угля. Но узнать, действительно ли ветровые станции негативно влияют на климат, мы можем лишь спустя несколько лет, на практике, так как погода нестабильна.

Шумовое загрязнение и радиопомехи

Шумовое загрязнение является одной из наиболее важных экологических проблем при использовании энергии ветра. Шумовое загрязнение может привести к снижению стоимости недвижимости вблизи ветропарков, а также является опасным для людей (до некоторой степени). Следовательно, прежде чем строить ветряную турбину, важно изучить виды шума, которые могут быть произведены ею.

Шум, издаваемый ветряной турбиной, можно разделить на аэродинамический и механический типы [5]. Аэродинамический шум возникает из-за потока воздуха, проходящего над лопатками турбины и рядом с ними. Этот шум увеличивается с увеличением скорости вращения ротора. Уменьшение скорости вращения приводит к снижению уровня шума. Характерный “свистящий” звук также возникает, когда ветряная турбина взаимодействует с атмосферной турбулентностью. Аэродинамический шум может быть уменьшен за счет усовершенствованной конструкции лопастей. Механический шум возникает из-за движущихся компонентов, таких как коробка передач, генератор, подшипники и т.д. Износ и разрывы, неправильная конструкция и отсутствие профилактического обслуживания могут повлиять на величину производимого механического шума. Механический шум может быть сведен к минимуму путем правильного проектирования, технического обслуживания и т.д. Его также можно уменьшить, используя antivibrational опоры и звукоизоляционные завесы.

Также ветряные турбины могут стать источником радиолокационных помех из-за их больших неподвижных башен и быстро движущихся лопастей ротора, которые генерируют радиолокационные сигналы, которые могут запутать обычную обработку помех [3].

Зрительное восприятие

На визуальное воздействие в основном влияют форма, цвет и расположение ветряных турбин. Масштабы этой проблемы часто зависят от индивидуальных восприятий, которые практически невозможно измерить. Обычно расположение турбин одинакового размера в простые и равномерные ряды со светлыми колоннами может улучшить восприятие людьми эстетики установок ветроэлектростанций. Для анализа визуальных воздействий с учетом различных сценариев были использованы многокритериальный анализ (МКА) и испанский метод [7]. Был сделан вывод, что работающие турбины оказывают меньшее визуальное воздействие по сравнению со стационарными турбинами. Мерцание теней, вызванное вращением лопастей и отражением солнечных лучей от ветряной турбины, также может вызвать беспокойство у жителей, проживающих поблизости. Но это можно уменьшить, оптимизировав гладкость поверхности лопасти ротора и покрыв турбину менее отражающим материалом.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Возобновляемая энергетика в наше время становится все более популярной. Однако и у данной отрасли есть свои проблемы, которые необходимо решать для получения лучшего результата.

II Всероссийская научно-техническая конференция с международным участием
**«РАЗВИТИЕ МЕТОДОВ ПРИКЛАДНОЙ МАТЕМАТИКИ ДЛЯ РЕШЕНИЯ
МЕЖДИСЦИПЛИНАРНЫХ ПРОБЛЕМ ЭНЕРГЕТИКИ»**

Негативными сторонами использования ветроэнергетической отрасли являются изменение окружающей среды, а также шумовое загрязнение. Уже сейчас существует множество различных мероприятий, помогающих снизить негативное влияние ветроэнергетики на окружающую среду, но многое еще предстоит изучить для лучшего и более эффективного использования энергии ветра.

БЛАГОДАРНОСТИ

Работа выполнена при финансовой поддержке гранта Российского научного фонда № 22-19-00030, <https://rscf.ru/project/22-19-00030/>.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. П. П. Безруких. Эффективность возобновляемой энергетики. Мифы и факты. Вестник аграрной науки Дона, 2015, том 1(29), стр. 5-17.
2. Дегтярёв К.С., Залиханов А.М., Соловьёв А.А., Соловьёв Д.А. К вопросу об экономике возобновляемых источников энергии. Энергия, экономика, техника, экология, 2016. Том 10, стр. 10-20.
3. J. Ryvkina, D. Brigada. Wind Farm Layout Impact on Radar Performance. Lincoln Laboratory Massachusetts Institute of Technology, 2021. pp. 1-5
4. Advantages and Challenges of Wind Energy. Energy.gov URL: <https://www.energy.gov/eere/wind/advantages-and-challenges-wind-energy> (дата обращения: 21.09.2022).
5. T. Agarwal, S. Verma and A. Gaurh. Issues and challenges of wind energy, International Conference on Electrical, Electronics, and Optimization Techniques (ICEEOT), 2016, pp. 67-72.
6. Sovacool, Benjamin K. Contextualizing avian mortality: A preliminary appraisal of bird and bat fatalities from wind, fossil-fuel, and nuclear electricity, Energy Policy, Elsevier, 2009, vol. 37(6), pp. 2241-2248
7. I.D. Bishop. Determination of thresholds of visual impact: the case of wind turbines. Journal of Environment and Planning B: Planning and Design, 2002, vol. 29, pp. 707–718.

Пути повышения эффективности работы ветроустановок

Л.В. Хахалева^{a)}, М.И. Корнилова^{b)}, Ю.А. Хахалев^{c)}, А.В. Чукалин^{d)},
Е.В. Цветова^{e)}, Д.В. Сибиряков^{f)}

Ульяновский государственный технический университет,
Российская Федерация, 432027, г. Ульяновск, ул. Северный Венец, д. 32

^{a)} larvall@mail.ru,
^{b)} masha.kornilova.1995@mail.ru,
^{c)} ulstu-td-ua@mail.ru,
^{d)} chukalin.andrej@mail.ru,
^{e)} katf0k@mail.ru,
^{f)} sibiryakov_2000@bk.ru

Аннотация. Произведен патентный обзор по проблеме эффективности ветроустановок. Выявлены основные проблемы работы ветроустановок в оптимальном режиме. Авторами предлагаются возможные подходы к моделированию инновационных устройств, а также технические и конструктивные решения по повышению эффективности работы ветроустановок.

ПУТИ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ КОНСТРУКЦИЙ ВЕТРОУСТАНОВОК

В настоящее время ветроэнергетика является одной из перспективных отраслей развития промышленности, так как относится к экологичным и ресурсосберегающим технологиям. Однако, из-за нерегулярности и порывистости ветра, частым переходам через «0» ветроустановки часто работают неэффективно. Для повышения эффективности работы ветроустановки желательным является снижение сопротивления трения ветроколеса. В ветроколесах, использующих подъемную силу, снижение сопротивления трения улучшает качество крыла и снижает потери на трение, повышая тем самым коэффициент использования энергии ветра. Авторы [1, 2] предложили на поверхности каждой лопасти ветроколеса разместить демпфирующие полости, закрытые перфорированной пластиной, способствующие снижению сопротивления трения на поверхности лопасти ветроколеса и снижению потерь на трение, за счет чего повышается эффективность работы ветроколеса. Особенностью является закачиваемый в полости гель, позволяющий изменять объем полостей под действием ветрового давления на поверхности лопасти (см. рис. 1(а)).

Если каждую полость рассматривать как резонатор Гельмгольца, тогда резонансная частота f_p , Гц, может быть определена как

$$f_p = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{S}{Vl}}, \quad (1)$$

где c – скорость звука, м/с; S – площадь перфорационного отверстия, м²; V – объем полости, м³; l – длина перфорационного отверстия, м (толщина пластины).

Если в спектре пульсаций давления присутствуют такие частоты, то полость работает в режиме режектора и подавляет их. То есть, изменяя объем, можно управлять процессом. Таким образом, демпфирующие полости на поверхности лопастей ветроколеса, заполненные гелем, позволяют оптимизировать аэродинамические характеристики лопасти ветроколеса в зависимости от угла атаки и ветрового давления на лопасть, что дает возможность значительно повысить эффективность ветроколеса и ветроустановки в целом.

II Всероссийская научно-техническая конференция с международным участием «РАЗВИТИЕ МЕТОДОВ ПРИКЛАДНОЙ МАТЕМАТИКИ ДЛЯ РЕШЕНИЯ МЕЖДИСЦИПЛИНАРНЫХ ПРОБЛЕМ ЭНЕРГЕТИКИ»

В работе [3] предлагается использовать лопасти, способные управляемо изменять свою геометрию в процессе работы ветроустановки. Авторами этой статьи предлагается использование в конструкции ветроустановок горизонтального типа инновационных программируемых материалов, появляющихся благодаря развитию 3D- и 4D-технологий, которые могут являться эффективным решением. Это позволяет лопастям ветроколеса адаптивно подстраиваться к воздушному потоку и работать в режиме оптимальной аэродинамической эффективности. Возможна разработка лопастей с закрылками и предкрылками, выполненных из программируемых материалов (см. рис. 1 (b)).

При падении скорости ветра, мощность ветроустановки N уменьшается

$$N = 0,5 \cdot \rho \cdot F_{\text{вк}} \cdot v(t)^3 \cdot \eta_{\text{вэу}}, \quad (2)$$

где ρ – плотность воздуха, кг/м³; $F_{\text{вк}}$ – площадь, ометаемая ветроколесом, м², $v(t)$ – скорость ветра, м/с; $\eta_{\text{вэу}}$ – коэффициент использования энергии ветра установкой.

Исходя из зависимости (2), при снижении скорости ветра мощность можно увеличить за счет увеличения площади ометаемой поверхности.

Набегающий поток воздуха падает на лопасти под определенным углом атаки. С его увеличением подъемная сила растет, пограничный слой сохраняется ламинарным. В таком случае предкрылки и закрылки прижаты к лопасти. Когда условия обтекания лопасти приобретают специфический характер, и угол атаки достигает критического значения, пограничный слой перестает плавно обтекать поверхность и становится турбулентным, лопасть перестает создавать подъемную силу. При отклонении закрылка вниз по отношению к поверхности лопасти, воздушный поток тормозится, следовательно, в этой области создается избыточное давление ветрового потока, и общая подъемная сила лопасти возрастает. При отклонении предкрылка вверх по отношению к поверхности лопасти, поток тормозится за предкрылком, что также увеличивает подъемную силу. Предкрылки и закрылки выполнены щелевыми, и воздух, проходя через щели, несколько ускоряется и разгоняет пограничный слой, тем самым препятствуя его отрыву, что способствует повышению подъемной силы. При больших углах атаки отрыва пограничного слоя неизбежен. В данном случае закрылок поворачивается и изменяет свои геометрические размеры за счет расширения геля в его полости. Поверхность закрылка приобретает нужную геометрию, что позволяет максимально сдвинуть место перехода ламинарного течения потока в турбулентное. Таким образом, предлагаемое решение позволит лопастям ветроустановки адаптивно подстраиваться к воздушному потоку и работать в режиме оптимальной аэродинамической эффективности, что особенно важно в регионах с низким ветровым потенциалом.

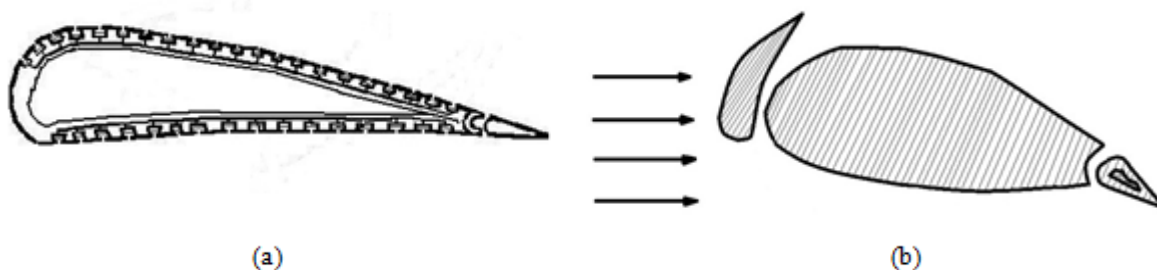


РИСУНОК 1. Конструкции лопастей ветроустановок: (a) – с демпфирующими полостями, (b) – с управляемыми лопастями

Исследователи предлагают много технических и конструктивных решений, позволяющих увеличить эффективность ветроустановок: двухроторные установки [4], ветроустановки с изменяемой геометрией лопасти [3, 5], ветроустановки с пневматической системой [6]. В любом случае, адекватное математическое моделирование и численное исследование аэродинамики предлагаемых конструкций ветроустановок позволит апробировать данные решения с экономией материальных и временных затрат [7, 8].

Математическое моделирование аэродинамики ветроустановки

При моделировании аэродинамики ветроколеса за исходную систему уравнений принимаются:
– дифференциальное уравнение энергии

$$\rho c_p \left(\frac{\partial T}{\partial \tau} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = \frac{1}{r^n} \frac{\partial}{\partial y} \left[r^n (\lambda + \lambda_T) \frac{\partial T}{\partial y} \right] + (\mu + \mu_T) \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 + u \frac{dp}{dx} + q_v, \quad (3)$$

– дифференциальное уравнение движения

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial \tau} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = \frac{1}{r^n} \frac{\partial}{\partial y} \left[r^n (\mu + \mu_T) \frac{\partial u}{\partial y} \right] - \frac{dp}{dx} + s_v, \quad (4)$$

– дифференциальное уравнение неразрывности

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \frac{1}{r^n} \left[\frac{\partial (\rho u r^n)}{\partial x} + \frac{\partial (\rho v r^n)}{\partial y} \right] = 0, \quad (5)$$

– уравнение состояния

$$\rho = \frac{p}{RT}, \quad (6)$$

где μ – динамический коэффициент вязкости, Па·с; ρ – плотность, кг/м³; c_p – удельная изобарная теплоемкость, КДж/(кг·К); R – газовая постоянная, КДж/(кг·К); λ – коэффициент теплопроводности, КДж/(м·К); p – давление потока, Па; u , v – продольная и поперечная составляющие скорости, м/с; T – термодинамическая температура потока, К; x , y – продольная и поперечная координата соответственно, м; λ_T , μ_T – коэффициент турбулентного переноса теплоты, КДж/(м·К) и количества движения, Па·с; τ – время, с; $n = 1$ для осесимметричного пограничного слоя, $n = 0$ для плоского пограничного слоя; s_v , q_v – члены, характеризующие интенсивность внутренних источников количества движения, Па/м; и теплоты, Вт/м³ соответственно.

Зависимости теплофизических свойств воздуха от температуры T в диапазоне ее изменения от 243 до 313 К аппроксимированы функциями:

$$\frac{\mu}{\mu_0} = \left(\frac{T}{T_0} \right)^{NM}; \quad \frac{c_p}{c_{p0}} = \left(\frac{T}{T_0} \right)^{NC}; \quad \frac{\lambda}{\lambda_0} = \left(\frac{T}{T_0} \right)^{NL}. \quad (7)$$

Интенсивность внутренних источников теплоты q_v и количества движения s_v применительно к дисперсному пограничному слою воздуха:

$$s_v = \frac{0,75 \rho_s \rho c_{fs}}{\rho_g d_s} |u_s - u| (u_s - u), \quad (8)$$

$$q_v = \frac{6 \alpha_s \rho_s}{\rho_g d_s} (T_s - T), \quad (9)$$

где α_s – коэффициент теплоотдачи конденсированных частиц дисперсной среды, Вт/(м²·К); c_{fs} – коэффициент сопротивления конденсированных частиц дисперсной среды; ρ_s – плотность конденсированной фазы, кг/м³; ρ_g – плотность вещества частиц, кг/м³; u_s , T_s – скорость и температура частиц, м/с и К соответственно.

Для определения параметров конденсированной фазы ρ_s , u_s , T_s осуществляется расчет траекторий и параметров частиц нескольких выделенных фракций в заданном поле несущей среды. В число этих фракций включается представительная фракция со среднемассовым диаметром частиц d_{sm} . Температура T_{sm} и скорость u_{sm} частиц представительной фракции используются для расчета комплексов A и B :

$$A = \frac{q_v}{(T_{sm} - T)}; \quad B = \frac{s_v}{(u_{sm} - u)}. \quad (10)$$

Комплексы A и B изменяются слабее величин q_v и s_v , поэтому усредняются по анализируемому сечению пограничного слоя, и их усредненные значения (a и b) позволяют определить параметры q_v и s_v :

$$q_v = a(T_{sm} - T); \quad s_v = b(u_{sm} - u). \quad (11)$$

**II Всероссийская научно-техническая конференция с международным участием
«РАЗВИТИЕ МЕТОДОВ ПРИКЛАДНОЙ МАТЕМАТИКИ ДЛЯ РЕШЕНИЯ
МЕЖДИСЦИПЛИНАРНЫХ ПРОБЛЕМ ЭНЕРГЕТИКИ»**

Профили температуры T_{sm} и скорости u_{sm} частиц представительной фракции в сечениях пограничного слоя аппроксимируются зависимостями:

$$u_{sm} = u_{sm\infty} [\varphi_u + (1 - \varphi_u) \frac{u}{u_\infty}]; T_{sm} = T_{sm\infty} [\varphi_T + (1 - \varphi_T) \frac{T}{T_\infty}], \quad (12)$$

где φ_u, φ_T – постоянные коэффициенты для каждого сечения [9].

Начальные условия:

$$\tau = 0 : u = u_0(x, y); T = T_0(x, y); p = p_0(x). \quad (13)$$

Граничные условия:

$$y = 0 : u = 0; v = 0; \frac{\partial T}{\partial y} = 0; y = \infty : \frac{\partial u}{\partial y} = 0; \frac{\partial T}{\partial y} = 0. \quad (14)$$

$$x = 0, y > 0 : u = u_0; T = T_0. \quad (15)$$

На участке поверхности лопасти с ламинарным пограничным слоем принимаем $\lambda_T = \mu_T = 0$. На участке лопасти с турбулентным пограничным слоем λ_T можно определить из соотношения:

$$\lambda_T = \frac{\mu_T c_p}{Pr_T} \approx \frac{\mu_T c_p}{0,9}. \quad (16)$$

Коэффициент турбулентного переноса количества движения определяется зависимостью:

$$\mu_T = \frac{\rho l^2 \partial u}{\partial y}, \quad (17)$$

где длина пути смешения l рассчитывается по выражению:

$$l = \alpha y \{1 - \exp[-\rho u_\infty y / (26\mu)]\}, \quad (18)$$

где y – динамическая скорость в рассматриваемой точке. Коэффициент интенсивности турбулентного переноса $\alpha = \alpha_T$ определяется зависимостью

$$\alpha / \alpha_T = \frac{\sqrt{1 - \frac{c_2}{\rho_\infty u_0 \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)_{y=0} \left[\frac{\partial P_\infty}{\partial \tau} \frac{u_\infty}{r} \right]}}}{1 - 21,4 \frac{\left(\frac{\partial P_\infty}{\partial x} \right)}{\rho_\infty u_0 \infty \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)_{y=0}}}, \quad (19)$$

учитывающей влияние фактора динамической нестационарности, продольного градиента давления и кривизны обтекаемой поверхности, предложенной Ковальновым Н.Н. [7].

Здесь c_2 – эмпирический коэффициент, индекс ∞ характеризует параметры течения в анализируемом сечении за пределами пограничного слоя.

В случае применения демпфирующих полостей формулу (19) можно заменить зависимостью [9]

$$\alpha = 0,4 \sqrt{1 - \frac{Cf}{\rho_\infty u_\infty (\partial u / \partial y)_{y=0}}}, \quad (20)$$

где C – эмпирический коэффициент; f – эквивалентная площадь перфорационных отверстий демпфирующих полостей; $u = u/u_1$ – безразмерная скорость потока; $\rho = \rho/\rho_1$ – безразмерная плотность потока; $y = \rho_1 u_1 y / \mu_1$ – безразмерная координата.

Результаты численного исследования аэродинамики ветроустановки

Результаты исследования сопротивления трения на лопасти ветроколеса представлены на рис. 2.

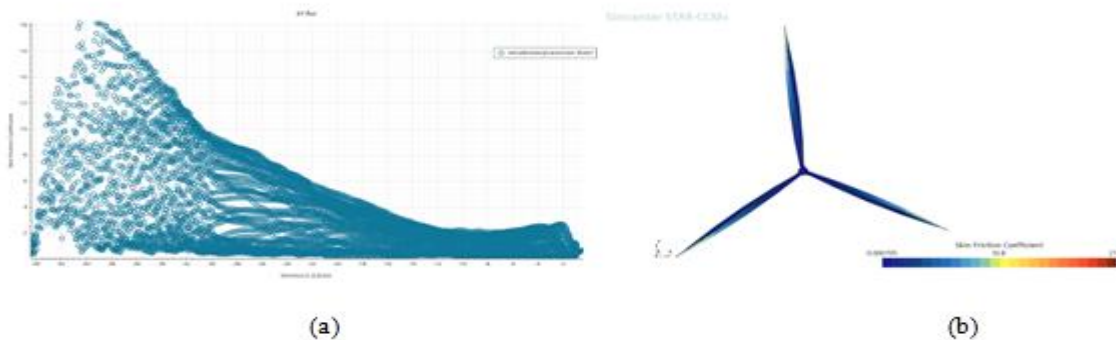


РИСУНОК 2. Сопротивление трения на лопасти ветроустановок: (а) – значения в расчетных узлах, (б) – визуализация в виде поля значений

Математическое моделирование производилось в среде STARCCM+. Использовался RANS подход (осредненные по Рейнольдсу уравнения Навье-Стокса), позволяющий быстро производить расчет с достаточной точностью в 3-х мерной нестационарной постановке. Использовалась k-ε модель турбулентности с уточнением коэффициента турбулентного переноса α .

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Произведено математическое моделирование аэродинамики ветроколеса. Получены данные по сопротивлению трения на поверхности лопастей ветроколеса. Предложены технические решения по способам снижения сопротивления трения и повышению эффективности работы ветроустановки.

Исследование выполнено за счет гранта Российского научного фонда № 22-19-00030, <https://rscf.ru/project/22-19-00030/>

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Л. В. Хахалева, Ю. А. Хахалев, Р. Р. Мустафин, Е. В. Бочкарева, Пат. на полезную модель № 145979 Российская федерация F03D 1/00 (2006/01), Ветроколесо / заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВПО УлГТУ. № 2013148335/06; опубл. 10.05.2014, Бюл.№ 27.
2. Ю. А. Хахалев, В. Н. Ковальногов, Р. В. Федоров, Л. В. Хахалева, М. И. Корнилова, Пат. на полезную модель № 197478 Российская федерация F03D 1/00 (2006/01), Ветроколесо / заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВПО УлГТУ. № опубл. 11.02.2020, Бюл.№
3. А. Ф. Авраменко, Пат. на изобретение № 2 594 839 Российская Федерация: МПК F03D 5/00 (2006/01)F03D 3/00 (2006/01), Ветроэнергетическая установка / заявитель и патентообладатель Авраменко А.Ф. - № 2015111362.06; опубл. 20.08.2016, Бюл. № 23.
4. А. Г. Баканов, Е. Л. Тихонова, Патент № 2574194 МПК F03D 1/02 Двухроторная ветроэнергетическая установка
5. В. В. Чебоксаров, В. В. Чебоксаров, Пат. на изобретение № 2290533 Российская Федерация: МПК F03D 7/06 (2006/01) Ветродвижитель / заявитель и патентообладатель Дальневосточный гос.тех. ун-т. - № 2005119820.06; опубл. 27.12.2006, Бюл. № 36 Патент РФ 2614451, 28.03.2017 г.
6. Stephen E. CRANE (Santa Rosa, CA), Danielle FONG (Berkeley, CA), Edwin P. BERLIN, JR. (Oakland, CA) 9581140 F03D9/25 US Patent Application for STORAGE OF COMPRESSED AIR IN WIND TURBINE SUPPORT STRUCTURE Application №20150184641 Publication Date: Jul 2, 2015
7. Н. Н. Ковальногов, Пограничный слой в потоках с интенсивными воздействиями. Ульяновск, УлГТУ, 1996.
8. В. Н. Ковальногов, Ю. А. Хахалев, Л. В. Хахалева, Е. В. Цветова Математическое моделирование и численное исследование Атмосферного пограничного слоя в окрестности ветропарков / Автоматизация процессов управления. 2021. № 3 (65). С. 33 – 40.
9. Н.Н. Ковальногов, Л.В. Хахалева Течение и сопротивление трения турбулентного потока в перфорированной трубе с демпфирующими полостями / Изв. вузов. авиационная техника. 2002. №3. С.19 – 22.

Исследование аэродинамики ветроэнергетической установки с применением CFD-моделирования

М.И. Корнилова^{a)}, Л.В. Хахалева^{b)}, Ю.А. Хахалев^{c)}, А.В. Чукалин^{d)},
Е.В. Цветова^{e)}

*Ульяновский государственный технический университет,
Российская Федерация, 432027, г. Ульяновск, ул. Северный Венец, д. 32*

^{a)} masha.kornilova.1995@mail.ru,

^{b)} larvall@mail.ru,

^{c)} ulstu-td-ua@mail.ru,

^{d)} chukalin.andrej@mail.ru,

^{e)} katf0k@mail.ru,

Аннотация. Рассматривается актуальность и проблематика моделирования ветроэнергетических установок. Рассмотрены принцип работы и характерные параметры установок. Подробно рассмотрены подходы к исследованию и численному моделированию аэродинамики ветроэнергетических установок. Выполнено моделирование работы трехлопастного ветрогенератора горизонтального типа в среде STAR-CCM+. Получены результаты по распределению скоростей, давления вдоль направления потока.

Параметры и элементы конструкций ветроустановок

В условиях роста спроса на электроэнергию, ограниченности ресурсов ископаемого топлива, а также повышения экологической осведомленности, ветроэнергетическая отрасль подвергается существенным изменениям. Получают развитие технологии вычислительной гидродинамики (CFD от англ. Computational Fluid Dynamics) для моделирования и исследования эффективных режимов работы энергетических устройств.

Принцип работы ветряных турбин в производстве электроэнергии заключается в преобразовании кинетической энергии воздуха во вращающуюся механическую мощность лопастей ротора турбины, который соединяется с генератором и вырабатывает электроэнергию. В настоящее время наиболее распространенной ветряной турбиной является горизонтально-осевой пропеллер с тремя лопастями, установленный на вершине башни.

Ветроэнергетическая установка состоит в основном из ветряной турбины, электрогенератора и устройств сопряжения с нагрузками или с инженерной сетью, а также включает лопасти, зубчатую передачу, конденсаторы возбуждения, преобразователи и контроллеры. Влияние скорости ветра контролируется регулировкой угла наклона лопастей турбины. Частота вращения турбины увеличивается или уменьшается с помощью зубчатой передачи, чтобы электрогенератор работал со скоростью, которая подходит для выработки электроэнергии [1].

Характерными параметрами ветровой турбины являются: номинальная мощность – максимальная мощность, развиваемая ротором; скорость включения – минимальная скорость ветра, при которой ротор ветрогенератора начинает вращаться; номинальная скорость – скорость ветра, при которой ветрогенератор развивает номинальную мощность; скорость свертывания – максимальная скорость ветра, при которой ветрогенератор еще продолжает работать, но при превышении этой скорости останавливается [2].

Механическая мощность, производимая горизонтально-осевой ветротурбиной в стационарном режиме, определяется по формуле:

$$P_m = \frac{1}{8} \cdot \rho \cdot \pi \cdot D^2 \cdot v^3 \cdot c_p \quad (1)$$

здесь ρ – плотность воздушного потока, кг/м³; D – диаметр ометаемой площади ветроколеса, м; v – скорость ветра, м/с; c_p – коэффициент использования энергии ветра.

Коэффициент использования энергии ветра c_p характеризует эффективность ветротурбины, численно выражая часть энергии ветрового потока, которую удалось преобразовать в механическую энергию вращения ветроколеса. Максимально возможное значение коэффициента ограничено пределом Бетца, равным 0,583, однако на практике он составляет 0,4 - 0,5.

Подъемная сила и вращающий момент, возникающие на ветротурбине, зависят от условий обтекания профиля лопастей, определяемых коэффициентом быстроходности и углом установки лопастей. Эти величины определяют коэффициент использования энергии ветра [3]. Для получения максимальной мощности ветротурбиной установки при текущем ветровом воздействии необходимо обеспечить оптимальные аэродинамические режимы работы.

Учитывая сложный характер движения потока за счет турбулентности, образования вторичных вихрей от вращения ветроколеса, порывов ветра, строгое математическое описание взаимодействия ветроустановок с атмосферным пограничным слоем становится проблематичным.

Существует три основных источника турбулентности: атмосферная турбулентность из-за шероховатости поверхности и разницы температур по высоте, турбулентность, вызванная обтеканием ротора и башни ветроустановки (так называемая, механическая турбулентность), а также дополнительная турбулентность, вызванная явлениями сдвига из-за разрушения вершинных вихрей [4]. Потому в данном случае применяются и активно развиваются численные методы расчета аэродинамики потока, встроенные в прикладные CFD-пакеты.

В данной работе в качестве инструмента используется среда моделирования STAR-CCM+.

Подходы к моделированию аэродинамики ветроустановки

Математическая формулировка задачи исследования аэродинамики ветроустановки представляет собой систему уравнений, включающих:

- уравнение движения (уравнения Навье-Стокса; уравнения Навье-Стокса, осредненные по Рейнольдсу);
- уравнение неразрывности;
- уравнение сохранения энергии;
- уравнение состояния;
- краевые условия, характеризующие частные особенности изучаемого явления.

В подавляющем большинстве случаев данная система уравнений не имеет аналитического решения, поэтому необходимо применение численных методов для получения приближенного численного решения.

Основные методы моделирования турбулентных течений можно разбить на три класса:

1. Direct Numerical Simulation – DNS (метод прямого численного моделирования). Данный метод применим для ограниченного класса задач, характеризующихся малыми числами Рейнольдса и для анализа течений в простых геометрических конфигурациях.

2. Моделирование больших вихрей (Large Eddy Simulation, LES-модели). Большие вихревые структуры турбулентного потока моделируются прямыми методами, тогда как малые вихри - с помощью подсеточных моделей. Благодаря относительной однородности и изотропности мелкомасштабной турбулентности, описание ее характеристик оказывается гораздо более точным, чем моделирование всего спектра турбулентных пульсаций. Однако для реализации LES-модели на практике потребуются значительное увеличение вычислительных затрат для проведения расчетов на достаточно мелких сетках [5].

3. Метод осреднения по Рейнольдсу или Фавру. При осреднении по времени в уравнениях, как известно, возникают новые члены, которые можно интерпретировать как градиенты "кажущихся" (добавочных) напряжений и тепловых потоков, связанных с турбулентным движением. Эти новые величины должны быть связаны с характеристиками осредненного течения посредством моделей турбулентности, что приводит к большому количеству существующих гипотез и аппроксимаций.

Создание полной и строгой теории турбулентности является одной из сложнейших и нерешенных к настоящему времени научных проблем. Отсутствие такой теории привело к появлению различных

II Всероссийская научно-техническая конференция с международным участием
«РАЗВИТИЕ МЕТОДОВ ПРИКЛАДНОЙ МАТЕМАТИКИ ДЛЯ РЕШЕНИЯ
МЕЖДИСЦИПЛИНАРНЫХ ПРОБЛЕМ ЭНЕРГЕТИКИ»

подходов к замыканию математической формулировки задач движения турбулентных потоков, к разработке большого числа эмпирических и полуэмпирических моделей турбулентности [6].

STAR-CCM+ предлагает следующие варианты моделей турбулентности [7]:

- $k - \varepsilon$ модели (стандартная, RNG-тип, реализуемая);
- $k - \omega$ модели (стандартная, SST-модель)
- Модель Spalart-Allarms;
- Модель симуляции большого вихря.

Выбор модели турбулентности зависит от физики рассматриваемого процесса, установленной практики для определенного класса задач, требуемого уровня точности, мощности вычислительных ресурсов и количества времени, доступного для выполнения компьютерного моделирования.

В данной работе авторы применяют стандартную $k - \varepsilon$ модель, так как в рамках поставленной прикладной трехмерной нестационарной задачи она обеспечивает достаточную точность при экономии вычислительных ресурсов. Стандартная $k - \varepsilon$ модель является полуэмпирической моделью на основе модельных уравнений переноса кинетической энергии турбулентности k и ее скорости диссипации ε , получаемых из следующих уравнений [6]:

$$\frac{Dk}{Dt} = \frac{\partial}{\partial y} \left[(v + v_k) \frac{\partial k}{\partial y} \right] - \overline{u'v'} \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} - \varepsilon - (\overline{u'^2} - \overline{v'^2}) \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} \quad (2)$$

Здесь субстанциальная производная $\frac{Dk}{Dt}$ характеризует конвекцию кинетической энергии турбулентности k ; первый член в правой части описывает диффузию кинетической энергии турбулентности k ; второй член характеризует ее генерацию за счет касательных напряжений; третий член – диссипацию кинетической энергии турбулентности; четвертый – ее генерацию за счет нормальных напряжений.

$$\frac{D\varepsilon}{Dt} = \frac{\partial}{\partial y} \left[(v + v_\varepsilon) \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} \right] - c_1 \overline{u'v'} \frac{\varepsilon}{k} \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} - c_2 \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (3)$$

Здесь v_ε – коэффициент диффузии для скорости диссипации ε ; c_1, c_2 – эмпирические коэффициенты.

Выражения (1), (2) совместно с эмпирическими зависимостями для расчета величин $v_k, v_\varepsilon, \overline{u'^2}, \overline{v'^2}$ позволяют вычислить коэффициент турбулентного переноса количества движения μ_T в пограничном слое:

$$\mu_T = - \frac{\overline{\rho u'v'}}{\frac{\partial \bar{u}}{\partial y}} \quad (4)$$

По $k - \varepsilon$ моделям накоплен огромный опыт работы расчетов [8, 9, 10], они хорошо исследованы и есть в большинстве коммерческих программ.

Исследование аэродинамики ветроустановки

В среде STAR-CCM+ было выполнено моделирование ветроэнергетической установки, исследуемая установка горизонтального типа, имеет три лопасти, диаметр ротора составляет 110 метров. Максимальная скорость на входе принята 12 м/с. Для проведения численных расчетов использовалась сетка с ячейками в форме многогранников (polyhedral mesh). Базовый размер ячейки составил 5 м. Сетка в зоне вращения измельчена до 0,01 м, зоне ближнего следа – до 0,8 м (Рисунок 1).

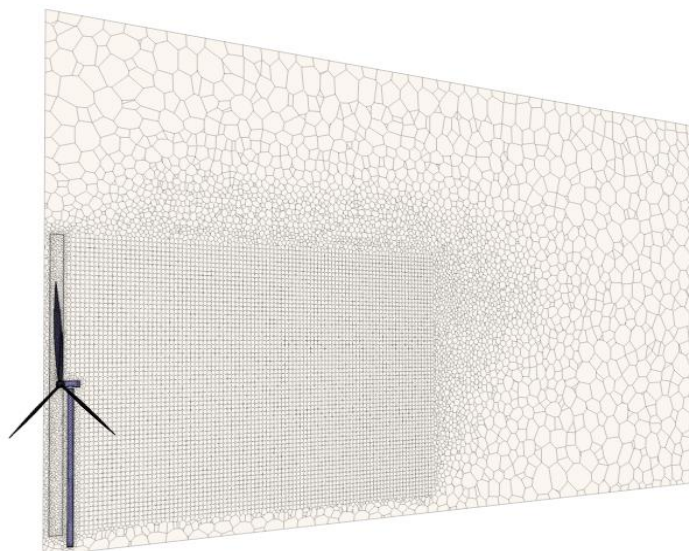


РИСУНОК 1. Расчетная область ветроустановки с генерированной сеткой в STAR-CCM+

Рисунки 2-4 позволяют выявить основные закономерности обтекания ветроустановки потоком и характерные особенности течения.

На рисунке 2 цветной индикацией показана скорость вдоль лопастей ветроустановки, скорость увеличивается с радиусом из-за вращательного движения ротора и на кончике достигает максимального значения (57,6 м/с).

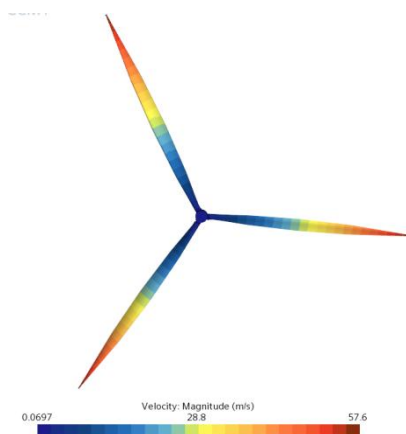


РИСУНОК 2. Контур скорости лопастей ветроустановки в STAR-CCM+

На рисунке 3 представлены линии тока перед ветроустановкой и после нее на расстоянии одного диаметра ветроколеса, приведена скалярная сцена Velocity: Magnitude. Из рисунка 2 видно, что ветроустановка значительно влияет на профиль скорости, поток завихряется, изменяет свое направление, наблюдается уменьшение кинетической энергии потока. В ближнем следе наблюдается максимальное падение скорости.

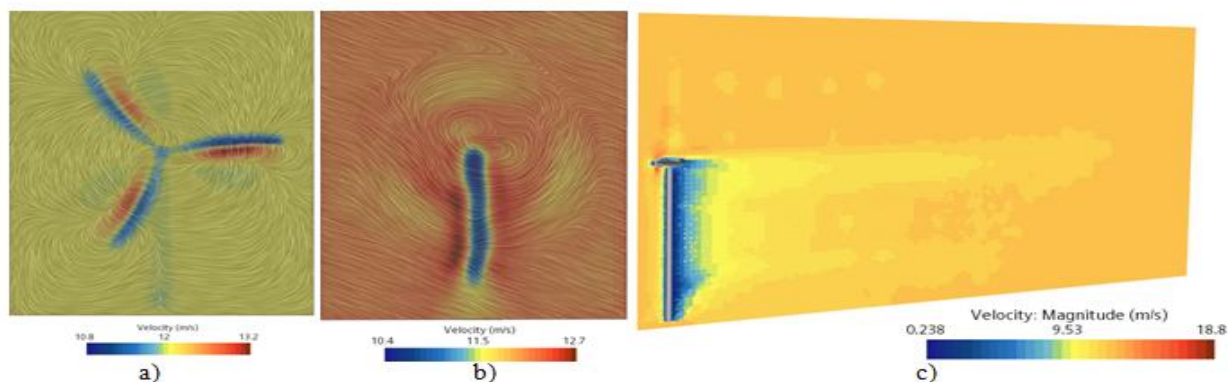


РИСУНОК 3. Линии тока перед ветроустановкой (а), после нее на расстоянии одного диаметра (б). Скалярная сцена Velocity: Magnitude (с)

На рисунке 4 представлено распределение давления перед ветроустановкой (а), после нее на расстоянии одного диаметра ветроколеса (б), приведен скалярная сцена Absolute Total Pressure (с). Расчеты показывают, что затухание следа происходит достаточно медленно, потому при групповом размещении нескольких ветроустановок данный факт обязательно принимают во внимание [11].

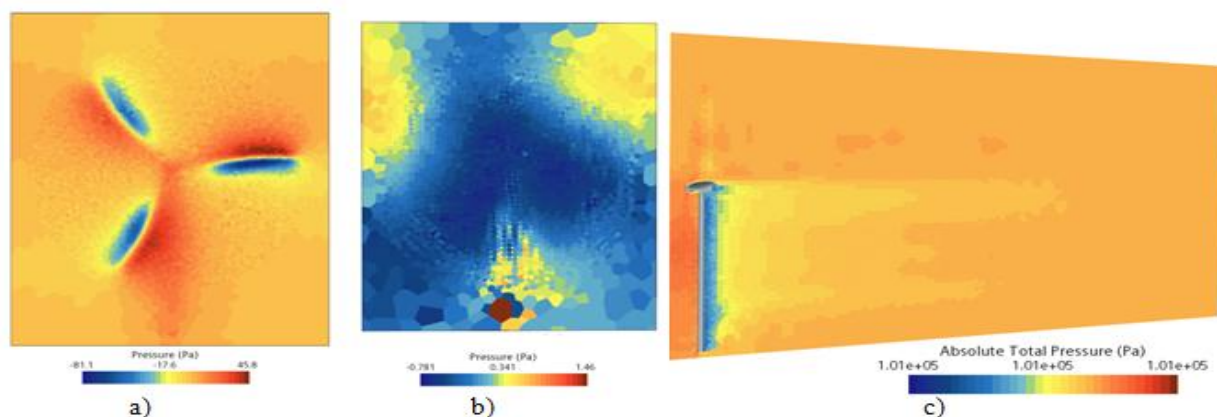


РИСУНОК 4. Распределение давления перед ветроустановкой (а), после нее на расстоянии в один диаметр (б). Скалярная сцена Absolute Total Pressure (с)

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Рассмотрены подходы к моделированию аэродинамики ветроустановки. Произведено математическое моделирование ветроустановки. Получены данные по распределению скоростей и давления вдоль направления потока.

Исследование выполнено за счет гранта Российского научного фонда № 22-19-00030, <https://rscf.ru/project/22-19-00030/>

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ismail H. Altas. Fuzzy Logic Control in Energy Systems with design applications in MatLab/Simulink. The Institution of Engineering and Technology, 506 p.;
2. Кривцов В.С., Олейников А.М., Яковлев А.И. Неисчерпаемая энергия. Кн.2 Ветроэнергетика. Харьков: Нац. аэрокосм. ун-т., 2004.- 519 с.;
3. Безруких П.П. Ветроэнергетика. Справочное и методическое пособие. М.: ИД «Энергия», 2010. – 320 с.;

4. Matthew J. Churchfield, Sang Lee, John Michalakes & Patrick J. Moriarty A numerical study of the effects of atmospheric and wake turbulence on wind turbine dynamics // *Journal of Turbulence*, 13, N14;
5. D. Mehta and etc., Large Eddy Simulation of wind farm aerodynamics: A review // *Journal of Wind Engineering*, 133 (2014) pp. 1–17;
6. Ковальногов Н.Н. Прикладная механика жидкости и газа. – Ульяновск : УлГТУ, 2010. – 209 с.;
7. Tutorial STAR-CCM+;
8. Белов И.А., Исаев С.А., Моделирование турбулентных течений: Учебное пособие / Балт. гос. техн. ун-т. СПб., 2001. 108 с.;
9. Снегирёв А.Ю. Высокопроизводительные вычисления в технической физике. Численное моделирование турбулентных течений: Учеб. пособие. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2009. — 143 с.;
10. Гарбарук А.В. Моделирование турбулентности в расчетах сложных течений: учебное пособие – СПб: Изд-во Политехн. ун-та, 2012. – 88 с.;
11. Fernando Porte-Agel, Hao Lu, Yu-Ting Wu Interaction between large wind farms and the atmospheric boundary layer // 23rd International Congress of Theoretical and Applied Mechanics, *Procedia IUTAM* 10 (2014) pp. 307 – 318;

Методы проверки солнечных электростанций в полевых условиях

О.В. Пазушкина^{a)}, Д.В. Степушин^{b)}

Ульяновский государственный технический университет,
Российская Федерация, 432027, г. Ульяновск, ул. Северный Венец, д. 32

^{a)} o.pazushkina@yandex.ru

^{b)} dimabfbc@gmail.com

Аннотация. Рассмотрены методы определения деградации солнечных панелей в полевых условиях. Проведены испытания рассмотренных методик, а также выявлены преимущества и недостатки.

СОЛНЕЧНАЯ ЭНЕРГЕТИКА В РОССИИ

На сегодняшний день установленная мощность солнечных электростанций в единой энергосистеме Российской Федерации составляет более 1 800 МВт, и на данный момент обеспечивается ввод в работу новых станций. Также довольно много частных домовладений используют солнечные панели, для экономии затрат на электроэнергию. Территория России обширна, и значительная ее часть обладает неплохим солнечным потенциалом.



РИСУНОК 1. Карта продолжительности солнечного сияния в России

На рисунке 1 изображена карта продолжительности солнечного сияния в Российской Федерации. Наиболее перспективными являются южные регионы, однако даже в Ульяновской области солнечная электростанция, в зависимости от мощности и места расположения, может начать окупаться от 7 лет, что является довольно малым сроком.

Срок эксплуатации солнечных панелей превышает 20 лет и их не нужно обслуживать, что является большим плюсом.

ДЕГРАДАЦИЯ СОЛНЕЧНЫХ ПАНЕЛЕЙ И МЕТОДЫ ЕЕ ОЦЕНКИ

Со временем панели начинают деградировать. В среднем современные солнечные панели деградируют на 1% в год, по заявлению производителей. В мировой практике распространено понятие PID (англ. – potential induced degradation) эффект, причинами возникновения деградации являются множество факторов. В целом, солнечная панель является довольно надежной и долговечной

конструкцией, однако со временем воздействия внешних и внутренних явлений снижают выработку электроэнергии. К внешним факторам относятся воздействия окружающей среды и их последствия. К этому можно отнести перепады температуры, воздействия пыли, ветра, контакты с посторонними предметами. В последствии появляются нарушения защитного стеклянного покрытия, отслаивание пленки и дальнейшее повреждение внутренних частей солнечной панели. К внутренним факторам можно отнести токи утечки и скачки напряжений, вызванные упомянутыми выше внешними факторами. На сегодняшний день существует много типов солнечных панелей и их защитных покрытий. В основном, процесс взаимодействия внутренних частей панели с защитным покрытием и вызывает деградация ячеек.

Основные методики проверки солнечных панелей

Основным методом проверки работоспособности солнечной панели во всем мире является тестирование в специальной лаборатории при стандартных условиях измерения. Международная электротехническая комиссия (International Electrotechnical Commission) IEC опубликовала стандарт IEC 61853 “Photovoltaic Module. Power Rating”, который регламентирует тестирование в различных климатических и географических условиях. Стандартные условия измерений для солнечных панелей составляют уровень солнечной освещенности 1000 Вт/м^2 и температуру солнечного модуля в 25°C . В России очень мало количество лабораторий для проверки. В случае с солнечными электростанциями, на которых функционируют более 10 000 солнечных панелей, данный метод будет очень затратным и неэффективным.

В настоящее время на электростанциях в основном используется тепловизионная съемка с помощью дрона, она позволяет в кратчайшие сроки выявить недостатки солнечных панелей.

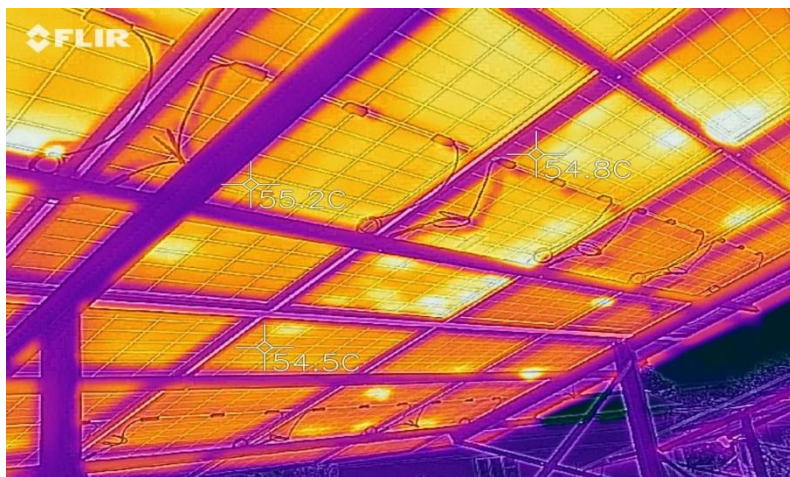


РИСУНОК 2. Тепловизионная съемка солнечной панели

Рисунок 2 отображает пример выявления повреждений при тепловизионной съемке, в большинстве случаев перепад температур на солнечной панели вызван пробитыми диодами. Также, благодаря тепловизору можно выявить конструктивные недочеты, например плохо обжатые выходы и неправильный монтаж диодной коробки с тыльной стороны панелей. Проверив этот метод на практике, дополнительно хочется отметить, что тепловизионная съемка должна проводиться с тыльной стороны панелей, так как защитное покрытие вызывает отражения на объективе тепловизора. Однако большинство энергетических организаций игнорируют данный факт, что делает тепловизионную съемку недостаточно эффективной. В заключении об этом методе можно сказать, что тепловизор действительно позволяет выявить повреждения, однако оценить уровень эффективности с помощью него все же нельзя.

Следующим методом, близким к тепловизору, является электролюминесцентное тестирование, именно оно является второстепенным методом в лабораториях. Суть заключается в подаче номинальных напряжения и силы тока на солнечный модуль и его съемка с помощью объектива без инфракрасного фильтра.



РИСУНОК 3. Электрولюминесцентная съемка

В целом, данный метод показывает повреждения модуля более детально, нежели тепловизионное исследование. Рисунок 3 показывает пример поврежденной панели с применением данного метода. Однако, данный метод так же, как и тепловизионный, не может оценить эффективность солнечного модуля и к тому же является трудоемким на больших станциях. В основном станции расположены за пределами инфраструктуры, и подача необходимого напряжения и силы тока на стол, состоящий из множества панелей, является трудной задачей. В большинстве случаев один стол состоит из нескольких десятков панелей, окончательное количество определяется характеристиками солнечного модуля. Напряжение каждого стола в любой солнечной станции будет близко к 1000 Вольт, так как это максимальное напряжение, которое могут выдержать большинство солнечных панелей в одной цепи. Соответственно, напряжение стола ниже 700–800 Вольт будет являться неэкономичным и неэффективным, поэтому почти на всех станциях напряжение одного стола составляет 800-900 Вольт. Подать такое напряжение на целый стол в полевых условиях практически невозможно.

Наиболее эффективным методом оценки деградации солнечных панелей, является измерение вольтамперных характеристик солнечного модуля.

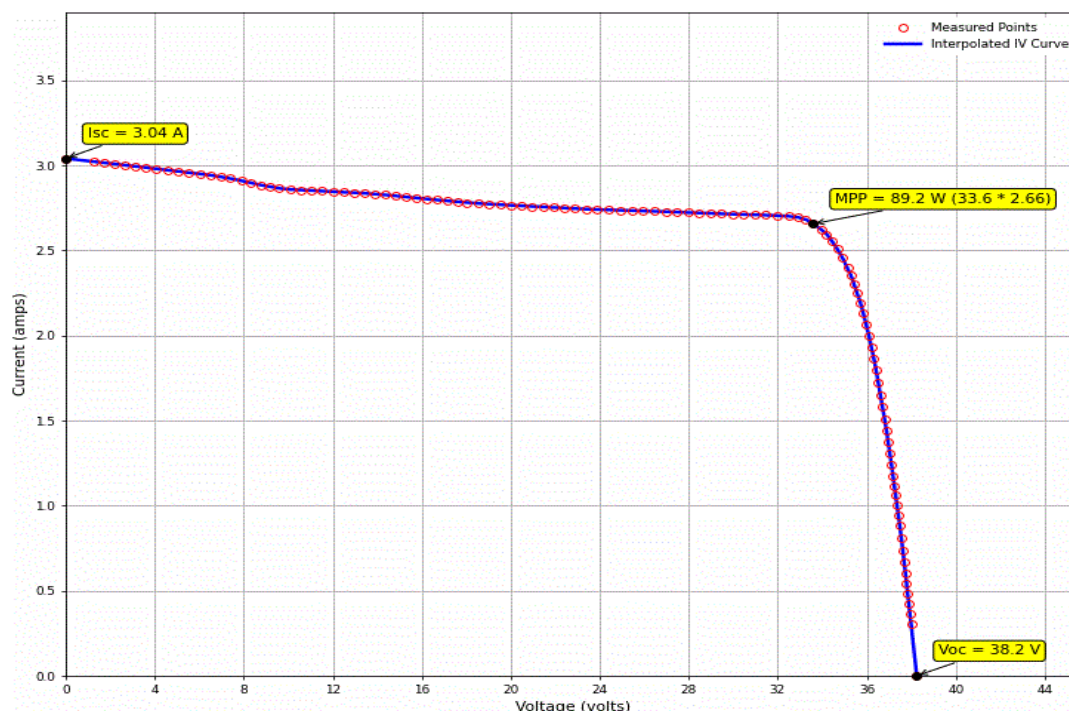


РИСУНОК 4. Вольтамперная характеристика солнечной панели

Рисунок 4 отображает кривую вольтамперной характеристики солнечного модуля, на ней отмечены 3 точки. Слева на оси – ток короткого замыкания, снизу на оси – напряжение холостого хода. Точка MPP отображает максимальную мощность. В данном случае, для исследования деградации панелей важны только напряжение холостого хода и ток короткого замыкания. В целом, эти параметры можно измерить обычным сертифицированным мультиметром.

Так как данный метод является наиболее эффективным в оценке деградации солнечных панелей, автором были проведены замеры на солнечной электростанции. Для ускорения измерений было принято решение провести измерения не отдельной панели, а всего стринга панелей, чтобы собрать среднюю статистику. Для тестирования были использованы мультиметры АКИП 2203, а также пиранометр SMP11. Для корректного извлечения данных с пиранометра использовался регистратор данных Campbell Scientific CR1000. Также к мультиметру были присоединены MC4 коннекторы, для удобства и безопасности измерений. При измерении тока короткого замыкания с целого стринга панелей, напряжением 800 В, при разъединении возникла электрическая дуга. Избежать электрической дуги было решено резким выдергиванием MC4 коннектора.

Большинство производителей в подробной технической документации на панели, указывают все необходимые температурные коэффициенты и зависимость параметров от уровня освещенности. Для измерения уровня освещенности можно использовать пиранометр, необходимо закрепить его под таким же углом относительно земли, как у солнечного модуля. Далее путем применения коэффициентов и уровня солнечной освещенности можно вычесть различие реальных характеристик от заводских. Для уменьшения погрешности, все измерения стоит проводить в наиболее солнечные дни, без переменной облачности.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данной статье были рассмотрены основные методы проверки солнечных панелей в полевых условиях, выявлены их преимущества и недостатки путем практического применения. Однозначной полноценной методики в современное время не существует, так как необходимость такой проверки возникает достаточно редко. В целом все указанные методы могут быть применены, однако в зависимости от ситуации, могут присутствовать большие погрешности.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Измеряем «солнце». ВAX солнечных панелей своими руками // Хабр URL: habr.com (дата обращения: 25.09.2022).
2. Leonardo J.P., Felix A.F. Feasibility of solar tracking and fixed topologies considering the estimated degradation and performance of photovoltaic panels // *Solar Energy Materials and Solar Cells*. - 2022. - №244

СЕКЦИЯ 3. Энерго- и ресурсосберегающие технологии в энергетике, промышленности и в области термической переработки коммунальных и производственных отходов

Оценка влияния конструкции амбразуры газогорелочных устройств на экологические показатели и эксплуатационные характеристики котла

В.А. Верещетин^{а)}, А.Н. Тугов^{б)}

ОАО «Всероссийский дважды ордена Трудового Красного Знамени научно-исследовательский институт» (ОАО «ВТИ»)

Российская Федерация, 115280, г. Москва, ул. Автозаводская, д. 14

^{а)} VAVereshchetin@vti.ru

^{б)} ANTugov@vti.ru

Аннотация. Численным моделированием с использованием методов вычислительной гидрогазодинамики CFD выполнено исследование влияния конструкции амбразуры горелки на характер горения и образования NO_x. Результаты показали, что при применении амбразуры конфузорного типа наблюдается самый высокий уровень максимальных температур, что обуславливает наибольшее образование термических NO_x. Для минимизации образования загрязняющих веществ (оксидов азота) при сжигании природного газа следует использовать диффузные и биконические амбразуры, причем первый тип при моделировании показал несколько лучшие результаты.

С помощью математического моделирования удалось установить причину шлакования амбразур газогорелочных устройств, расположенных в зоне кипящего слоя сжигательного устройства, на московском спецзаводе № 4 "Руднево" (МСЗ №4), который предназначен для энергетической утилизации твердых коммунальных отходов (ТКО). Численный эксперимент с использованием трехмерной математической модели и пакета компьютерных программ "σFlow" показал, что основной причиной образования отложений в нижней части амбразур горелочных устройств является наличие обратных токов, что способствует втягиванию восходящего потока пылевоздушной смеси и золы в нижнюю часть амбразуры и образованию отложений. Приводится описание технического решения, эффективность которого была проверена путем математического моделирования работы горелок и топки на двух- и трехмерной моделях. Его реализация на всех сжигательных устройствах завода обеспечила длительную и надежную работу МСЗ №4 в целом.

Амбразура горелки является конструктивной составляющей стен топки котла в районе выхода рабочей среды из устья горелочного устройства. От конструкции амбразуры (типа и размеров) зависят раскрытие факела горелки, степень перемешивания топлива и окислителя, дальнобойность факела. Эти факторы, в свою очередь, оказывают влияние на экологические показатели (образование оксидов азота) и эксплуатационные характеристики котла (например, на процессы локального шлакования прилегающих к амбразуре стен топки при совместном сжигании с твердым топливом). Выбрать оптимальную для

конкретных условий конструкцию амбразуры позволяют исследования с использованием численного моделирования.

РЕЗУЛЬТАТЫ ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ РАЗЛИЧНЫХ ТИПОВ (КОНФИГУРАЦИЙ) АМБРАЗУР ГАЗОГОРЕЛОЧНЫХ УСТРОЙСТВ

Численный эксперимент выполнялся с использованием методов вычислительной гидрогазодинамики CFD (Computational Fluid Dynamics). Для моделирования горения углеводородного топлива был выбран программный комплекс ANSYS CFX, который позволяет проводить численный расчёт турбулентных реагирующих течений в условиях сложной геометрии.

Характер горения и образования NO_x исследовали для четырех основных типов амбразур: диффузорной, биконической, цилиндрической и конфузорной (рисунок 1).

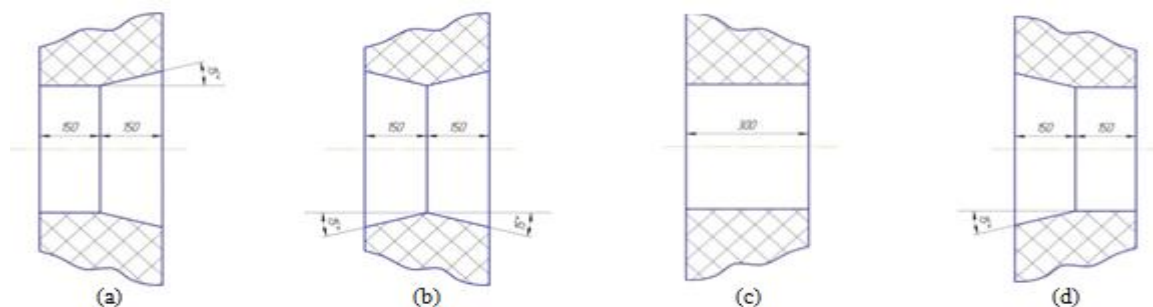


РИСУНОК 1. Типы амбразур: (а) диффузорная; (б) биконическая; (с) цилиндрическая; (д) конфузорная

Результаты численного моделирования показали, что по сравнению с диффузорной амбразурой, конфузорная и биконическая амбразуры заметно улучшают смешение топлива с воздухом, делают менее выраженным разделение на зоны горения с недостатком и избытком воздуха. За счет этого уровни температур для этих амбразур выше (рисунок 2), что сказывается на увеличении образования NO_x .

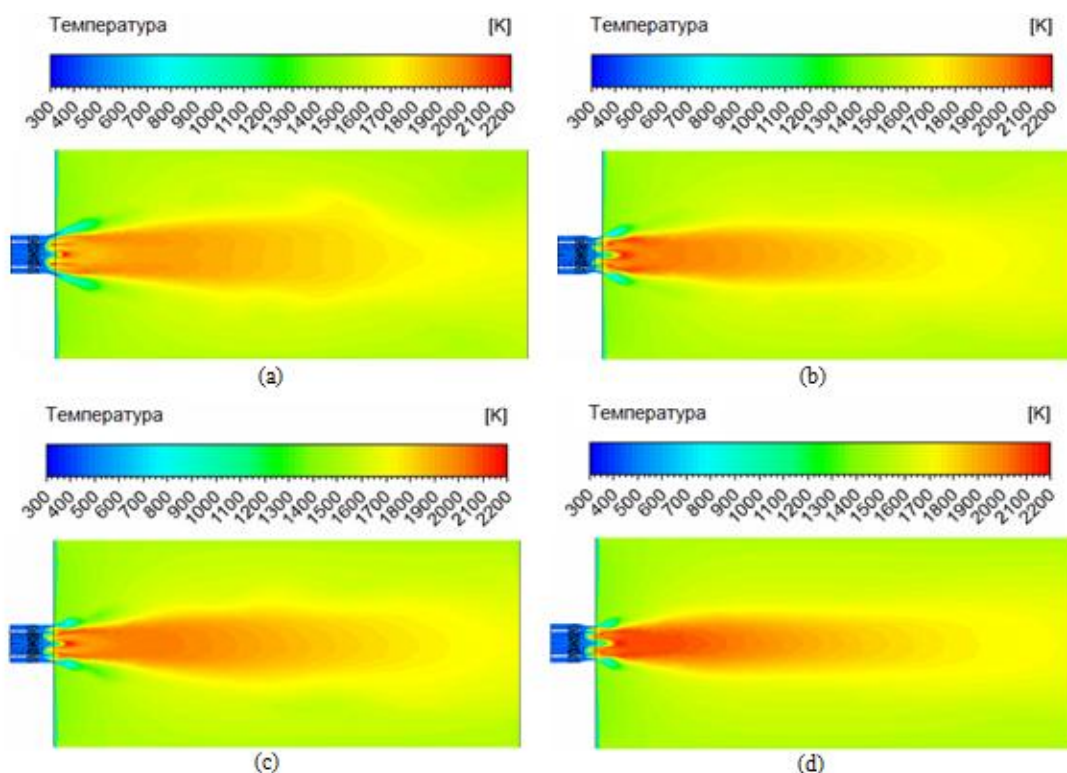


РИСУНОК 2. Поля температур при использовании диффузорной (а), биконической (б), цилиндрической (с) и конфузорной (д) амбразур

Для варианта с конфузурной амбразурой (рисунок 2, *d*) наблюдается самый высокий уровень максимальных температур, а также протяженность и объем этих зон, что обуславливает наибольшее образование термических NO_x . Это связано с наименьшей площадью для прохода среды в устье горелки, что ведет к повышению скоростей и более интенсивному перемешиванию топлива и окислителя. Сужение проходного сечения вызывает также рост аэродинамического сопротивления горелочного устройства, что отрицательно сказывается на экономичности котельной установки.

Варианты, представленные на рисунках 2, *c* и 2, *d*, имеют высокую дальнобойность факела. Поэтому можно сказать, что цилиндрическая и конфузурная амбразуры не подходят для топок с малой глубиной, так как будет происходить динамическое воздействие факела на противоположную стену. Использование цилиндрической амбразуры позволяет снизить максимальные значения температуры, при этом зона максимальной температуры удаляется от среза горелки.

В случае с биконической амбразурой область с максимальным уровнем температур схожа с вариантом, где применяется амбраура диффузорного типа, однако она имеет значительно большую протяженность. Легко заметить, что на рисунках 2, *b* – 2, *d* область температур порядка от 1800 до 1900 К замкнута и имеет лишь разный размер, а на рисунке 2, *a* эта зона разорвана и имеет средние значения температуры несколько ниже. Из-за самой большой площади проходного сечения развитие факела происходит иначе, чем в других вариантах, где факел более плотный и сжатый.

Поля концентраций оксидов азота по факелу горелки для различных типов амбразур представлены на рисунке 3, из которого видно, что максимальные значения оксидов азота имеют место при использовании амбразуры конфузурного типа.

Таким образом, применение диффузорной и биконической амбразур более оправдано с целью минимизации образования загрязняющих веществ (оксидов азота), причем второй тип при моделировании показал результат несколько хуже.

Учитывая всё вышесказанное, при проектировании низкоэмиссионных горелок по возможности следует использовать амбразуру диффузорного типа.

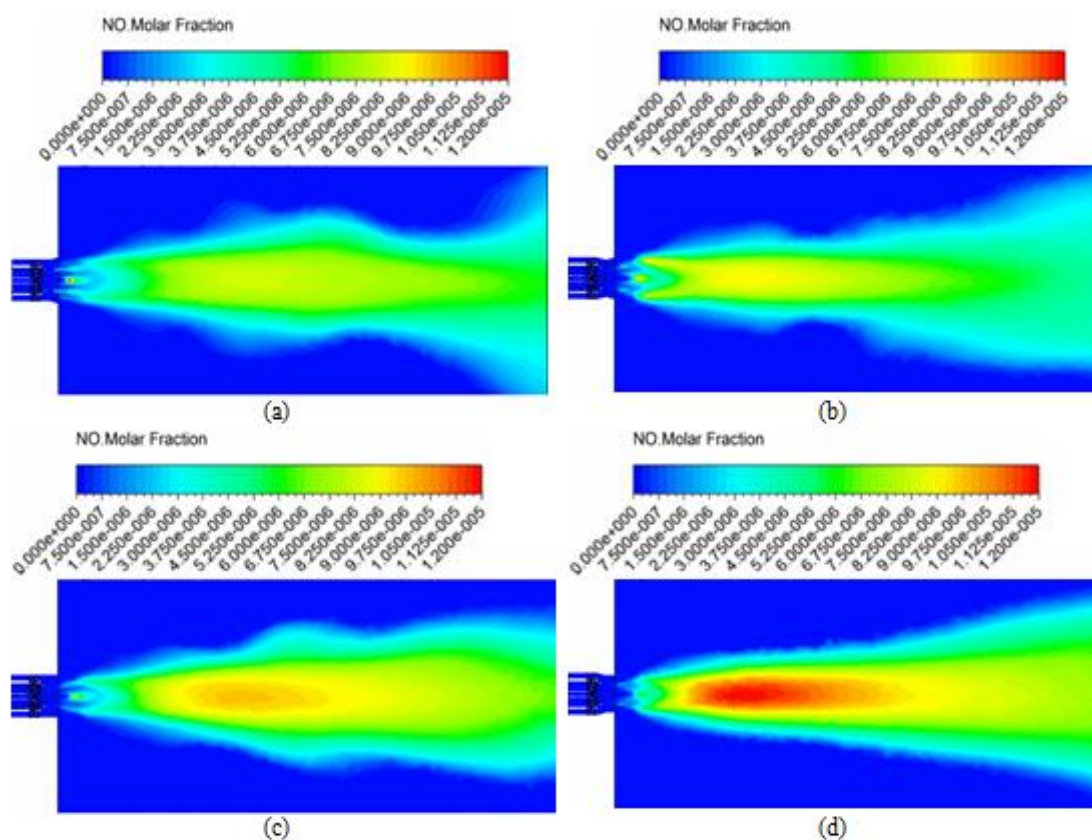


РИСУНОК 3. Поля концентраций оксидов азота по факелу горелки для различных типов амбразур диффузорной (а), биконической (б), цилиндрической (с) и конфузурной (д) амбразур

ИССЛЕДОВАНИЕ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ И НАЛАДКА БЕСШЛАКОВОЧНОГО РЕЖИМА РАБОТЫ ГАЗОГОРЕЛОЧНЫХ УСТРОЙСТВ, РАСПОЛОЖЕННЫХ В ЗОНЕ КИПЯЩЕГО СЛОЯ ТОПКИ ДЛЯ СЖИГАНИЯ ТКО

С помощью математического моделирования была решена проблема шлакования газогорелочных устройств, расположенных в зоне кипящего слоя сжигательного устройства, на московском спецзаводе № 4 "Руднево" (МСЗ №4) (сейчас – Обособленное подразделение «Руднево» ООО «Хартия»). МСЗ № 4 предназначен для энергетической утилизации твердых коммунальных отходов (ТКО). Производительность завода составляет 250 тыс. тонн ТКО в год. В состав завода входят три технологические линии, каждая из которых включает в себя сжигательное устройство (топку), котел-утилизатор, газоочистку и другое вспомогательное оборудование (тягодутьевое, золошлакоудаление и т.д.). Генерируемый в котле-утилизаторе пар направляется в котлотурбинный цех, где кроме двух турбин малой мощности типа П-6-1,6/0,5 и вспомогательного оборудования к ним, установлены два энергетических котла ДЕ-25-15-185ГМ, которые используются при пуске завода из «холодного» состояния, а также для покрытия дефицита пара. Вырабатываемая турбогенераторами электроэнергия покрывает собственные нужды завода, а ее избыток отпускается во внешние сети. Описание завода, результаты наладки и начального периода эксплуатации приведены в [1].

На МСЗ № 4 термическая переработка отходов осуществляется с использованием технологии, принципиально новой для России, – в вихревом кипящем слое. Особенностью данной технологии является двухступенчатое сжигание: непосредственно в кипящем слое в температурном диапазоне 650–750 °С и в надслоевом пространстве, где температура продуктов сгорания повышается до 850–900 °С. (До поступления в котел-утилизатор продукты сгорания ТКО выдерживаются при этой температуре не менее двух секунд). Для растопки сжигательного устройства (разогрева слоя до указанных температур), регулирования температурного режима в зоне кипящего слоя и в надслоевом пространстве, а также для поддержания тепловой нагрузки котла при отключении подачи ТКО (например, во время очистки вибросит) используют две газовые горелки, которые расположены непосредственно в зоне кипящего слоя.

Основная проблема использования таких горелок на МСЗ № 4 заключалась в том, что с течением времени происходило интенсивное шлакование и забивание нижней части амбразур (рисунок 4). Это приводило к тому, что факел горелки отклонялся вверх, и разогрев слоя происходил крайне медленно. В ряде случаев не удавалось разогреть слой до нужной температуры и приходилось останавливать всю технологическую линию, и после ее охлаждения, которое занимало несколько суток, вручную расшлаковывать амбразуры. Вынужденные простои оборудования приводили к значительным экономическим потерям.

Для изучения причин заноса шлаком выходной части амбразур горелочных устройств, находящихся в районе слоя, на первом этапе было выполнено математическое моделирование работы горелок и топочной камеры на двухмерной модели.

Результаты расчета (изоповерхность скорости в горелке) показаны на рисунок 5, из которого видно, что при подаче воздуха в горелку основной поток занимает верхнюю часть объема амбразуры горелки, вследствие чего в нижней части образуется зона обратных токов. Это позволило выдвинуть гипотезу о попадании в эту зону золы частиц.



РИСУНОК 4. Шлакование горелок, расположенных в районе кипящего слоя на МСЗ №4

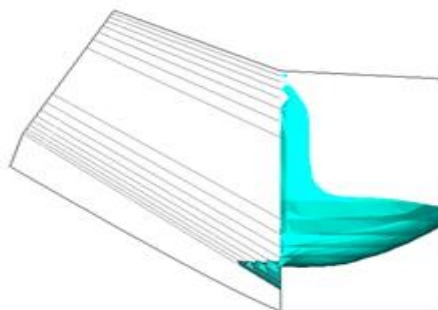


РИСУНОК 5. Изоповерхность скорости в горелке ($U=0$). Расход газа на горелку составляет 10 % от максимального

II Всероссийская научно-техническая конференция с международным участием
«РАЗВИТИЕ МЕТОДОВ ПРИКЛАДНОЙ МАТЕМАТИКИ ДЛЯ РЕШЕНИЯ
МЕЖДИСЦИПЛИНАРНЫХ ПРОБЛЕМ ЭНЕРГЕТИКИ»

Расчеты, проведенные на разработанной в Институте теплофизики Сибирского отделения РАН трехмерной математической модели и с использованием пакета компьютерных программ "σFlow", также подтвердили гипотезу о том, что основной причиной образования отложений в нижней части амбразуры горелочных устройств является наличие обратных токов, вызываемых неоправданно большим раскрытием футерованного предтопка в заводском его исполнении, глубоким косым срезом амбразуры горелок и подъемными силами (рис 6). Все эти факторы способствуют втягиванию восходящего потока пылевоздушной смеси и золы в нижнюю часть амбразуры и образованию отложений. Наиболее ярко эти явления наблюдаются при работе горелок на малых нагрузках.

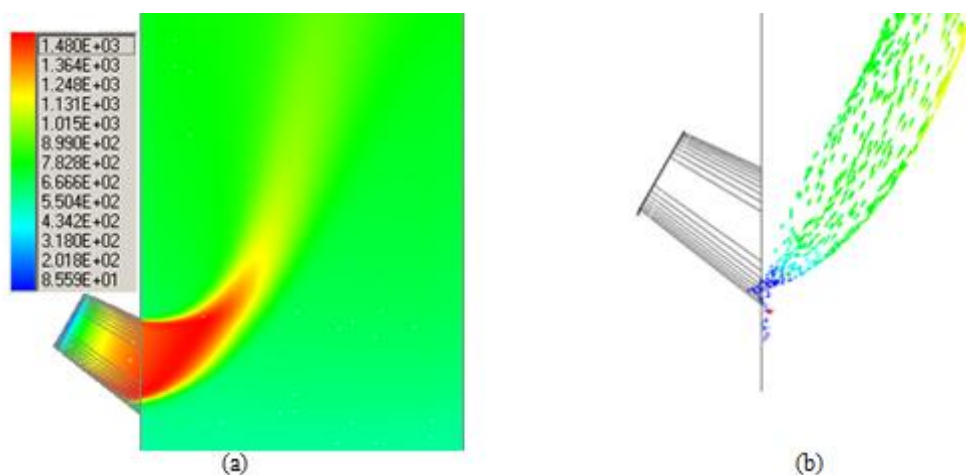


РИСУНОК 6. Поле температур (а) и траектория движения частиц (б) в области горелки

Для решения проблемы было предложено реконструировать амбразуру горелочных устройств: перейти на цилиндрическую амбразуру предтопка с уменьшением его внутреннего диаметра и косого среза амбразуры за счет выполнения козырька в верхней части амбразуры.

Эффективность этого решения была проверена путем математического моделирования работы горелок и топки на двух- и трехмерной моделях. Расчеты показали, что во всем диапазоне нагрузок горелок зона обратных токов отсутствует, и факел занимает полный объем амбразуры горелки (рис. 7).

Для опробования предложенного технического решения был принят временный малозатратный вариант реконструкции амбразур горелок. На одном из сжигательных устройств в амбразуры обеих горелок были вставлены обечайки, изготовленные из листов нержавеющей стали с последующим нанесением огнеупорной смеси на внутреннюю поверхность обечайки (рис. 8).

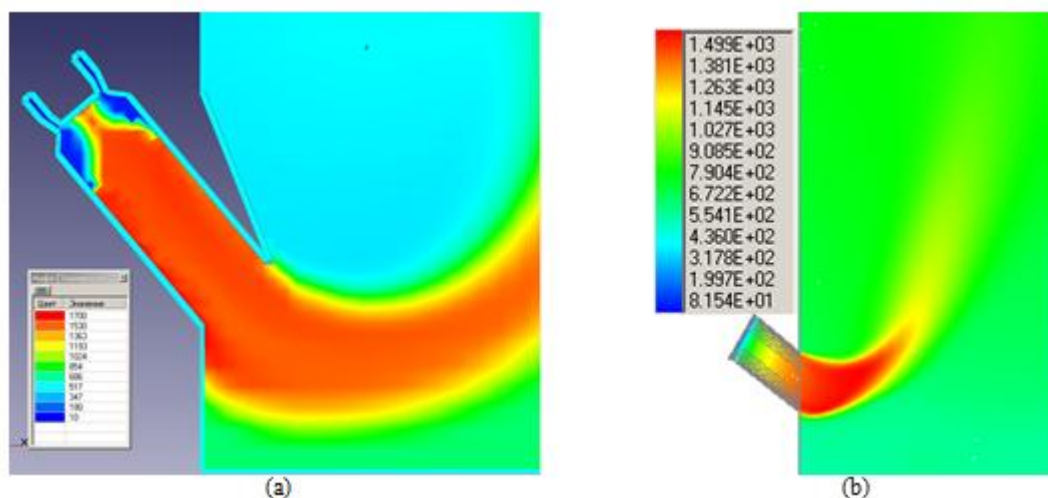


РИСУНОК 7. Поля температур двухмерной (а) и трехмерной (б) модели при горении, вариант с цилиндрической амбразурой

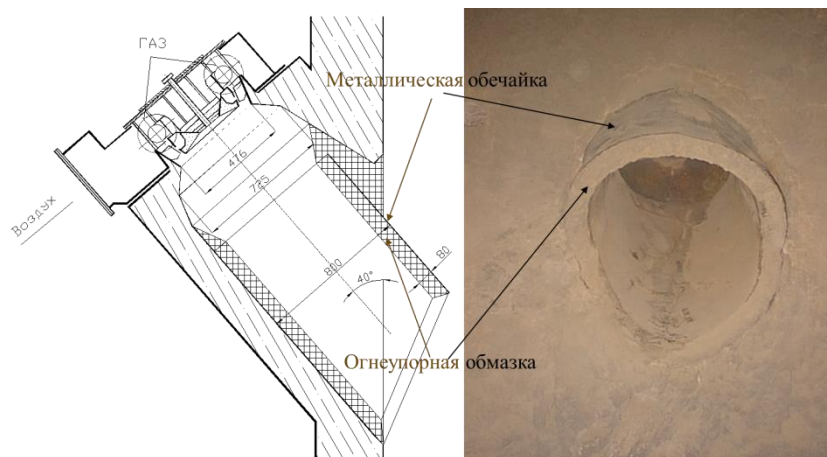


РИСУНОК 8. Модернизированная амбразура горелки

Выполненная по временной малозатратной схеме реконструкция амбразур горелок подтвердила на практике правильность расчетов и предложенного технического решения. В дальнейшем на всех сжигательных устройствах для обеспечения его длительной и надежной работы амбразур горелок были сделаны цельными из огнеупорных материалов. Для упрощения работ и снижения стоимости реконструкции амбразур были выполнены без козырька. Данный вариант также был экспериментально опробован и показал отсутствие шлакования. Кроме того, за счет более высокой дальности факела на выходе из амбразур реконструированных горелок удалось уменьшить расход природного газа на прогрев кипящего слоя во время пусков и при отключении подачи ТКО.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

При проектировании амбразур газогорелочных устройств следует оценивать влияние ее конструкции на экологические показатели и эксплуатационные характеристики котла. Как показывает опыт, наиболее эффективным методом исследования, по сравнению с физическим моделированием и натурными испытаниями, является численный эксперимент.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. А.Н. Тугов, Г.А. Рябов, В.И. Родионов и др. // Результаты освоения и перспективы использования технологии сжигания отходов в вихревом кипящем слое // Электрические станции, 2006, № 6, С. 20-26.

Исследование эффективности дальнего теплоснабжения от АЭС с учетом участия в регулировании графиков электрических нагрузок

М.В. Гариевский

*Федеральный исследовательский центр «Саратовский научный центр Российской академии наук»,
Российская Федерация, 410054, г. Саратов, ул. Политехническая, д. 77*

garievsky.michael@gmail.com

Аннотация. Цель работы оценить эффективность дальнего теплоснабжения от АЭС с учетом участия в регулировании графиков электрической нагрузки. Использовался метод многофакторного анализа с учетом реальной стоимости получаемых продуктов: электроэнергии, тепла с сетевой водой и горячего водоснабжения. Учтены факторы различия выручки от продажи тепловой энергии и электроэнергии в разных временных участках отопительного периода, днем и ночью, а также в динамике времени на перспективу. Показано, что АЭС с частичной когенерацией позволяет повысить экономическую эффективность атомных энергоисточников, максимизировать прибыль при изменении цен на электроэнергию на энергетическом рынке и использовать АЭС для покрытия переменных графиков электрической нагрузки за счет использования аккумулирующих свойств тепловых сетей.

ВВЕДЕНИЕ

Рост мощности атомных электростанций в энергосистемах, сокращение в них доли маневренных ТЭС на органическом топливе, рост доли возобновляемых источников энергии, повышение цен на органическое топливо и растущие ограничения его применения в электроэнергетике по экологическим соображениям обуславливают необходимость использования АЭС в переменном режиме. Одним из способов повышения эффективности АЭС и участия в переменном режиме без снижения коэффициента использования установленной мощности является использование когенерации с возможностью варьировать производство тепла и электроэнергии [1].

Вопросам использования турбоустановок АЭС с нерегулируемыми отборами для комбинированной выработки электрической энергии и теплоты уделяется значительное внимание [2]. Были, например, выполнены конструктивные изменения в камерах нерегулируемых отборов для повышения допустимого расхода пара через них с установкой не менее чем двух патрубков. Это позволило снять в определенной мере ограничения на снижение электрической мощности при большом отпуске пара из отборов турбины. Это особенно важно для среднеширотного расположения АЭС России с функциями отопления, когда потребность в большем отпуске теплоты наступает именно в зимнее время при низких температурах охлаждающей воды и минимальных значениях давления в конденсаторах [3].

Работа [4] «ПОАТ ХТЗ» посвящена регулированию теплофикационной нагрузки конденсационных турбин с большими отборами при нерегулируемом давлении, причем рассмотрены трех- и четырехступенчатые теплофикационные установки. В работе [4] отмечено, что давление в теплофикационных отборах конденсационной турбины не регулируется, но тем не менее жестко определяется производительностью парогенераторов (при заданной электрической нагрузке) и количеством отпускаемой теплоты в нерегулируемые отборы. Соответственно при неизменном отпуске теплоты давление пара в отборах турбины будет падать при снижении электрической мощности турбоагрегата в период провала нагрузок энергосистемы. В таких режимах эксплуатации при работе всех ступеней теплофикационной установки заданная температура сетевой воды обеспечивается сначала уменьшением, а затем и полным прекращением обвода верхнего бойлера сетевой водой. При дальнейшем снижении электрической нагрузки энергоблока питание Б-3 переключается на отбор III (если до этого момента Б-3 питался паром отбора IV) или на редуцированный свежий пар [5].

Использованию АЭС с реакторами ВВЭР в системах дальнего теплоснабжения посвящены работы института «ВНИПИэнергопром» [6]. Анализ тепловых нагрузок районов, выполненный этим институтом

в 90-е годы прошлого века, показал, что практически все АЭС находились в центрах с теплотреблением 1200–1500 МВт(т) (1035–1290 Гкал/ч). При этом длина транзитных магистралей составляла от 20 до 60 км, что определяло возможность отпуска теплоты только в горячей воде [6]. За прошедшее время (30 лет) число площадок со вновь пущенными АЭС с ВВЭР-1000, ВВЭР-1200 (Волгоградская, Курская, Ленинградская АЭС и др.) существенно увеличилось, причем в урбанизированных районах. Это увеличивает возможный масштаб использования АЭС в системах дальнего теплоснабжения. Так, например, в [7] рассматривается проект теплоснабжения г. Хельсинки от расположенной в 80 км АЭС Ловинса.

Следует отметить, что в Саратовском научном центре РАН также занимались повышением эффективности АЭС. Например, эти вопросы затронуты в работах проф. Р.З. Аминова и др. [8–10]. Вместе с тем прошедшие изменения цен на ядерное горючее и развитие научных взглядов на теплофикацию от АЭС в России и мире требуют продолжения исследований по этой актуальной теме [11, 12].

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ ОТ АЭС

При удаленном теплоснабжении, включая горячее водоснабжение (далее т.сн. и ГВС), определенный выигрыш может иметь использование АЭС с ВВЭР, даже при некоторой их разгрузке по электроэнергии, если учитывать совокупность всех факторов. Представим общую условную функцию затрат

$$-K_{м.сети} - K_{насос} + \sum_{i=1}^T (-\Delta R_{э/э} - \Delta Z_{эн.насос} + \Delta R_{м/э}), \quad (1)$$

где $K_{м.сети}$ – капиталовложения в тепловые сети; $K_{насос}$ – капиталовложения в сетевые насосы; $\Delta R_{э/э}$ – уменьшение выручки при снижении выработки электроэнергии; $\Delta Z_{эн.насос}$ – затраты на электроэнергию для привода сетевых насосов; $\Delta R_{м/э}$ – дополнительная выручка от продажи теплоэнергии.

Уменьшение выручки при снижении выработки электроэнергии определим по уравнению:

$$\Delta R_{э/э} = \sum_{j=1}^4 z_j \sum_{i=1}^n \Delta N_{ij} \tau_{ij} T_{ij}^{(э)}, \quad (2)$$

где z_j – число суток в каждом из 4-х сезонов календарного года; $j=1$ – максимальная отопительная нагрузка (график теплосети 150/70°C); $j=2$ – осенне-зимний сезон (140/70°C); $j=3$ – весенне-летний сезон (130/70°C); $j=4$ – лето (только нагрузка г.в.с.); ΔN_{ij} – снижение мощности, МВт; $T_{ij}^{(э)}$ – тариф на электроэнергию с учетом числа часов в сутки действия этого тарифа τ_{ij} для j сезона руб/МВт·ч.

В расчетах принято общее число суток в году 365, отопительный период ~ 180 сут. (6 мес. × 30 дней). Расход сетевой воды – 2500 т/ч для турбоустановки К-1000-60/1500, мощность отборов – 232 МВт (200 Гкал/ч) при графике 150/70°C. Распределение тепловых нагрузок задается по сезонам и продолжительности суточного периода (день, ночь). Для более точного определения уменьшения выручки от недовыработки электроэнергии учитывается различие в стоимости электроэнергии на оптовом рынке электроэнергии и мощности в течение суток, а также разное количество теплоты, отпускаемое днем и ночью, и как следствие большее снижение мощности АЭС ночью в течение всего отопительного периода. Ночью АЭС, участвуя в регулировании графиков электрических нагрузок, разгружается по электроэнергии, отпуская больше тепловой энергии (при неизменной мощности реактора), а днем увеличивает выработку электроэнергии и отпускает меньше тепловой энергии, используя аккумулялирующие свойства тепловых сетей.

Расход энергии на перекачку теплоносителя рассчитывается по формуле [13]:

$$\mathcal{E} = \frac{G \Delta p n}{\rho \eta_{н.у}} 10^{-3}, \quad (3)$$

где G – расход воды в сети (подача насоса), кг/с; Δp – перепад давлений, развиваемый насосами, Па; ρ – плотность воды, кг/м³ (в среднем 975 кг/м³); n – число часов работы насосов за год; $\eta_{н.у}$ – КПД насосной установки (произведение КПД насоса η_n на КПД электродвигателя η_d).

Дополнительная прибыль от продажи теплоэнергии определим по формуле:

$$\Delta R_{м/э} = \sum_{j=1}^4 z_j \sum_{i=1}^n Q_{ij} \tau_{ij} T_{ij}^{(м)}, \quad (4)$$

где Q_{ij} – отпускаемое из отборов количество теплоты в течение τ_{ij} часов в сутки в сезоне j по тарифу T_{ij} – руб/кВт·ч(т).

II Всероссийская научно-техническая конференция с международным участием «РАЗВИТИЕ МЕТОДОВ ПРИКЛАДНОЙ МАТЕМАТИКИ ДЛЯ РЕШЕНИЯ МЕЖДИСЦИПЛИНАРНЫХ ПРОБЛЕМ ЭНЕРГЕТИКИ»

По данным [5] на рис. 1 показана зависимость удельной недовыработки электроэнергии от температур прямой и обратной сетевой воды для турбоустановки К-1000-60/1500. Кривые построены при полном расходе пара на турбоустановку и постоянном расходе сетевой воды, соответствующем номинальному отпуску теплоты 232 МВт (200 Гкал/ч) по графику 150/70°C. При снижении тепловых нагрузок (расхода сетевой воды) удельная недовыработка при любом соотношении температур прямой и обратной воды несколько уменьшается. Сравнительно низкий абсолютный уровень удельной недовыработки электроэнергии отражает тот факт, что основная часть (свыше 85%) отдаваемой от турбоустановки тепловой энергии получается не за счет недоиспользования возможной работоспособности пара в турбине, а за счет утилизации энергии, которая в чисто конденсационном режиме сбрасывается в конденсатор.

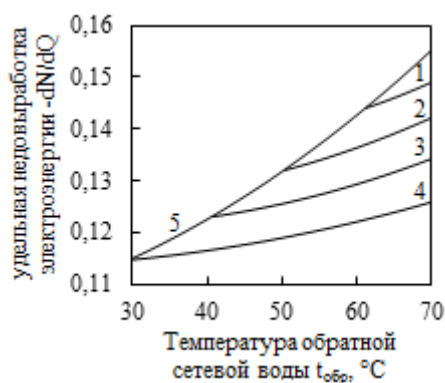


РИСУНОК 1. Зависимость недовыработки электроэнергии на единицу отпуска теплоты от температур обратной $t_{обр}$ и прямой $t_{пр}$ сетевой воды при ее расходе около 2500 т/ч для К-1000-60/1500: 1 – $t_{пр}=140$ °C; 2 – $t_{пр}=130$ °C (работают три ступени подогрева); 3 – $t_{пр}=120$ °C; 4 – $t_{пр}=110$ °C (работают две ступени подогрева); 5 – $t_{пр}-t_{обр}=80$ °C [5]

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТОВ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ

Для расчета в данной работе календарный год поделен условно на 4 основных этапа: 1-й – отопительный сезон с ГВС с наиболее высокой температурой прямой сетевой воды 150/70°C длительностью 2 месяца; 2-й – то же с ГВС по графику 140/70°C 2 месяца; 3-й – то же с ГВС по графику 130/70°C 2 месяца; 4-й – неотапливаемый сезон, только ГВС 6 месяцев, степень обеспечения ГВС варьируется: 10, 20%. Предварительно оценено снижение (недовыработка) мощности ночью при графике 150/70°C – 36,1 МВт; 140/70°C – 30,3 МВт; 130/70°C – 24,8 МВт; при работе г.в.с. ночью – 2,7 МВт, днем – 5,3 МВт (табл. 1).

Тариф на тепловую энергию в 2022 г. принят равным тарифу от Балаковской АЭС – 401,3 руб./Гкал (359,5 руб./МВт·ч). Стоимость электроэнергии на рынке на сутки вперед в первой ценовой зоне ЕЭС днем – 1600 и ночью – 1050 руб./МВт·ч (продолжительностью 16 и 8 часов, соответственно). Рост тарифов на перспективу 25 лет принят 4% для тепловой энергии и 4,2% для электроэнергии.

Удельное падение давления, т.е. падение давления, отнесенное к единице длины трубопровода при расходе воды 2500 т/ч (694,4 кг/с) и диаметре трубопровода 600 мм составляет 70 Па/м [13]. По данным компании Wilo стоимость насоса SCP-200-460-NA-200-4 (расход 2500 м³/ч, напор 60 м) с электродвигателем номинальной мощностью 200 кВт составляет 23215 евро за 1 шт., шкаф управления на 4 насоса – 56544 евро. Стоимость 4 насосов (по схеме 3+1) с шкафом управления составляет 149404 евро или 11,893 млн. рублей (при курсе евро 79,60 рублей). Капиталовложения в тепловые сети определим на основе «Укрупненных нормативов цен строительства. НЦС 81-02-13-2022. Сборник №13. Наружные тепловые сети». Согласно этому нормативу, стоимость трубопровода теплоснабжения 600 мм в изоляции из пенополиуретана при прокладке в полупроходных сборных железобетонных каналах составляет 14468,59 руб./100 м, при бесканальной прокладке – 9632,4 руб./100 м.

Результаты расчетов технико-экономических показателей энергокомплекса АЭС с ВВЭР-1000 с теплофикационными установками при удаленности потребителя тепловой энергии 20 км (такое расстояние, например, от Балаковской АЭС до коллекторов ТЭЦ-4 в г. Балаково) приведены в табл. 2. На рисунке 2 представлены результаты расчетов технико-экономических показателей при удаленности потребителя тепловой энергии от 10 до 35 км.

ТАБЛИЦА 1. Результаты расчетов технико-экономических показателей энергокомплекса АЭС с теплофикационными установками

Показатели	Отопительный сезон			Лето
	I	II	III	
Число часов работы, ч/год	1460	1460	1460	4380
Температура прямой/обратной сетевой воды, °С:				
день	140/70	130/70	120/70	г.в.с.
ночь	150/70	140/70	130/70	г.в.с.
Тепловая мощность, МВт:				
день	203,5	174,5	145,4	46,5
ночь	232,6	203,5	174,5	23,3
Относительная отпускаемая тепловая мощность:				
день	0,88	0,75	0,63	0,2
ночь	1,0	0,88	0,75	0,1
Недовыработка электроэнергии на единицу теплоты dN/dQ:				
день	0,149	0,142	0,134	0,115
ночь	0,155	0,149	0,142	0,115
Снижение мощности АЭС, МВт				
день	30,3	24,8	19,5	5,3
ночь	36,1	30,3	24,8	2,7
Выручка от продажи тепловой энергии за период, млн. руб.	166	143	120	90
Снижение выручки от продажи электроэнергии за период, млн. руб.	99	81	65	44

ТАБЛИЦА 2. Техничко-экономические показатели энергокомплекса АЭС с теплофикационными установками при удаленности потребителя тепловой энергии 20 км для различных способов прокладки теплосетей

Показатели	Способ прокладки теплосетей	
	в полупроходных каналах	бесканальная прокладка
Годовой отпуск тепловой энергии, МВт·ч(т)	976 339	976 339
Годовое снижение отпуска электроэнергии, МВт·ч(э)	136 646	136 646
Электрическая мощность всех насосных установок, МВт	2,4	2,4
Затраты на электроэнергию для сетевых насосов, млн. руб./год	23	23
Годовое увеличение выручки, млн. руб./год	208	208
Капвложения в насосное оборудование, млн. руб.	48	48
Капвложения в тепловые сети, млн. руб.	2894	1974
Увеличение прибыли за 25 лет, млн. руб.	2254	3221
Срок окупаемости, лет	14,2	9,5

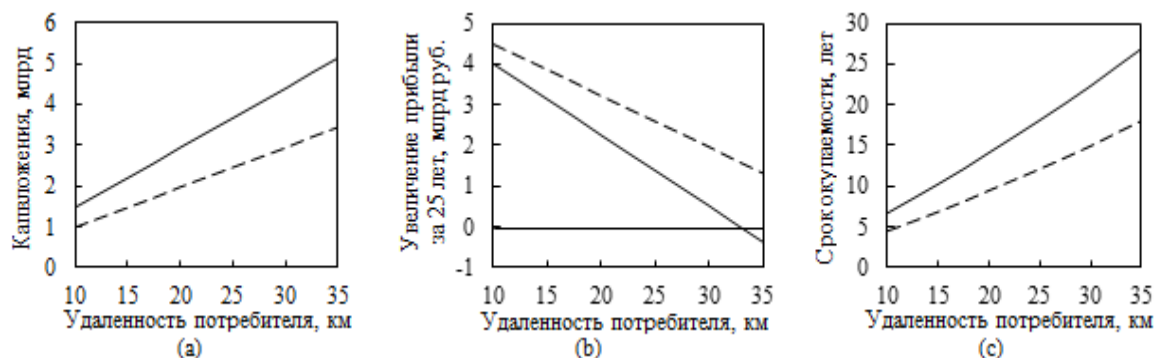


РИСУНОК 2. Капиталовложения в тепловые сети (а), увеличение прибыли за 25 лет (б) и срок окупаемости проекта теплоснабжения от АЭС в ВВЭР-1000 в зависимости от удаленности потребителя тепловой энергии для прокладки теплосетей в полупроходных сборных железобетонных каналах (—) и бесканальной прокладки (---)

Из рисунка 2 видно, что наибольшее значение для эффективности дальнего теплоснабжения от АЭС имеет удаленность потребителя тепловой энергии и способ прокладки теплосетей. При удаленности 20 км срок окупаемости составляет 14,2 и 9,5 лет для прокладки теплосетей в полупроходных сборных железобетонных каналах и для бесканальной прокладки, соответственно. При удаленности 35 км окупаются только капвложения в тепловые сети при их бесканальной прокладке (срок окупаемости 18,1 года).

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Таким образом, работа АЭС с частичной когенерацией позволяет повысить экономическую эффективность атомных энергоисточников, максимизировать прибыль при изменении цен на электроэнергию на энергетическом рынке и использовать АЭС для покрытия переменных графиков электрической нагрузки за счет возможности варьировать производство тепловой энергии в течение суток, используя аккумулирующие свойства тепловых сетей. Показатели эффективности позволяют рекомендовать удаленное теплоснабжение от АЭС как один из вспомогательных способов расширения рынка АЭС, а также для прохождения провалов графиков электрической нагрузки.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Opportunities for Cogeneration with Nuclear Energy, Nuclear Energy Series No. NP-T-4.1. Vienna: International Atomic Energy Agency, 2017. 108 p.
2. Перспективы и особенности использования АЭС для теплофикации / П.Н. Кнотько, Я.А. Ковылянский, А.Е. Свигар, И.Е. Устенко // Теплоэнергетика. 1988. №6. С. 18–20.
3. Оценка эффективности и уровней развития атомной теплофикации в разных регионах страны / Л.С. Хрилев, Ю.Н. Кузнецов, В.П. Браилов, И.М. Лившиц, И.А. Смирнов // Теплоэнергетика. 2008. №11. С. 45–55.
4. Регулирование теплофикационной нагрузки конденсационных турбин с большими отборами при нерегулируемом давлении / М.А. Вирченко, Б.А. Аркадьев, В.Ю. Иоффе, Н.В. Лыхвар // Теплоэнергетика. 1985. № 7. С. 11–16.
5. Аркадьев Б.А. Режимы работы турбоустановок АЭС. М.: Энергоатомиздат, 1986. 264 с.
6. Длугосельский В.И., Варварский В.С., Грибов В.Г. Использование АЭС с реакторами ВВЭР в системах теплоснабжения // Теплоэнергетика. 1985. №12. С. 16–19.
7. Driving forces and obstacles to nuclear cogeneration in Europe: Lessons learnt from Finland / M. Leurent, F. Jasserand, G. Locatelli, J. Palm, M. Rämä, A. Trianni // Energy Policy. 2017. Vol. 107. pp. 138–150.
8. АЭС с ВВЭР: Режимы, характеристики, эффективность / Р.З. Аминов, В.А. Хрусталева, А.С. Духовенский, А.И. Осадчий. М.: Энергоатомиздат, 1990. 264 с.
9. Аминов Р.З., Крылов М.К. Использование АЭС с ВВЭР для нужд теплоснабжения // Теплоэнергетика. 2005. № 2. С. 37–42.
10. Эффективные способы обеспечения базовой нагрузкой АЭС в энергосистемах / Р.З. Аминов, А.Ф. Шкрет, Е.Ю. Бурденкова, М.В. Гариевский // Теплоэнергетика. 2011. №5. С. 10–15.
11. Jaskólski M., Reński A., Minkiewicz T. Thermodynamic and economic analysis of nuclear power unit operating in partial cogeneration mode to produce electricity and district heat // Energy. 2017. Vol. 141. pp. 2470–2483.
12. Rämä M., Leurent M., Devezeaux de Lavergne J.-G. Flexible nuclear co-generation plant combined with district heating and a large-scale heat storage // Energy. 2020. Vol. 193. p. 116728.
13. Теплофикация и тепловые сети: учебник для вузов. 9-е изд., стереот. / Е.Я. Соколов. М.: Издательский дом МЭИ, 2009. 472 с.

Эксергетический анализ опреснительной установки гигроскопического типа с контактным испарителем

А.В. Банников^{1,a)}, М.В. Козлова^{1,b)}, П.С. Соколов^{2,c)}

¹Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина,
Российская Федерация, 153003, г. Иваново, ул. Рабфаковская, д. 34.

²ООО «КУБ» г. Иваново

^{a)} avbannikov_pte@mail.ru

^{b)} mariyakozlova1996@gmail.com

^{c)} ptpml@yandex.ru

Аннотация. Для получения пресной воды широко используются дистилляционный и обратноосмотические методы опреснения, в силу своих особенностей каждый из них требует существенных материальных и энергетических затрат. Перспективным методом опреснения является гигроскопический. Однако малоизученными являются вопросы повышения эффективности работы опреснительных установок гигроскопического типа с контактным испарителем. В работе приведена конструкция оригинальной опреснительной установки с компрессией паровоздушной смеси, для оценки степени ее термодинамического совершенства используется эксергетический метод анализа. На его основе определены значения показателей эксергетической эффективности отдельных элементов установки, выявлены места повышения эффективности ее работы.

ВВЕДЕНИЕ

Сегодня проблема недостатка чистой пресной воды является одним из факторов, воздействующих на мировое экономическое развитие. Дефицит пресных водных ресурсов становится ограничителем экономического роста в развивающихся странах и является одной из актуальных проблем современности [1]. Вариантом преодоления дефицита пресной воды является опреснение морских и солоноватых вод.

Анализ эффективности агрегатно-технологических схем различных методов опреснения на исходной воде одинакового качества, показывает, что капитальные и эксплуатационные затраты для них различны. Величина затрат энергии на опреснение определяется параметрами процесса, конструкцией опреснительной установки, компоновкой технологической схемы, наличием или отсутствием регенерации отработанной энергии.

Для целей промышленного, питьевого и хозяйственного водоснабжения в основном используются обратноосмотический и дистилляционный методы опреснения. В силу своих особенностей каждый из них требует существенных энергетических и материальных затрат. Одним из направлений дальнейшего развития опреснительных систем является совершенствование существующих методов опреснения, а также поиск и исследование альтернативных им.

Перспективным методом опреснения является гигроскопический. Гигроскопическими считаются опреснительные установки, в составе которых имеется контактный аппарат для осуществления процессов тепло- и массообмена между газом (воздухом) и водой.

Опреснение воды гигроскопическим методом включает в себя два основных процесса: насыщение воздушного потока и его осушку. Процесс насыщения воздуха протекает в контактных аппаратах, где взаимодействуют ненасыщенный воздух и опресняемая вода. Насыщение воздушного потока происходит в процессе сопряженного тепломассообмена с опресняемой водой, а осушка протекает в результате отвода теплоты от паровоздушной смеси.

К преимуществам опреснительных установок, функционирующих на основе данного метода, относятся: простота эксплуатации, низкий оборот расходных материалов, возможность очистки исходной воды от солей тяжелых металлов, незначительное накипеобразование, не препятствующее испарению в контактном аппарате, возможность использования теплоты низкого потенциала, предельное упаривание рассола с доведением до сухого остатка. При этом основным недостатком таких установок

являются их крупные габариты и относительно низкая интенсивность тепломассообменных процессов, протекающих в их элементах [2].

В связи с вышеизложенным актуальным является решение комплекса задач по повышению эффективности опреснения в гигроскопических установках.

Все реальные технические процессы происходят в условиях взаимодействия с окружающей средой. Энергетические ресурсы термодинамической системы и превращение энергии должны оцениваться с учетом влияния температуры и давления окружающей среды. В связи с этим использование понятия энергии как общей меры материи в рассматриваемой системе недостаточно. При рассмотрении процессов преобразования энергии в гигроскопической опреснительной установке целесообразно использовать эксергетический метод анализа, как наиболее удобный способ, позволяющий оценить термодинамическую эффективность процессов в целом и их частей, а также источники потерь в них.

ГИГРОСКОПИЧЕСКАЯ ОПРЕСНИТЕЛЬНАЯ УСТАНОВКА С КОНТАКТНЫМ ИСПАРИТЕЛЕМ И КОМПРЕССИЕЙ ПАРОВОЗДУШНОЙ СМЕСИ

В связи с тем, что в процессе опреснения гигроскопическим методом возникает необходимость отвода тепловой энергии от насыщенной паровоздушной смеси и потребность в тепловой энергии более высокого потенциала для обеспечения процесса насыщения воздушного потока, то актуальным становится включение в цикл работы установки трансформатора тепла. Один из вариантов включения трансформатора тепла в схему работы установки приведен на рис. 1 [3].

Предлагаемая установка работает следующим образом. Испарительная камера 2 заполняется исходной жидкостью поступающей по переливной трубе 5 через теплообменник 4 из емкости опресняемой воды 1. Уровень жидкости определяется датчиком уровня воды 7 и регулируется посредством клапана 6. Паровоздушная смесь из зоны паровоздушной смеси 8 по трубе для паровоздушной смеси 15 поступает в компрессор 10, где сжимаясь, перегревается и направляется в нагревательный элемент 9, где в процессе теплообмена с опресняемой водой конденсируется и следует в сепаратор 12. Нагревательный элемент 9 за счет подвода тепловой энергии от сжатой компрессором 10 паровоздушной смеси обеспечивает нагрев воды в зоне нагрева (в зоне размещения нагревательного элемента 9 и над ним) до температуры, близкой температуре кипения. В сепараторе 12 происходит разделение паровоздушной смеси на осушенный воздух и опресненную воду. Осушенный воздух из сепаратора 12 через регулирующий клапан 13, в котором понижается его давление, поступает в барботажное устройство 11 и подается в зону нагрева, где в процессе барботажа насыщается влагой, и направляется в зону паровоздушной смеси 8. Опресненная вода из сепаратора 12 через регулирующий клапан 14 поступает теплообменник 4, где нагревает опресняемую воду, поступающую из емкости опресняемой воды 1, а затем отправляется в емкость-сборник пресной воды 3. Вода с повышенным содержанием соли из зоны нагрева за счет большей плотности опускается ко дну испарительной камеры 2. Удаление рассола осуществляется через кран слива рассола 17. При снижении уровня воды в испарительной камере 2 по сигналу датчика уровня воды 7 открывает клапан 6 и исходная опресняемая вода из емкости опресняемой воды 1, подогретая в теплообменнике 4, по переливной трубе 5 поступает в нижнюю часть испарительной камеры 2. Поскольку исходная опресняемая вода имеет меньшую плотность, чем рассол, то она естественным образом будет поступать в зону нагрева.

В процессе получения пресной воды гигроскопическим методом, возникает необходимость в осушении воздушного потока для того, чтобы отделить полученную пресную воду от воздуха. При этом необходимо охладить паровоздушную смесь до температуры ниже температуры точки росы, а опресняемую воду – нагреть. В целях экономии тепловой энергии рационально организовывать охлаждение паровоздушной смеси и пресной воды в комплексе с нагревом морской или океанической воды, поступающей в опреснительную установку, тем самым снизив затраты на нагрев воды в зоне нагрева.

Система регенерации теплоты рассматриваемой опреснительной установки включает в себя процесс охлаждения полученной пресной воды за счет нагрева опресняемой.

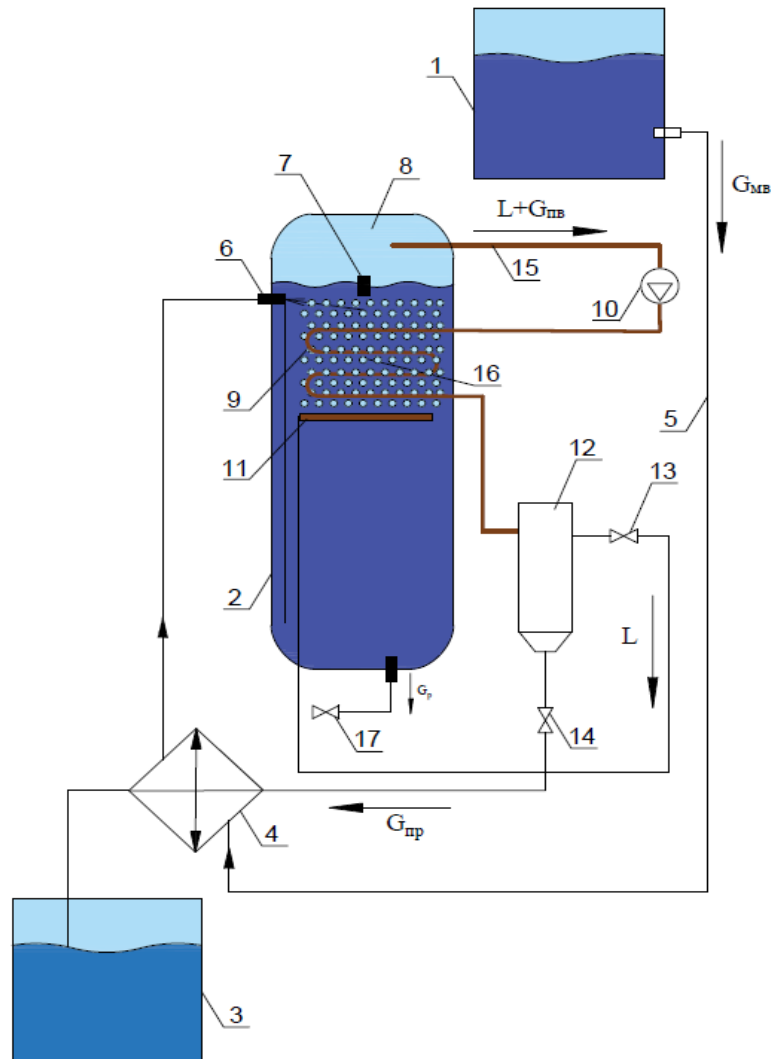


РИСУНОК 1. Принципиальная схема гигроскопической опреснительной установки с контактным испарителем и компрессией паровоздушной смеси:

1 – емкость опресняемой воды; 2 – испарительная камера; 3 – емкость-сборник пресной воды; 4 – теплообменник исходной опресняемой воды; 5 – переливная труба; 6 – клапан; 7 – датчик уровня воды; 8 – нагревательный элемент; 9 – барботажное устройство; 10 – сливное устройство; 11 – зона паро-воздушной смеси; 12 – труба паровоздушной смеси; 13 – солнечный коллектор; 14 – компрессор; 15 – сепаратор; 16 – регулирующий клапан; 17 – сливное устройство; G_{mv} – поток морской воды; L – поток осушенного воздуха; $G_{пв}$ – поток пресной воды; G_p – поток рассола; $G_{ра}$ – поток рабочего агента

Таким образом, регенерация тепла в рассматриваемой опреснительной установке является одним из эффективных методов повышения эффективности за счет уменьшения затрат теплоты.

Построение процессов, протекающих в элементах опреснительной установки, наиболее удобно осуществлять в $h-d$ диаграмме В.И. Прохорова [4]. Установка работает в соответствии с предложенным оригинальным циклом, представленном на рис. 2 и включает в себя следующие процессы: 1-2 процесс нагрева ПВС в солнечном коллекторе и последующее ее сжатие, 2-3 процесс осушки ПВС, 3-4 процесс понижения давления в регулирующем клапане; 4-1 насыщение ПВС при барботаже.

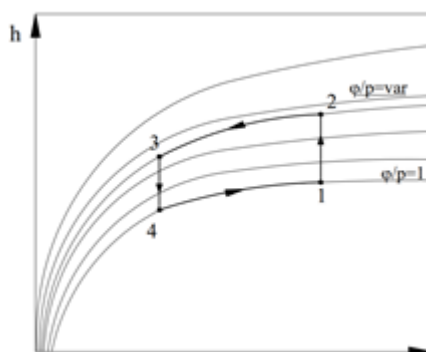


РИСУНОК 2. Цикл работы гигроскопической опреснительной установки с компрессией ПВС: 1-2 – процесс предварительного подогрева и сжатия ПВС; 2-3 – осушка ПВС; 3-4 – процесс понижения давления в регулирующем клапане; 4-1 – насыщение ПВС

ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ РАБОТЫ ГИГРОСКОПИЧЕСКОЙ ОПРЕСНИТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

Эксергетический анализ различных установок служит теоретической базой энергосбережения, поскольку даёт возможность просто и наглядно определять степень совершенства процесса и источники потерь из-за неравновесности [5].

В реальных опреснительных установках возникают эксергетические потери из-за необратимого внешнего теплообмена с теплоприемником и теплоотдатчиком, то есть потери, возникающие в нагревательном элементе и теплообменнике исходной опресняемой воды гигроскопического опреснителя. В связи с этим температура испарения морской воды оказывается ниже температуры паровоздушной смеси в нагревательном элементе.

В гигроскопическом опреснителе в установку вводится эксергия электрической энергии, которая полностью используется для работы, за исключением электромеханических потерь. Часть этой эксергии перерабатывается в эксергетическую тепловую энергию, которая передается нагреваемому объекту за вычетом внешних потерь. Остальная эксергия теряется в различных внутренних процессах.

При выполнении эксергетического анализа эксергия паровоздушной смеси должна определяться в соответствии с уравнением (1):

$$e_{\text{пвс}} = T_{\text{о.с.}} \left\{ \left(c_{\text{р.с.}} + d_{\text{пвс}} c_{\text{р.п}} \right) \left(\frac{T_{\text{пвс.}}}{T_{\text{о.с.}}} - 1 - \ln \frac{T_{\text{пвс.}}}{T_{\text{о.с.}}} \right) + R_{\text{п}} \left[\left(0,622 + d_{\text{в}} \right) \ln \frac{p_{\text{в}} (0,622 + d_{\text{о.с.}})}{p_{\text{о.с.}} (0,622 + d_{\text{пвс}})} + d_{\text{пвс}} \ln \frac{d_{\text{пвс}}}{d_{\text{о.с.}}} \right] \right\}, \quad (1)$$

где $T_{\text{пвс}}$, $T_{\text{о.с.}}$ – температура паровоздушной смеси и окружающей среды, К; $c_{\text{р.с.}}$, $c_{\text{р.п}}$ – средняя удельная изобарная теплоемкость сухого воздуха и водяного пара, кДж/(кг·К); $d_{\text{пвс}}$, $d_{\text{о.с.}}$ – влагосодержание паровоздушной смеси и окружающей среды, кг/кг с.в.; $R_{\text{п}}$ – газовая постоянная водяного пара, кДж/(кг·К); $p_{\text{в}}$, $p_{\text{о.с.}}$ – полное давление воздуха и окружающей среды, кПа.

Для исследуемой опреснительной установки характерны следующие потери эксергии: электромеханические потери в компрессоре, внутренние потери в компрессоре, потери эксергии в нагревательном элементе, потери эксергии в теплообменнике исходной воды, потери эксергии в регулирующем клапане.

В ходе расчета параметры окружающей среды принимались в течение процесса опреснения постоянными, рассматривались различные режимы работы установки. При этом температура опресняемой воды менялась в диапазоне от 70 до 100 °С, а степень повышения давления в компрессоре изменялась от 1,5 до 2,5.

В результате выполненных расчетов установлено, что наибольшие потери эксергии и наименьший эксергетический КПД характерны для нагревательного элемента, в котором осуществляется процесс осушки паровоздушной смеси. В этой связи дальнейшие исследования следует вести в части термодинамической оптимизации опреснительной установки, изменяя те или иные параметры работы и ее структуру.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Предложена конструкция гигроскопической опреснительной установки, в которой для повышения эффективности в цикл ее работы включен трансформатор тепла, рабочим телом которого является паровоздушная смесь.

2. Выполнен эксергетический анализ работы гигроскопической опреснительной установки с контактным испарителем и компрессией паровоздушной смеси, на основании которого определены места повышения эффективности ее работы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. A. F. Khusnutdinova, Technologies for replenishing fresh water reserves (AlfaBuild, 2017, vol.1, No.1) pp. 146-156.
2. E. I. Andreev Calculation of heat and mass transfer in contact devices. Textbook for highschool (Leningrad: Energoatomizdat, 1985) p.192.
3. P.S. Sokolov RF Patent No. 194759 U1 (23 Decamber 2019)
4. V.I. Prohorov J-d-humid air diagrams for variable pressures (Moscow: Giproniipoligraph, 1973) p. 29.
5. V. M. Brodyansky Exergetic method of thermodynamic analysis (Moscow : Energiya, 1973) p. 295.

Экспериментальное исследование оригинального паромасляного горелочного устройства в условиях малой котельной установки

И.С. Садкин^{1,2,a)}, И.С. Ануфриев^{1,b)}, Е.П. Копьев^{1,c)}, Е.Ю. Шадрин^{1,d)},
М.А. Мухина^{e)}, М.А. Тарулин^{1,2}

¹Институт теплофизики им. С.С. Кутателадзе СО РАН,
Российская Федерация, 630090, г. Новосибирск, проспект Академика Лаврентьева, 1
²Новосибирский государственный технический университет,
Российская Федерация, 630073, г. Новосибирск, пр-т К. Маркса, 20

^{a)} sadkinvanya@mail.ru

^{b)} anufriev@itp.nsc.ru

^{c)} kopyev.evgeniy@mail.ru

^{d)} evgen_zavita@mail.ru

^{e)} mary-andr@yandex.ru

ВВЕДЕНИЕ

Ежегодное накопление невостробованных жидких углеводородных отходов (отходы нефтедобычи и нефтепереработки, углепереработки, отработанные масла, смазочные жидкости, сырая нефть, битум и др.) обуславливают перспективы их вовлечения для производства энергии. В мире получил развитие подход Waste-to-Energy, призванный повысить экономическую эффективность за счет низкой стоимости некачественных энергоносителей. Ключевым фактором реализации данного подхода является создание эффективных технологий с широкой топливной универсальностью, высокой энергоэффективностью и низкими выбросами в окружающую среду.

В работе предлагается и обосновывается перспективный экологически безопасный способ сжигания жидкого топлива (в том числе некондиционного) в высокоскоростной струе перегретого водяного пара, который позволяет обеспечить выбросы $\text{NO}_x < 35 \text{ ppm}$, $\text{CO} < 25 \text{ ppm}$. На основе данного способа разработана новая паромасляная горелка для низкоэмиссионного сжигания с управляемым коэффициентом избытка воздуха. Впервые проводятся опытные испытания новой горелки в условиях котельной установки.

СПОСОБ СЖИГАНИЯ ЖИДКИХ УГЛЕВОДОРОДОВ В СТРУЕ ПЕРЕГРЕТОГО ВОДЯНОГО ПАРА

Ранее был предложен способ сжигания жидкого топлива в высокоскоростной струе перегретого водяного пара [1,2], Принцип действия горелочного устройства заключается в том, что пар истекает из форсунки в виде струи, в основание которой подается жидкое топливо, которое увлекается паром с образованием мелкодисперсного газок капельного потока (рис. 1).

Помимо распыления топлива перегретый водяной пар повышает температуру топливных капель, что интенсифицирует массообмен и смесеобразование, способствуя устойчивому воспламенению. При этом не требуются топливные форсунки и завихрители, что исключает проблемы их засорения и коксования каналов подачи топлива, и позволяет сжигать некондиционные и загрязненные топлива.

Коллективом авторов были разработаны и испытаны различные конструкции низкоэмиссионных жидкотопливных горелочных устройств для утилизации отходов с производством тепловой энергии, использующих предложенный принцип сжигания в потоке водяного пара. Эволюция горелок начиналась от простейших схем, позволяющих в лабораторных условиях изучить именно процессы при горении топлива в смеси с паром и объяснить наблюдаемые эффекты.



РИСУНОК 1. Схема атмосферного горелочного устройства с распылением жидкого топлива струей перегретого водяного пара с естественным притоком воздуха

Опытные горелки первого поколения, основанные на описанном принципе, представляли собой атмосферные горелочные устройства, в которых воздух для горения поступал в камеру сгорания естественным способом из окружающей среды [2] и определялся тягой паровой струи (рис. 1). На них был проведен комплекс исследований влияния расхода и температуры пара на характеристики процесса горения жидких топлив при распылении паром. Было показано, что количество оксидов азота в режиме с паром ниже на 45%, чем с воздухом при сжигании дизеля [2], и ниже на 25% при сжигании отработанного масла [3] при высокой полноте сгорания топлива. Эффект снижения NO_x достигается преимущественно за счет разбавления горючей смеси паром и снижения температуры пламени, а эффективность сгорания топлива повышается за счет паровой газификации.

На горелочных устройствах второго поколения была предусмотрена принудительная подача окислителя внутрь горелочного устройства, что позволяло регулировать избыток воздуха внутри горелки (рис. 2).

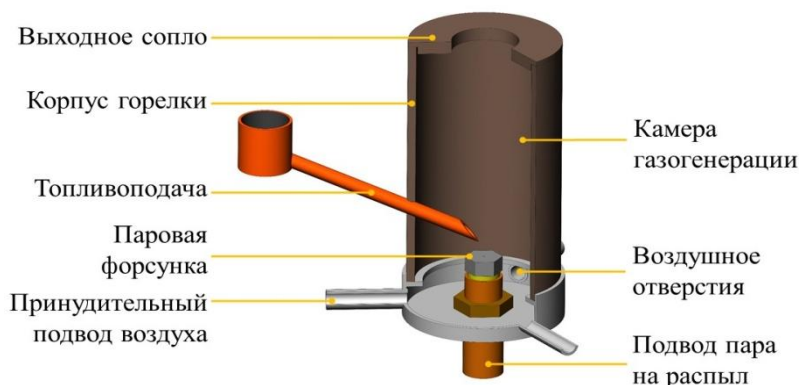


РИСУНОК 2. Схема атмосферного горелочного устройства с распылением жидкого топлива струей перегретого водяного пара с принудительной подачей воздуха

На основе результатов лабораторных исследований горелки с принудительной регулируемой подачей воздуха [4] были найдены оптимальные соотношения режимных параметров (расходы топлива, пара и воздуха: 1:0,8:2,75), при которых обеспечиваются лучшие теплотехнические и экологические показатели ($\text{NO}_x < 35$ ppm, $\text{CO} < 25$ ppm). Показано, что по мере увеличения коэффициента избытка воздуха внутри оригинального горелочного устройства наблюдается увеличение максимальной температуры пламени и рост выбросов оксидов азота и монооксида углерода с продуктами сгорания.

Управление коэффициентом избытка воздуха позволяет дополнительно снизить NO_x еще на 20-25 % по сравнению с горелкой с естественным притоком воздуха. Суммарно достигнуто снижение содержания оксидов азота в уходящих газах до 70% при высокой полноте сгорания топлива за счет совместного управления концентрацией пара и коэффициентом избытка в камере газогенерации. Это заявляет предложенную горелку как низкоэмиссионную.

Вместе с тем, даже в такой конструкции горелочного устройства догорание топлива происходит в открытой атмосфере со свободным притоком вторичного воздуха, при котором не учитываются особенности

работы горелочных устройств внутри топочного пространства с повышенным давлением от наддува воздуха.

Поэтому в настоящей работе предлагается провести первые опытные испытания горелки в условиях работы котельной установки малой мощности (10-40 кВт), что и является целью настоящей работы.

ИСПЫТАНИЯ ГОРЕЛОЧНОГО УСТРОЙСТВА В КОТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКЕ МАЛОЙ МОЩНОСТИ

Полученные ранее результаты лабораторных исследований являются важными для изучения механизмов горения жидкого топлива в присутствии пара, однако такие результаты относятся к горению факела в открытом пространстве. В настоящей работе впервые проводятся испытания разработанного горелочного устройства в условиях котла.

Горелочное устройство было адаптировано к условиям топочной камеры котла (рис. 3). Для этого горелка была выполнена в горизонтальной ориентации с креплением стандартного типоразмера, а все элементы выполнены из нержавеющей стали. Принцип работы горелки и габаритные размеры аналогичны описанию в разделе 2. Первичный воздух для горения подается принудительно в основание паровой струи. Образующийся факел горелки направляется в зарытую камеру сгорания котла. В основание факела принудительно подается вторичный воздух для горения через отверстия по окружности сопла горелки.

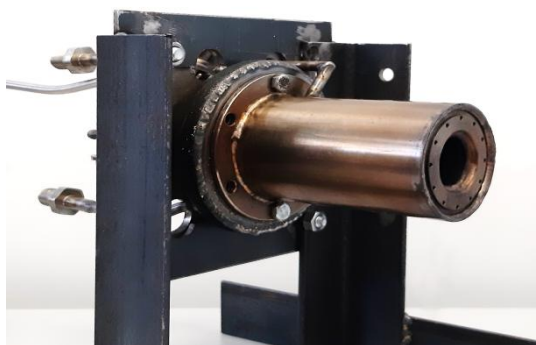


РИСУНОК 3. Адаптированное к работе в котле горелочное устройство на основе распыла топлива высокоскоростной струей пара [5]

Для опытных испытаний горелки и удобства проведения экспериментов перегретый водяной пар генерировался с использованием внешнего электрического парогенератора (при внедрении паровых горелок на практике предусмотрена автоматическая генерация пара за счет собственных тепловыделений)

Для исследований была разработана опытная котельная установка мощностью до 40 кВт на базе водогрейного котла Viessmann Vitola 200 с возможностью продолжительной работы в стационарных тепловых условиях (рис. 4)



РИСУНОК 4. Опытная установка для испытания жидкотопливных горелочных устройств на базе водогрейного котла Viessmann

Установка работает по принципу проточного калориметра, тепло снимается теплоносителем с поверхностей топочной камеры и рассчитывается полезная тепловая мощность горелки. На выходе из установки температура уходящих газов близка к комнатной, там же регистрируется газовый состав продуктов сгорания при помощи газоанализатора Testo 350.

Условия предварительных испытаний горелки соответствовали условиям экспериментов с атмосферной горелкой с принудительной подачей воздуха: расход топлива 1,2 кг/ч, расход пара 1,0 кг/ч, температура пара 250 °С, расход воздуха в камеру сгорания 2,75 кг/ч, расход вторичного воздуха 15 кг/ч.

В результате опытных испытаний впервые показана устойчивая работа паромасляного горелочного устройства в закрытом пространстве в условиях котла. Получены предварительные данные о полноте сгорания и токсичных выбросах в атмосферу. Установлено, что полнота сгорания топлива в условиях котельной установки также сохраняется на высоком уровне и составляет около 44,5-45 МДж/кг, что близко к высшей теплоте сгорания дизельного топлива. Концентрации токсичных оксидов азота и монооксида углерода на выходе из калориметра соответствуют европейскому нормативу EN: 267: CO<60 мг/кВт, NO_x<120 мг/кВт. Таким образом, проведенные испытания позволяют сделать вывод об эффективности разработанного горелочного устройства для решения задачи эффективного и экологичного сжигания топлива (в том числе жидких горючих отходов) для производства тепловой энергии на объектах малой энергетики.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Авторами разработано новое горелочное устройство для сжигания жидких отходов с производством энергии, в котором топливо распыляется струей перегретого водяного пара. Предложенная схема диспергирования топлива позволяет использовать различные жидкие горючие отходы, обеспечивая длительный ресурс работы горелки без использования топливных форсунок. Такое простое решение снижает стоимость производства горелочных устройств и затраты на эксплуатацию оборудования.

Основным значимым результатом работы является успешное опытное испытание разработанной горелки в закрытом пространстве в условиях котла.

Новизной исследованной в настоящей работе конструкции горелки является комплексное управление основными значимыми режимными параметрами (расход пара, коэффициент избытка воздуха внутри горелки, расход вторичного воздуха).

Установлено, что содержание токсичных оксидов азота и монооксида углерода в продуктах сгорания соответствуют самому строгому 3 классу европейского норматива EN: 267: CO<60 мг/кВт, NO_x<120 мг/кВт.

Разработанная технология низкоэмиссионного сжигания в струе пара, созданное и испытанное горелочное устройство являются перспективными для технологии Waste-to-Energy и могут быть использованы на различных промышленных предприятиях, накапливающих жидкие горючие отходы.

БЛАГОДАРНОСТИ

Источник финансирования - Испытания горелочного устройства в котельной установке малой мощности выполнены за счет средств Российского научного фонда (проект № 18-79-10134). Исследования в горелочном устройстве на открытом стенде выполнены в рамках государственного задания ИТ СО РАН (AAAA-121031800229-1).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. I.S. Anufriev, E.P. Kopyev, I.S. Sadkin, M.A. Mukhina, Process Safety and Environmental Protection, 152, 240-248 (2021). <https://doi.org/10.1016/j.psep.2021.06.016>
2. I.S. Anufriev, E.P. Kopyev, Fuel Process. Technol., 192, 154-169 (2019). <https://doi.org/10.1016/j.fuproc.2019.04.027>
3. I.S. Anufriev, E.P. Kopyev, I.S. Sadkin, M.A. Mukhina, Fuel, 290, 120100 (2021). <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2020.120100>
4. M.A. Mukhina, E.P. Kopyev, I.S. Anufriev, Journal of Physics: Conference Series, 2057, 012127 (2021). <https://doi.org/10.1088/1742-6596/2057/1/012127>
5. Патент РФ № 2740722, 2021. Паромасляное горелочное устройство / Вигриянов М.С., Ануфриев И.С., Копьев Е.П., Садкин И.С., Шарыпов О.В.

Особенности обновления рабочего тела полукрытого энергетического цикла на углекислом газе различной архитектуры

И.С. Садкин^{1,2а)}, П.А. Щинников^{1,б)}

¹Новосибирский государственный технический университет,
Российская Федерация, 630073, г. Новосибирск, пр-т К. Маркса, 20

²Институт теплофизики им. С.С. Кутателадзе СО РАН,
Российская Федерация, 630090, г. Новосибирск, проспект Академика Лаврентьева, 1

^{а)} sadkinvanya@mail.ru

^{б)} shchinnikov@corp.nstu.ru

Аннотация. Представлены 4 варианта кислородно-топливного полукрытого термодинамического цикла с использованием CO₂ в качестве рабочего тела, и рассмотрено влияние обновления рабочего тела на показатели эффективности. В основе анализа лежат термодинамические расчеты. Показано, что при эффективности рассматриваемых циклов 54-65% доля обновления рабочего тела составляет 2,7-6%, а массовый вывод углекислоты на захоронение не превышает 90 г/МДж. Показано, что величина обновления рабочего тела является одной из ключевых характеристик для энергетических циклов на углекислом газе.

ВВЕДЕНИЕ

В условиях ратификации Парижских соглашений по климату в мировой энергетике получили развитие технологии, позволяющие снизить углеродный след при использовании ископаемого топлива. Для этого разрабатываются технические решения, которые позволяют сократить выброс CO₂ в окружающую среду или исключить его полностью.

Подобные решения, направленные на исключение выброса CO₂ в атмосферу, применены в ряде известных энергетических циклов на углекислом газе, в частности, в цикле Аллама [1, 2], цикле ОИВТ [3, 4], цикле Граца [5]. Цикл Аллама в качестве рабочего тела использует углекислый газ, а циклы ОИВТ и Граца – смесь углекислоты и водяного пара. Топливом во всех случаях является газ, а в качестве окислителя используется кислород. Непрерывно генерируемый в результате сжигания топлива углекислый газ обновляет рабочее тело цикла. При этом эквивалентное количество углекислоты выводится за рамки цикла после совершения работы. Таким образом, в подобных энергоустановках реализуется полукрытый термодинамический цикл, а единственным загрязнителем является углекислота высокой чистоты и давления, которую возможно использовать в другом технологическом процессе или захоронить без какой-либо предварительной подготовки. В случае полной утилизации углекислого газа можно говорить о достижении нулевого выброса в атмосферу. Однако величина обновления рабочего тела (вывода углекислоты на захоронение) существенно отличается в зависимости от архитектуры энергетического цикла, что представляет интерес для анализа.

В статье рассматриваются четыре базовых варианта одноступенчатого цикла на углекислом газе с различными системами повышения давления. В качестве расчетного топлива во всех случаях используют метан, а в качестве окислителя – кислород. Проводится анализ показателей эффективности вариантов цикла в зависимости от его архитектуры и особенностей обновления рабочего тела.

КОНФИГУРАЦИИ АНАЛИЗИРУЕМЫХ ЦИКЛОВ И МЕТОДИКА РАСЧЕТА

В настоящей работе рассматриваются различные конфигурации CO_2 -циклов, принципиально отличающиеся системой повышения давления рабочего тела [6-8]: цикл с двухступенчатым подъемом давления компрессором и насосом (по аналогии с циклом Аллама); цикл с компрессорным сжатием (предложен авторами); цикл с конденсацией и последующим насосным сжатием (по аналогии с циклом ОИВТ); цикл, полностью расположенный в закритической зоне CO_2 , с одноступенчатым сжатием насосом (предложен авторами).

Обобщенная схема энергетического цикла на углекислом газе представлена на рис. 1. На рис. 1 римскими цифрами показаны варианты исполнения цикла: I – цикл, целиком расположенный в закритической области CO_2 (процесс сжатия 3-4); II – цикл с конденсацией; III – цикл с компрессорным сжатием. Сплошным контуром представлен цикл с двухступенчатым подъемом давления в компрессоре (процесс 3'-3'') и насосе (процесс 3-4) – вариант IV.

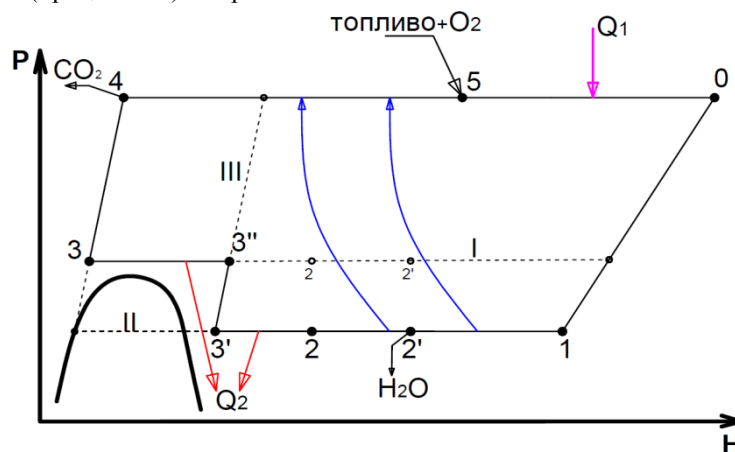


РИСУНОК 1. Общая схема CO_2 цикла в Ph-диаграмме: 0-5 – характерные точки термодинамических процессов; Q_1 , Q_2 – подведенное к циклу и отведенное от него тепло; O_2 – окислитель; CO_2 , H_2O – продукты сгорания, выводимые из цикла.

Подвод теплоты обеспечивается в зоне сверхкритических параметров CO_2 во всех случаях. При обеспечении высокого теплоперепада в процессе расширения в одном из вариантов (рис. 1, вариант II) для отвода теплоты используют зону конденсации, что позволяет иметь одноступенчатость процесса повышения давления насосом. В том случае, когда зона конденсации исключается, необходимо иметь компрессор (рис. 1, вариант III) или обеспечить двухступенчатость повышения давления (рис. 1, вариант IV, сплошной контур). Возможен цикл, который полностью находится в сверхкритической зоне (рис. 1, вариант I). Эта конфигурация цикла также исключает конденсацию рабочего тела и сохраняет возможность использования только насоса, но ведет к снижению теплоперепада, и возможна благодаря свойствам сверхкритического диоксида углерода, плотность которого приближается к плотности жидкости при снижении его температуры.

В варианте с двухступенчатым подъемом давления предусматривается охлаждение сжимаемой углекислоты до температуры окружающей среды перед входом во вторую ступень сжатия для повышения плотности среды и возможности применения насоса.

Конечное давление в варианте цикла, целиком расположенного в сверхкритической области, задается на уровне 75 бар для расположения цикла в сверхкритической зоне, в варианте с конденсацией – 57,2 бар – для обеспечения процесса конденсации углекислого газа при температуре окружающей среды 20 °С. В остальных случаях конечное давление принимается 30 бар (по аналогии с циклом Аллама [1]).

В расчетах 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 пренебрегаем. Все процессы рассматриваются как

II Всероссийская научно-техническая конференция с международным участием
«РАЗВИТИЕ МЕТОДОВ ПРИКЛАДНОЙ МАТЕМАТИКИ ДЛЯ РЕШЕНИЯ
МЕЖДИСЦИПЛИНАРНЫХ ПРОБЛЕМ ЭНЕРГЕТИКИ»

идеальные. Температура смеси CO₂ и водяного пара после процесса расширения в турбине находится по диаграмме состояния углекислого газа, так как его массовая доля в составе рабочего тела более 95%.

Расчеты ведутся на 1 кг углекислого газа ($G^{CO_2} = 1$ кг/с), проходящего через турбину, задавая давление и температуру на входе в турбину и давление на выходе из нее.

Для определения параметров рабочего тела во всех ключевых точках цикла используется система из уравнения материально-теплового баланса камеры сгорания, с учетом того, что часть углекислоты непрерывно генерируется за счет сгорания топлива (именно эта часть CO₂ затем выводится из цикла), а часть – циркулирует в цикле, а также уравнения теплового баланса регенератора.

Камера сгорания по сути представляет смешивающий подогреватель, где смешиваются два газовых потока, поэтому составляется уравнение материального баланса:

$$G_{\text{цир.}}^{CO_2} + \delta + G_{\text{пр.сгор}}^{H_2O} = G^{CO_2} + G_{\text{пр.сгор}}^{H_2O}, \quad (1)$$

где δ - количество углекислого газа, вводимого в цикл в результате сжигания топлива, $G_{\text{цир.}}^{CO_2} = (1 - \delta)$ - циркулирующий поток углекислоты.

Уравнение энергетического баланса камеры сгорания:

$$(1 - \delta) \cdot h_{\text{цир.}}^{CO_2} + Q = G^{CO_2} \cdot h_0^{CO_2} + G_{\text{пар}}^{H_2O} \cdot h_0^{H_2O}. \quad (2)$$

Аналогично составляются уравнения теплообмена между потоками горячего и холодного теплоносителя в регенераторе.

Термический КПД циклов определяется как отношение располагаемого теплоперепада за вычетом работы сжатия к подведенной теплоте:

$$\eta = \frac{H_0^{CO_2} + H_0^{H_2O} - l_{\text{сж.}}}{Q_1}. \quad (3)$$

Во всех случаях принято, что весь поток CO₂ сначала сжимается, а потом из цикла под высоким давлением выводится доля углекислоты, равная δ . Таким образом учитываются затраты на вывод углекислоты из цикла для дальнейшего использования или захоронения.

РЕЗУЛЬТАТЫ

В общем случае повышение начальных параметров ведет к росту эффективности энергетических циклов на углекислом газе [7]. Рост начальной температуры ведет к росту термического КПД, но требует большего количества топлива, чтобы обеспечить более высокие параметры. Соответственно, увеличивается количество генерируемого в камере сгорания за счет сжигания углекислого газа. На рис. 2а представлен график зависимости термического КПД циклов различной конфигурации от доли обновления рабочего тела. Во всех случаях начальное давление составляет 300 бар, а температура меняется в диапазоне от 1000 до 1500 °С. Можно видеть, что для всех вариантов исполнения цикла увеличение доли обновления рабочего тела (по сути – увеличение расхода топлива) 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 начальными параметрами, при которых достигается одинаковый термический КПД у циклов разной архитектуры [7]. 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.

Так как доля обновления рабочего тела равна доле вывода углекислого газа на утилизацию, на основании вышесказанного можно сделать ошибочное заключение, что цикл с максимальной долей обновления рабочего тела производит максимальный выброс CO₂. Однако пересчет на удельные массовые показатели (граммы CO₂ на МДж производимой энергии) показывает обратную картину (рис. 2б). При равных КПД наибольший вывод углекислого газа имеют варианты циклов с минимальной долей обновления рабочего тела. Это объясняется существенным различием по располагаемому теплоперепаду [6, 7], 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. Здесь так же влияет тот факт, что для разных вариантов цикла одинаковое значение КПД отмечается для разных начальных температур [7].

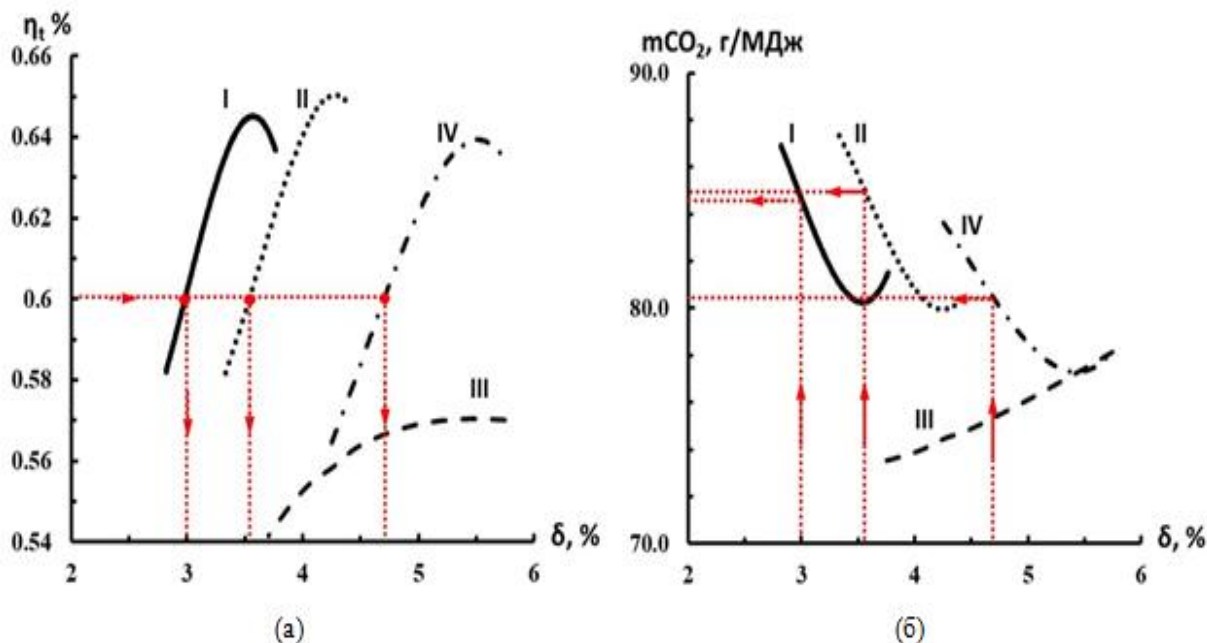


РИСУНОК 2. График зависимости термического КПД от доли обновления рабочего тела цикла (а) и график зависимости удельного массового вывода CO_2 от доли обновления рабочего тела (б)

Можно видеть, что для рассматриваемых конфигураций полуоткрытого энергетического цикла на углекислом газе вывод CO_2 за рамки цикла не превышает 90 г/МДж, рис. 2б. Любопытно отметить, что минимальные значения (73-78 г/МДж) характерны для цикла с компрессорным сжатием (вариант III), который обладает наименьшим термическим КПД по сравнению с остальными вариантами. Максимальный вывод углекислоты (80-87 г/МДж) у цикла, который целиком расположен в сверхкритической зоне CO_2 .

Таким образом, при рассмотрении энергетических CO_2 циклов показатель вывода углекислоты за рамки цикла является одним из ключевых. Данная величина может быть определяющей при рассмотрении циклов с экологической точки зрения. Однако следует отметить, что вопросы, связанные с обеспечением циклов соответствующим оборудованием, машинами и агрегатами требуют дальнейшего анализа для определения количественных оценок влияния на конечную технико-экономическую эффективность.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Представлены особенности функционирования 4 вариантов полуоткрытого энергетического цикла на углекислом газе, отличающихся способом повышения давления, в части обновления рабочего тела. Показано, что одним из самых высоких показателей эффективности (до 65%) и наименьшей долей обновления рабочего тела (2,7 - 3,7% по массе) обладает вариант, целиком расположенный в сверхкритической зоне CO_2 . Вместе с тем, данный цикл характеризуется наибольшим удельным массовым выводом CO_2 на захоронение: 80-87 г/МДж по сравнению с вариантами с компрессорным и двухстадийным повышением давления, а так же циклом с конденсацией рабочего тела. Показано, что показатель обновления и вывода рабочего тела (CO_2) за рамки цикла является одним из ключевых при анализе энергетических циклов на углекислом газе.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. R. Allam, S. Martin and others, Energy Procedia, 114, 5948-5966 (2017).
2. R.J. Allam et al., Energy Procedia, 37, 1135–1149 (2013).
3. В.В. Даценко, Ю.А. Зейгарник, Е.А. Калашникова, А.А. Косой, А.С. Косой, М.В. Синкевич, Теплофизика и аэромеханика, 27(5), 1-8 (2020).
4. A.S. Kosoi, Yu.A. Zeigarnik, O.S. Popel', M.V.Sinkevich, V.Ya. Shterenberg, Thermal Engineering, 65(9), 597-605 (2018).
5. Wolfgang Sanz Graz Cycle. – A Zero Emission Power Plant for CCS (Carbon Capture and Storage) <http://www.graz-cycle.tugraz.at/>
6. P. Shchinnikov, O. Borush, A. Frantseva, I. Sadkin, E3S Web of Conferences, 289, 02001 (2021).
7. P.A. Shchinnikov, I.S. Sadkin, A.P. Shchinnikov, N.F. Cheganova, N.I. Vorogushina, Journal of Physics: Conference Series, 2150, 012011 (2022).
8. П.А. Щинников, И.С. Садкин, А.П. Щинников. Развитие методов прикладной математики для решения междисциплинарных проблем энергетики: сб. тр. 1 Всерос. науч.-техн. конф. с междунар. участием, Ульяновск, 6–7 окт. 2021 г. – Ульяновск : Изд-во УлГТУ, 2021. – С. 169–171.

Промышленно-отопительная ГТУ-ТЭЦ

А.А. Кудинов^{а)}, С.К. Зиганшина^{б)}, К.Р. Хусаинов^{в)}

Самарский государственный технический университет,
Российская Федерация, 443100, г. Самара, ул. Молодогвардейская, д. 244

^{а)} a.a.kudinov@yandex.ru

^{б)} svet.zig@yandex.ru

^{в)} kirill.czvra@mail.ru

Аннотация. Представлена схема, разработана методика теплового расчета и произведен расчет тепловой схемы промышленно-отопительной ГТУ-ТЭЦ с одноконтурным котлом-утилизатором. Рассчитаны энергетические показатели ГТУ-ТЭЦ на основе «пропорционального» метода разделения расхода топлива на производство электрической и тепловой энергии (метода ОРГРЭС). Обоснована эффективность установки газового подогревателя сетевой воды в хвостовой части котла-утилизатора для отпуска тепловой энергии тепловому потребителю.

ТЕПЛОВАЯ СХЕМА ГТУ-ТЭЦ

ГТУ-ТЭЦ устанавливаются на крупных коммунально-бытовых и промышленных объектах, в промышленных зонах и они в значительной степени автономны. Отпуск теплоты промышленным и коммунально-бытовым потребителям с ГТУ-ТЭЦ позволяет обеспечить достаточно полную утилизацию теплового потенциала отработавших газов газотурбинной установки в течение года [1, 2, 3]. Один из вариантов принципиальной тепловой схемы промышленно-отопительной ГТУ-ТЭЦ представлен на рис. 1. Уходящие газы после газовой турбины поступают в котел-утилизатор (КУ), в котором генерируется перегретый технологический водяной пар и осуществляется подогрев сетевой воды. Для автономной работы ГТУ предусмотрен байпасный газоход для отвода уходящих газов в атмосферу через дымовую трубу. В котле-утилизаторе расположены по ходу газов две группы поверхностей нагрева: первая, где генерируется технологический пар, и вторая для подогрева сетевой воды. Посредством байпасного газохода можно осуществлять регулирование тепловой нагрузки отдельных поверхностей нагрева котла-утилизатора.

Первая группа поверхностей нагрева КУ включает водяной экономайзер ЭК, испарительный контур И с барабаном Б и принудительной циркуляцией рабочего тела, а также пароперегреватель ПЕ. Основная часть перегретого водяного пара поступает к потребителю с заданными параметрами. Для регулирования параметров отпускаемого потребителю пара при изменении параметров уходящих газов и параметров генерируемого в КУ пара предусмотрен впрыск питательной воды ($G_{ВПР}$), отбираемой за питательным насосом установки. Для дегазации и подогрева обратного конденсата, добавочной воды, компенсирующей внутренние и внешние потери теплоносителя, установлен деаэрактор питательной воды.

В хвостовой части КУ установлен газовый подогреватель сетевой воды (ГПСВ), где осуществляется более глубокое охлаждение уходящих газов ГТУ за счет подогрева сетевой воды системы теплоснабжения. В схему теплофикационной установки ТЭЦ включен пиковый бойлер ПБ, греющим теплоносителем в котором является перегретый водяной пар КУ. Это улучшает регулировочные характеристики ГТУ-ТЭЦ.

В зависимости от типа и мощности установленного оборудования ГТУ-ТЭЦ может работать с обводом части газового потока или с дожиганием топлива в КУ (камера дополнительного сжигания топлива (КДСТ) на рис. 1 не показана) для стабилизации параметров генерируемого технологического пара.

Ниже представлена методика и результаты расчета тепловой схемы промышленно-отопительной газотурбинной ТЭЦ на примере ГТУ типа ГТЭ-12П с комбинированным КУ П-86-1 [2, 4, 5, 6].

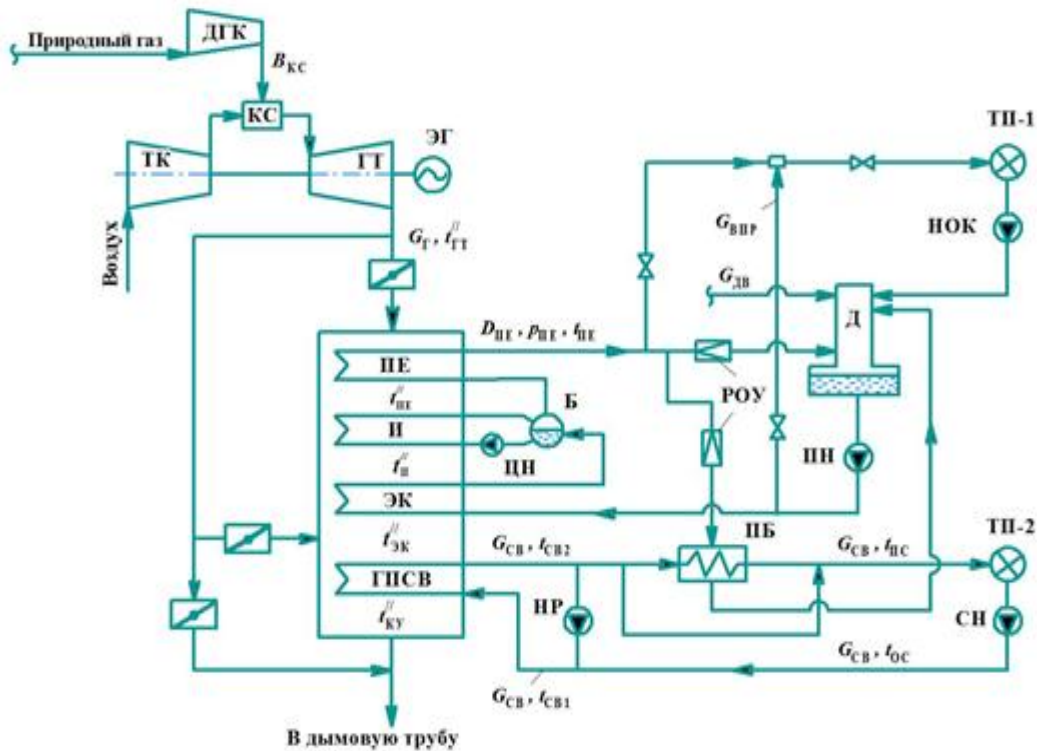


РИСУНОК 1. Принципиальная тепловая схема промышленно-отопительной ГТУ-ТЭЦ:

НОК – насос обратного конденсата; ПН, СН, ЦН – питательный, сетевой и циркуляционный насосы; ПБ – пиковый сетевой подогреватель (бойлер); НР – насос рециркуляции; ТП-1, ТП-2 – тепловые потребители

Методика и результаты теплового расчета

Исходные данные: электрическая мощность ГТУ $N_{ГТУ}=12$ МВт; электрический КПД ГТУ $\eta_{ГТУ}=34,5\%$; степень повышения давления воздуха $\beta_{ТК}=15,6$; расход отработавших газов ГТУ $G_{ГТ}=45$ кг/с; температура газов $t_{ГТ}=490$ °С; давление и температура перегретого пара $p_{пе}=4,0$ МПа, $t_{пе}=465$ °С; температура обратного конденсата $t_{ок}=90$ °С; доля возврата конденсата с производства $\alpha_{к}=0,7$; температура сетевой воды в подающем и обратном трубопроводах системы теплоснабжения $t_{пс}=125$ °С; $t_{ос}=60$ °С; давление в деаэраторе $p_{д}=0,12$ МПа; теплота сгорания топливного газа $Q_{н}^p=35,8$ МДж/м³.

Методика определения энтальпий и температур отработавших газов ГТУ изложена в [5, 7].

Приняты следующие значения температурных напоров на горячей стороне пароперегревателя $\delta t_{пе}=25$ °С и на холодной стороне испарителя $\delta t_{и}=25$ °С, а также недогрева питательной воды до температуры насыщения при давлении в барабане КУ $\Delta t_{б}=10$ °С [2, 4].

По давлению и температуре перегретого пара определяется энтальпия технологического пара на выходе из КУ $h_{пе}=3365,6$ кДж/кг.

Давление в барабане КУ рассчитывается по формуле:

$$p_{б} = (1 + \xi_{вд}) p_{пе}, \quad (1)$$

где $\xi_{вд}=0,08$ – коэффициент, учитывающий гидравлическое сопротивление пароперегревателя.

По давлению в барабане КУ $p_{б}=4,32$ МПа определяются параметры: температура насыщения $t_{с}^b=255$ °С; энтальпия насыщенного пара $h_{s(n)}^b=2799,1$ кДж/кг; энтальпия кипящей воды $h_{s(в)}^b=1109,9$ кДж/кг.

По температуре $t_{зк}=245$ °С и по давлению питательной воды за экономайзером $p_{зк}=1,05 p_{б}=1,05 \cdot 4,32=4,54$ МПа определяется энтальпия питательной воды на выходе из экономайзера $h_{зк}=1061,5$ кДж/кг.

Температура газов после испарителя:

$$t_{и} = t_{с}^{\delta} + \delta t_{и} = 255 + 25 = 280 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Из уравнения теплового баланса для парогенерирующих поверхностей нагрева КУ рассчитываются расход перегретого пара на выходе из пароперегревателя и энтальпия газов на выходе из него:

$$D_{пе} = \frac{G_{г}(h_{гт}'' - h_{и}'')\varphi}{h_{пе} - h_{эк}}, \quad (2)$$

$$h_{пе}'' = h_{гт}'' - \frac{D_{пе}(h_{пе} - h_{с(п)}^{\delta})}{G_{г}\varphi}, \quad (3)$$

где $\varphi = 0,995$ – коэффициент сохранения теплоты.

По давлению, развиваемому питательным насосом, $p_{пн} = 1,12p_{б} = 1,12 \cdot 4,32 = 4,84$ МПа и температуре $t_{д} = 104,78$ °С определяется энтальпия питательной воды $h_{д} = 442,78$ кДж/кг на входе в водяной экономайзер.

Из уравнения теплового баланса для водяного экономайзера рассчитывается энтальпия газов на выходе из него:

$$h_{эк}'' = h_{и}'' - \frac{D_{пе}(h_{эк} - h_{д})}{G_{г}\varphi}. \quad (4)$$

Тепловая нагрузка поверхностей нагрева КУ:

$$Q_{пе} = G_{г}(h_{гт}'' - h_{пе}'')\varphi = 45 \cdot (535,1 - 478,2) \cdot 0,995 = 2547,7 \text{ кВт};$$

$$Q_{и} = G_{г}(h_{пе}'' - h_{и}'')\varphi = 45 \cdot (478,2 - 303,45) \cdot 0,995 = 7824,4 \text{ кВт};$$

$$Q_{эк} = G_{г}(h_{и}'' - h_{эк}'')\varphi = 45 \cdot (303,45 - 241,3) \cdot 0,995 = 2782,8 \text{ кВт}.$$

Тепловая мощность парогенерирующих поверхностей нагрева котла-утилизатора:

$$Q_{ку} = Q_{пе} + Q_{и} + Q_{эк} = 13154,9 \text{ кВт}.$$

Расход обратного конденсата равен $G_{к} = \alpha_{к}(D_{пе} - D_{д}) = 0,7 \cdot (4,5 - 0,21) = 3,0$ кг/с. Здесь $D_{д}$ – расход пара на деаэратор.

$$D_{д} = \frac{D_{пе}}{h_{д}'' - h_{доб}(1 - \alpha_{к}) - \alpha_{к}h_{ок}} \left(\frac{h_{пв}(1 + \alpha)}{\eta_{д}} - h_{доб}(1 + \alpha - \alpha_{к}) - \alpha_{к}h_{ок} \right), \quad (5)$$

где $h_{д}''$, $h_{пв}$, $h_{ок}$ и $h_{доб}$ – энтальпия греющего пара на деаэратор, питательной воды на выходе из деаэратора, обратного конденсата и добавочной воды ($t_{доб} = 65$ °С) соответственно; $\alpha = 0,05$ – доля теряемого теплоносителя на ГТУ-ТЭЦ от $D_{пе}$; $\eta_{д} = 0,98$ – КПД деаэратора.

Из уравнения теплового баланса для ГПСВ определяются расход сетевой воды и его тепловая мощность:

$$G_{св} = \frac{G_{г}(h_{эк}'' - h_{гпсв}'')\varphi}{h_{пс} - h_{ос}}, \quad (6)$$

$$Q_{гпсв} = G_{г}(h_{эк}'' - h_{гпсв}'')\varphi. \quad (7)$$

Результаты теплового расчета ГТУ-ТЭЦ представлены на рис. 2 и в табл. 1.

Расчет энергетических показателей ГТУ-ТЭЦ

КПД котла-утилизатора:

$$\eta_{ку} = \frac{h_{гт} - h_{ку}}{h_{гт} - h_{пв}}, \quad (8)$$

где $h_{пв} = 15,62$ кДж/кг – энтальпия уходящих газов при температуре наружного воздуха.

Энергетические показатели рассчитаны на основе «пропорционального» метода разделения расхода топлива на производство электрической и тепловой энергии (метода ОРГРЭС) [2, 3, 8, 9].

Расход топливного газа в камеру сгорания ГТУ:

$$B_{г} = \frac{N_{гту}}{\eta_{гту} Q_{н}^{\text{в}}}. \quad (9)$$

Доля топлива, отнесенная на производство тепловой энергии:

$$\gamma^{\text{т}} = \frac{\beta_{т}}{K_{н} \cdot \eta_{т}^{\text{разд}} + \beta_{т}}, \quad (10)$$

II Всероссийская научно-техническая конференция с международным участием
**«РАЗВИТИЕ МЕТОДОВ ПРИКЛАДНОЙ МАТЕМАТИКИ ДЛЯ РЕШЕНИЯ
 МЕЖДИСЦИПЛИНАРНЫХ ПРОБЛЕМ ЭНЕРГЕТИКИ»**

$$\beta_{\Gamma} = \frac{D_{\text{пе}}(h_{\text{пе}} - \alpha_{\text{к}} h_{\text{ок}}) + Q_{\text{ГПСВ}}}{B_{\Gamma} Q_{\text{H}}^{\text{p}}} \quad (11)$$

Здесь $K_N=0,989$ – коэффициент снижения электрической мощности ГТУ; $\eta_{\Gamma}^{\text{разд}}=0,88$ – КПД котельной при раздельной выработке электрической и тепловой энергии.

Доля топлива, отнесенная на производство электрической энергии:

$$\gamma^{\text{э}} = 1 - \gamma^{\text{т}}. \quad (12)$$

КПД брутто ГТУ-ТЭЦ по производству электроэнергии:

$$\eta_{\text{э}}^{\text{бр}} = K_N \eta_{\text{ГТУ}} + \eta_{\text{ГТУ}} \beta_{\Gamma} / \eta_{\Gamma}^{\text{разд}}. \quad (13)$$

КПД нетто ГТУ-ТЭЦ по отпуску электроэнергии:

$$\eta_{\text{э}}^{\text{н}} = \eta_{\text{э}}^{\text{бр}} (1 - \alpha_{\text{сн}}^{\text{э}}), \quad (14)$$

где $\alpha_{\text{сн}}^{\text{э}}=0,1$ – коэффициент, учитывающий расход электрической энергии на собственные нужды установки.

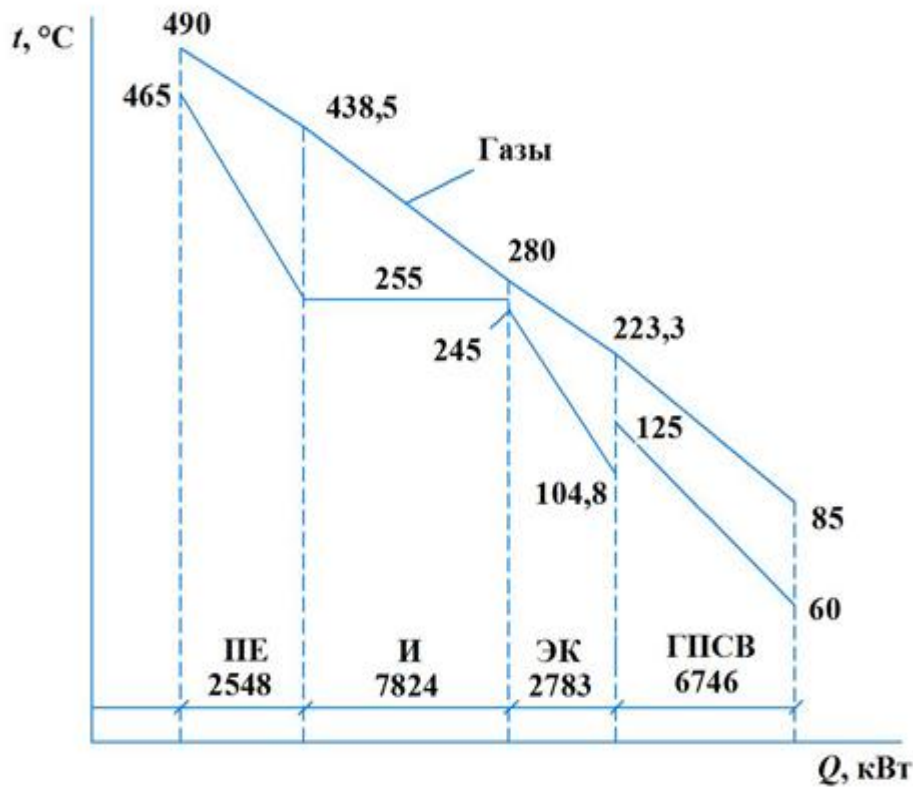


РИСУНОК 2. Тепловая Q, t – диаграмма котла-утилизатора ГТУ-ТЭЦ

Удельный расход условного топлива на выработку и отпуск электроэнергии:

$$b_{\text{у.э}}^{\text{бр}} = \frac{122,82}{\eta_{\text{э}}^{\text{бр}}} = \frac{122,82}{0,5745} = 213,8 \text{ г}/(\text{кВт}\cdot\text{ч});$$

$$b_{\text{у.э}}^{\text{н}} = \frac{122,82}{\eta_{\text{э}}^{\text{н}}} = \frac{122,82}{0,5171} = 237,52 \text{ г}/(\text{кВт}\cdot\text{ч}).$$

Удельный расход условного топлива на единицу произведенной теплоты:

$$b_{\text{у}}^{\text{т}} = 34,12 / (\eta_{\text{тр}} \eta_{\text{ку}}) = 34,12 / (0,98 \cdot 0,8556) = 40,7 \text{ кг}/\text{ГДж} \text{ (170,4 кг}/\text{Гкал}).$$

Здесь $\eta_{\text{тр}}=0,98$ – коэффициент, учитывающий потери теплоты при транспортировке теплоносителя по трубопроводам на ГТУ-ТЭЦ.

Коэффициент использования теплоты топлива (КПД нетто ГТУ-ТЭЦ по отпуску электрической и тепловой энергии):

$$\eta_{ГТУ-ТЭЦ}^H = \frac{N_{ГТУ}(1-\alpha_{сн}^3) + [D_{пе}(h_{пе} - \alpha_k h_{ок}) + Q_{ГПСВ}](1-\alpha_{сн}^T)}{B_r Q_H^P} \quad (15)$$

Здесь $\alpha_{сн}^T = 0,05$ – коэффициент учета расхода тепловой энергии на собственные нужды ГТУ-ТЭЦ.
 Результаты расчетов энергетических показателей ГТУ-ТЭЦ приведены в табл. 1.

ТАБЛИЦА 1. Результаты расчетов тепловых и энергетических показателей ГТУ-ТЭЦ

Параметр	$h_{ГТ},$ кДж/кг	$D_{пе},$ т/ч	$h_{пе}^H,$ кДж/кг	$h_{и}^H,$ кДж/кг	$h_{эж}^H,$ кДж/кг	$h_{ку}^H,$ кДж/кг	$D_{д},$ т/ч	$G_{св},$ т/ч	$\eta_{ку},$ %
Значение	535,1	16,2	478,2	303,45	241,3	90,64	0,756	89,3	85,56
Параметр	$B_{Г},$ м ³ /с	$\beta_{Г}$	γ^T	$\gamma^э$	$\eta_{э}^{бр},$ %	$\eta_{э}^H,$ %	$b_{у.э}^{бр},$ г/(кВт·ч)	$b_{у.э}^H,$ г/(кВт·ч)	$\eta_{ГТУ-ТЭЦ}^H,$ %
Значение	0,972	0,595	0,4061	0,5939	57,45	51,71	213,8	237,52	87,56

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Представлена тепловая схема промышленно-отопительной ГТУ-ТЭЦ с комбинированным котлом-утилизатором, в котором осуществляется генерирование перегретого технологического водяного пара средних параметров ($p_{пе}=4,0$ МПа и $t_{пе}=465$ °С) и подогрев сетевой воды.

2. Приведена методика и расчет тепловой схемы ГТУ-ТЭЦ, определен расход генерируемого перегретого водяного пара $D_{пе}=16,2$ т/ч, тепловая мощность газового подогревателя сетевой воды $Q_{ГПСВ}=6746$ кВт. Установлено, что КПД ГТУ-ТЭЦ по выработке и отпуску электроэнергии $\eta_{э}^{бр}=57,45\%$, $\eta_{э}^H=51,71\%$, суммарный КПД по отпуску электрической и тепловой энергии $\eta_{ГТУ-ТЭЦ}^H=87,56\%$, при этом удельный расход условного топлива по отпуску электроэнергии $b_{у.э}^H=237,52$ г/(кВт·ч), по выработке тепловой энергии $b_{у.э}^T=40,7$ кг/ГДж (170,4 кг/Гкал), КПД комбинированного котла-утилизатора ГТУ-ТЭЦ $\eta_{ку}=85,56\%$.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Киндра В.О., Рогалев Н.Д., Лисин Е.М., Худякова В.П. Разработка и технико-экономический анализ тепловых схем отопительных газотурбинных электростанций // Новое в российской электроэнергетике. – 2017. – № 3. – С. 6-20.
2. Цанев С.В., Буров В.Д., Ремезов А.Н. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций: учеб. пособ. для вузов. – М.: Издательский дом МЭИ, 2009. – 584 с.
3. Буров В.Д., Дорохов Е.В., Елизаров и др. Тепловые электрические станции: учебник для вузов / Под ред. В.М. Лавыгина, А.С. Седлова, С.В. Цанева. – М.: Издательский дом МЭИ, 2007. – 466 с.
4. Кудинов А.А., Зиганшина С.К. Парогазовые установки тепловых электрических станций: учеб. пособ. – Самара: Самар. гос. техн. ун-т, 2019. – 220 с.
5. Кудинов А.А., Зиганшина С.К., Хусаинов К.Р. Расчет тепловых схем парогазовых установок тепловых электростанций: учеб. пособ. – Самара: Самар. гос. техн. ун-т, 2022. – 263 с.
6. Трухний А.Д. Парогазовые установки электростанций: учеб. пособ. для вузов. – М.: Издательский дом МЭИ, 2013. – 648 с.
7. Кудинов А.А. Горение органического топлива: учеб. пособ. – М.: ИНФРА-М, 2015. – 390 с.
8. РТМ 108.020.22-84. Установки парогазовые стационарные. Методика расчета тепловых схем установок. – Л.: Изд-во НПО ЦКТИ, 1984. – 50 с.
9. Кудинов А.А., Зиганшина С.К. Энергосбережение в теплоэнергетике и теплотехнологиях. – М.: Машиностроение, 2011. – 374 с.

Повышение теплофикационной выработки электроэнергии при охлаждении различных потоков воды природным газом на ТЭЦ

М.Е. Орлов^{1,a)}, Е.С. Лытяков^{2,b)}

¹ Ульяновский государственный технический университет,
Российская Федерация, 432027, г. Ульяновск, ул. Северный Венец, д. 32
² ПАО «Т Плюс», 432045, Россия, г. Ульяновск, ул. Промышленная, д.5.

^{a)} *mi5h@mail.ru*
^{b)} *e.lytyakov@mail.ru*

Аннотация. В статье приводятся технологические решения по повышению энергетической эффективности и экономии условного топлива за счет использования потенциала природного газа для охлаждения различных потоков воды на тепловых электрических станциях. Проводится рассмотрение предложенных схем, описание их новизны, изменения взаимосвязи элементов ТЭЦ в сравнении с традиционной компоновкой, а также сравнительные расчеты их энергетической эффективности.

ВВЕДЕНИЕ

На ТЭЦ приходится существенная доля выработки электрической и тепловой энергии в нашей стране, при этом большинство из них построено во второй половине XX в. и не подвергалось серьезной модернизации, поэтому их энергетическая эффективность оставляет желать лучшего. Вопросам повышения эффективности работы станций, производящих электрическую и тепловую энергию на ископаемом топливе, ежегодно посвящается множество исследований, в которых рассматриваются способы повышения производительности их работы за счет применения новых технологий, изменения взаимосвязей элементов. Особого внимания заслуживают вопросы тепломассообмена и термодинамической эффективности, поскольку на принципах переноса тепла основывается работа ТЭЦ.

Совмещение функций генерации тепловой и электрической энергии позволяет увеличить КПД тепловой электростанции, при этом часть теплоты всё же остается невостребованной. Увеличение количества полезно расходуемой теплоты приводит к увеличению комбинированной выработки энергии, а также снижению нагрузки на конденсаторы.

Помимо традиционного применения отпускаемого пара на регенеративные подогреватели, увеличение возможности использования потенциала пара может быть достигнуто за счет установки дополнительного газо-водяного теплообменного аппарата. Природный газ подается в теплообменник с целью охлаждения потоков подпиточной или добавочной питательной воды котлов с последующим вводом охлажденных потоков в обратный трубопровод тепловой сети в первом случае, или в тракт основного конденсата турбины – во втором. Это способствует снижению температуры соответствующих смешанных потоков теплоносителей и увеличению расходов пара на подогреватели данных потоков.

На кафедре «Теплогасоснабжение и вентиляция им. В.И. Шарапова» УлГТУ в ходе проведения научных исследований разрабатываются новые технологии, направленные на совершенствование режимов работы ТЭЦ и других теплоэнергетических установок и на повышение их энергетической, экономической и экологической эффективности.

В данной публикации приведены результаты исследований технологий охлаждения потоком природного газа подпиточной воды теплосети и добавочной питательной воды котлов ТЭЦ.

Использование природного газа для охлаждения подпиточной воды тепловой сети

Новизна предложенной технологии относительно традиционной заключается в следующем: подпиточная вода тепловой сети, после прохождения деаэрации, поступает в теплообменник-охладитель, где охлаждающей средой является природный газ, после прохождения которого подаётся в обратный трубопровод перед сетевыми подогревателями ТЭЦ [1].

Принципиальная схема ТЭЦ, работающей по предложенной технологии, представлена на рис. 1.

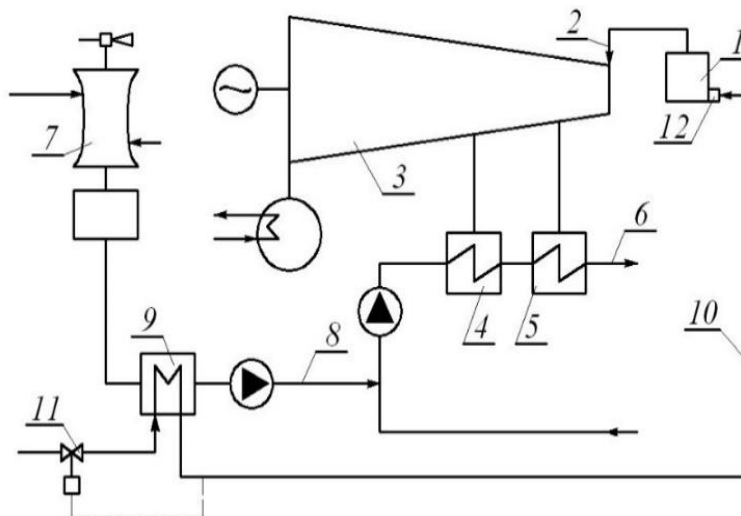


РИСУНОК 1. Принципиальная схема ТЭЦ, работающей с применением теплообменника-охладителя подпиточной воды теплосети: 1 – котел; 2 – паропровод острого пара; 3 – теплофикационная турбина; 4 – нижний сетевой подогреватель; 5 – верхний сетевой подогреватель; 6 – трубопровод тепловой сети; 7 – деаэратор; 8 – трубопровод подпиточной воды; 9 – теплообменный аппарат; 10 – газопровод; 11 – устройство для понижения давления газа; 12 – горелки парового котла.

Благодаря использованию теплообменного аппарата температура подпиточной воды после деаэратора становится ниже, если сравнивать с технологией подачи воды при традиционной схеме, вследствие чего возрастает расход пара на сетевые подогреватели, что приводит к увеличению выработки электроэнергии. Кроме того, увеличивается температура природного газа, что способствует улучшению дальнейшего процесса горения.

Технология охлаждения добавочной питательной воды котлов

Данная технология подразумевает установку теплообменного аппарата, подключенного к трубопроводу добавочной питательной воды и газопроводу природного газа, направляемого в горелки котлов.

Включение теплообменного аппарата после деаэратора добавочной питательной воды перед её подачей в тракт основного конденсата способствует снижению температуры основного конденсата турбины, что также ведет к увеличению расхода пара на последующий подогреватель, тем самым приводя к увеличению выработки электроэнергии на тепловом потреблении, а также способствует дальнейшему улучшению процесса горения газа в горелках котлов [2].

Необходимо отметить, подача охлажденной добавочной питательной воды осуществляется между подогревателями 6 и 7 отборов. Место включения тракта добавочной воды в тракт основного конденсата было выбрано исходя из температур конденсата: температура добавочной питательной воды должна быть ниже температуры конденсата. Нерациональный выбор точки ввода может привести к обратному эффекту.

Схема, демонстрирующая работу ТЭЦ при использовании данной технологии, представлена на рис. 2.

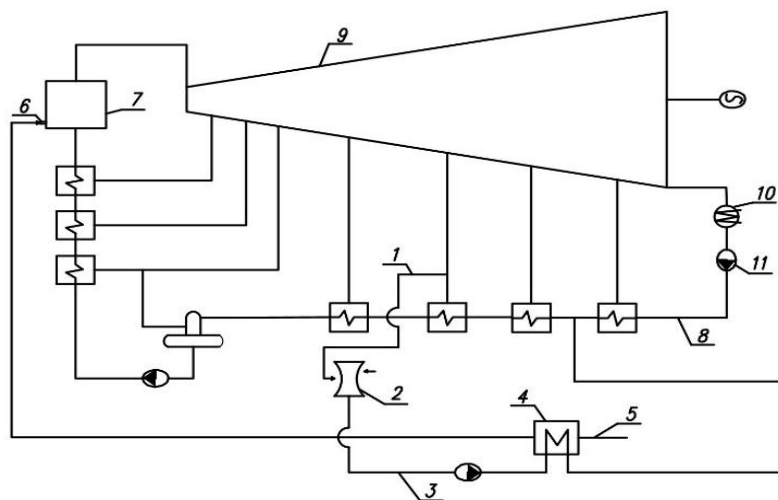


РИСУНОК 2. Принципиальная схема ТЭЦ, работающей с применением теплообменника-охладителя добавочной питательной воды: 1 – паропровод; 2 – деаэратор добавочной питательной воды; 3 – трубопровод деаэрированной добавочной питательной воды; 4 – теплообменник-охладитель; 5 – трубопровод природного газа; 6 – горелки котлов; 7 – котел; 8 – трубопровод тракта основного конденсата турбины; 9 – турбина; 10 – конденсатор; 11 – конденсатный насос.

Расчет энергетической эффективности и экономии условного топлива

Для проведения расчетов энергетической эффективности, а также экономии условного топлива при использовании вышеописанных технологий применялся метод удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении [3, 4].

В целях наиболее точного сравнения представленных технологий параметры газа, а также значения температуры и расхода подпиточной и добавочной питательной воды принимались для обоих случаев одинаковыми.

Параметры подпиточной и добавочной питательной воды, газа на входе и выходе из теплообменного аппарата приведены в таблице 1.

ТАБЛИЦА 1. Расчетные параметры подпиточной воды теплосети, добавочной питательной воды котлов и природного газа на входе и выходе из теплообменного аппарата

Параметр	Единицы измерения	Значение
Расход воды тепловой сети	т/ч	3200
Расход подпиточной воды тепловой сети	т/ч	300
Температура воды в подающем трубопроводе	°С	102
Температура воды в обратном трубопроводе	°С	55
Расход добавочной питательной воды	т/ч	300
Температура воды после деаэратора	°С	60
Температура газа на входе в теплообменный аппарат	°С	5
Температура газа на выходе из теплообменного аппарата	°С	50
Расход газа	кг/с	12,76

Для проведения оценки и последующего сравнения рассматриваемых технологий определялись значения расхода пара на подогреватели соответствующих потоков, выработки электроэнергии на потреблении пара при использовании традиционной схемы и представленных в данной статье, экономия условного топлива.

Расчеты проводились для турбины Т-100-130.

Расход пара на подогреватели рассчитывается с применением формулы (1):

$$D_h = \frac{G(i_{j+1} - i_{j-1})}{i_{ts} - i_c}, \quad (1)$$

где D_h – расход пара на рассматриваемый подогреватель, кг/с; G – объем воды в тепловой сети – для первого случая, объем питательной воды – для второго, м³/ч; i_{j+1} – энтальпия воды после рассматриваемого подогревателя, кДж/кг; i_{j-1} – энтальпия воды перед рассматриваемым подогревателем, кДж/кг; i_{ts} – энтальпия отбора рассматриваемого подогревателя, кДж/кг; i_c – энтальпия конденсата, кДж/кг.

Для определения температуры воды, поступающей в тракт турбины после теплообменника-охладителя составляется уравнение теплового баланса:

$$i'_{j-1} = \frac{t_t G_t + t_{add} G_{add}}{G_t - G_{add}}, \quad (2)$$

где t_t – температура воды тепловой сети или температура тракта конденсата, °С; G_t – объем воды в тепловой сети/объем питательной воды, м³/ч; t_{add} – температура подпиточной воды теплосети/температура добавочной питательной воды, °С; G_{add} – объем воды в тепловой сети/объем питательной воды, м³/ч.

Электрическая мощность, развиваемая турбиной на тепловом потреблении отборов подогревателей, определяется по формуле (3):

$$N_{cgn} = k_r D_h (i_o - i_s) \eta_e, \quad (3)$$

где k_r – коэффициент, учитывающий регенеративный подогрев; i_o – энтальпия острого пара турбины, кДж/кг; i_s – энтальпия пара рассматриваемого отбора, кДж/кг; η_e – электромеханический КПД.

Экономия условного топлива ΔB , т/год, получаемая от применения рассмотренных технологий, находится по формуле [4]:

$$\Delta B = \Delta N_{cgn} (b_c - b_h) h_y, \quad (4)$$

где ΔN_{cgn} – разность между теплофикационной выработкой электроэнергии при работе ТЭЦ по новой технологии и стандартной, кВт; b_c – удельный расход условного топлива на конденсационную выработку электроэнергии, кг/кВт*ч; b_h – удельный расход условного топлива на теплофикационную выработку электроэнергии, кг/кВт*ч; h_y – период работы турбоустановки в теплофикационном режиме, ч/год.

Для расчета финансового экономического эффекта E , руб., применим стоимость тонны условного топлива 4250 руб/т и определим экономию по формуле:

$$E = P \Delta B, \quad (5)$$

где P – цена тонны условного топлива.

Результаты, полученные в ходе проведения расчетов, представлены в таблице 2.

ТАБЛИЦА 2. Результаты расчетов энергетической эффективности

Параметр	Единицы измерения	Охлаждение подпиточной воды тепловой сети	Охлаждение добавочной питательной воды
Расход пара на подогреватель при традиционной схеме	кг/с	84,675	5,738
Расход пара на подогреватель при использовании новой технологии	кг/с	85,263	8,478
Выработка электроэнергии на тепловом потреблении при традиционной схеме	кВт	84011	5689
Выработка электроэнергии на тепловом потреблении при усовершенствованной схеме	кВт	84657	8406
Удельное увеличение выработки электроэнергии на тонну деаэрированной воды	кВт*ч/т	2,15	9,05
Годовая экономия условного топлива	т/год	1341	5637
Годовая экономия топлива в денежном выражении	млн. руб	5,699	23,957

II Всероссийская научно-техническая конференция с международным участием
**«РАЗВИТИЕ МЕТОДОВ ПРИКЛАДНОЙ МАТЕМАТИКИ ДЛЯ РЕШЕНИЯ
МЕЖДИСЦИПЛИНАРНЫХ ПРОБЛЕМ ЭНЕРГЕТИКИ»**

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

По результатам проведенных исследований можно сделать следующие выводы:

1. Для повышения эффективности существующих паротурбинных ТЭЦ целесообразно использовать имеющийся температурный потенциал природного газа для охлаждения различных потоков деаэрированной воды.
2. Температура деаэрированной воды снижается с 60°С до 56,37°С, что способствует снижению температуры смешенного потока, в который данная вода подается, и позволяет увеличить выработку электроэнергии на тепловом потреблении за счет более полного применения потенциала пара из отборов турбины.
3. Повышение температуры газа после прохождения теплообменного аппарата способствует улучшению процесса горения газа в горелках котлов
4. За счет снижения энтальпии и увеличения расходов пара в отборах турбины обеспечивается дополнительная выработка электроэнергии на тепловом потреблении. В расчете на параметры турбины Т-100-130 при охлаждении потока подпиточной воды теплосети увеличение выработки электроэнергии составило 646 кВт, при охлаждении добавочной питательной воды – 2717 кВт.
5. При увеличении комбинированной выработки тепловой и электрической энергии снижаются затраты топлива, при охлаждении потока подпиточной воды теплосети экономия условного топлива составила 1341 т/год или 5,7 млн.руб, а при охлаждении добавочной питательной воды котлов – 5637 т/год или около 24,0 млн. руб.

БЛАГОДАРНОСТИ

Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства науки и высшего образования Российской Федерации (Соглашение № 075-15-2021-584).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Шарапов В.И., Орлов М.Е., Богоутдинова Л.Р., Кубашов С.Е., Арзамасцев И.А., Патент №2365769 РФ Способ работы тепловой электрической станции // Бюл. №24 (27.08.2009).
2. Орлов М.Е., Лытязков Е.С., Абулеев А.Д. Патент № 205220 U1 РФ Узел деаэрации добавочной питательной воды котлов теплоэнергетической установки // Бюл. №19 (05.07.2021).
3. Шарапов В.И. Схемы подогрева добавочной питательной воды на ТЭЦ с большим отпуском технологического пара // Промышленная энергетика. № 11. С. 35– 37 (1988).
4. Шарапов В.И., Методика оценки энергетической эффективности структурных изменений в тепловых схемах ТЭС // Труды Академэнерго. № 2. С. 27–37 (2015).

Теоретические и экспериментальные исследования процесса насыщения подпиточной воды кислородом в баках-аккумуляторах ТЭЦ

Э.У. Ямлеева

Ульяновский государственный технический университет,
Российская Федерация, 432027, г. Ульяновск, ул. Северный Венец, д. 32

e.yamleeva@mail.ru

Аннотация. В статье приводятся теоретические исследования процесса конвективной диффузии кислорода при хранении подпиточной воды в баке-аккумуляторе ТЭЦ. Приведены результаты расчета температурного поля бака, математическая модель насыщения подпиточной воды кислородом в баках-аккумуляторах в квазистационарных температурных условиях. В статье приводятся результаты корреляционного анализа процесса насыщения воды кислородом в баках, на основе выборки данных с Ульяновской ТЭЦ-1.

ВВЕДЕНИЕ

Основной причиной внутренней коррозии оборудования и трубопроводов водяных систем теплоснабжения является присутствие в сетевой воде растворенных коррозионно-активных газов (кислорода и диоксида углерода). На ТЭЦ и котельных традиционно уделяется большое внимание удалению коррозионно-агрессивных газов из воды, предназначенной для подпитки теплосети. Главным средством противокоррозионной обработки подпиточной воды служит термическая деаэрация.

Однако практика эксплуатации систем централизованного теплоснабжения показывает, что во многих системах наблюдается большое количество повреждений, обусловленных внутренней коррозией, несмотря на качественную деаэрацию воды в соответствии с действующими нормативами.

Причиной высокого уровня внутренней коррозии является повторное насыщение подпиточной и сетевой воды систем теплоснабжения кислородом O_2 и диоксидом углерода CO_2 .

Основным источником попадания кислорода в подпиточную воду на ТЭЦ являются баки-аккумуляторы. Насыщение деаэрированной воды в баках-аккумуляторах кислородом происходит по открытой поверхности за счет диффузии [1].

Насыщение воды газами по закону молекулярной диффузии происходит очень медленно и толщина диффузионного слоя равняется нескольким миллиметрам. Однако если этот процесс сопровождается даже незначительным движением воды, тогда его интенсивность увеличивается многократно, а характер проникновения молекул газа в глубь воды определяется закономерностью ее движения, то есть имеет место конвективная диффузия.

Расчет температурного поля бака-аккумулятора

При исследовании процесса насыщения подпиточной воды кислородом в период ее хранения в баке-аккумуляторе, когда в баке не происходит вынужденного движения воды, характерного для режима заполнения - опорожнения бака, предполагается, что вода движется в баке по закону естественной конвекции из-за разности плотностей, обусловленной разностью температур воды в объеме бака. Для подтверждения и выявления закономерностей движения воды в баке произведен расчет плоского температурного поля вертикального разреза бака-аккумулятора.

Результаты расчета температурного поля бака приведены рис. 1.

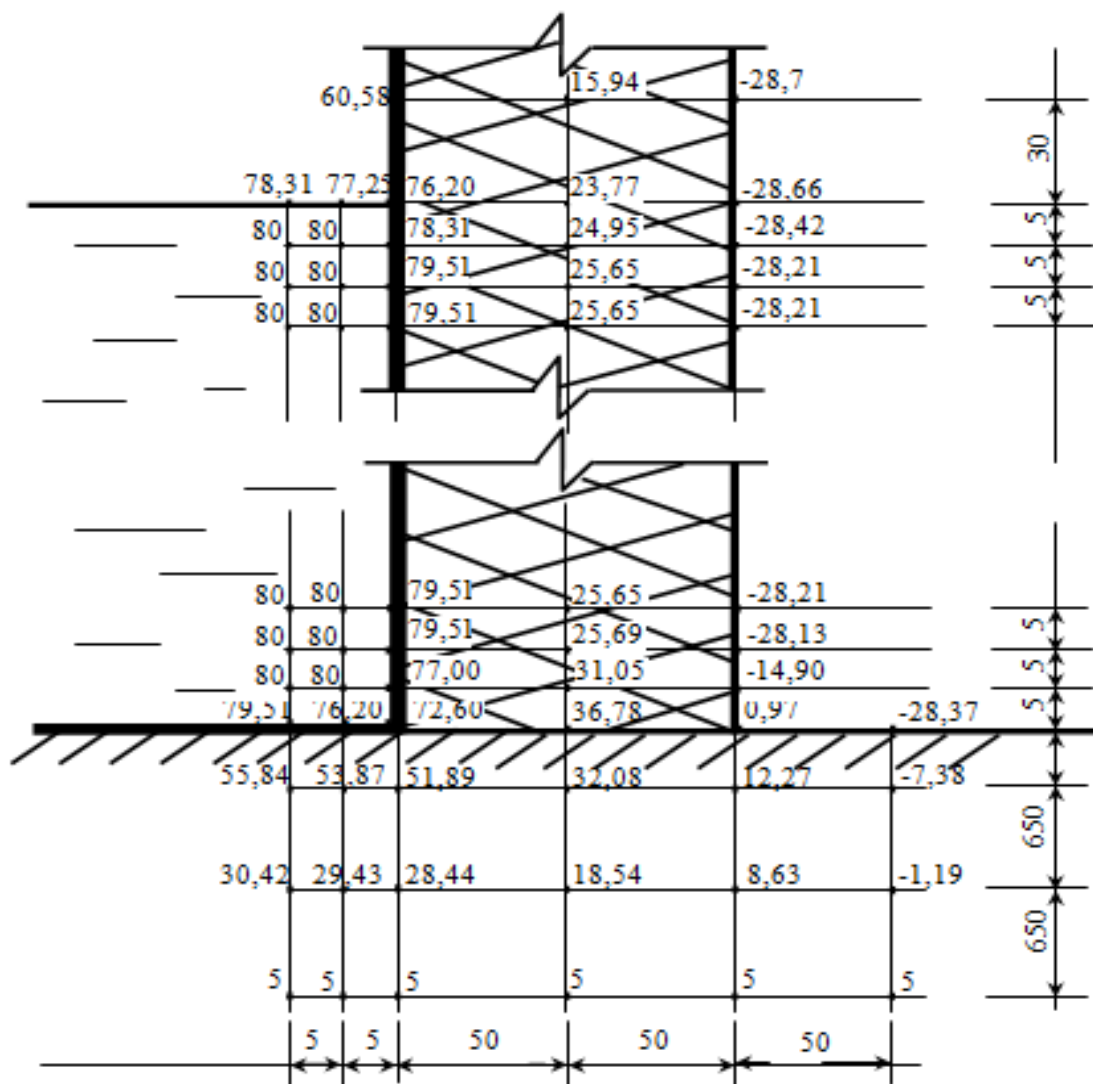


РИСУНОК 1. Результаты расчета температурного поля бака-аккумулятора

Расчет температурного поля бака-аккумулятора произведен при наружной температуре наиболее холодной пятидневки $t_{н} = -31$ °С и температуре воды $t_{воды} = 80$ °С. Бак-аккумулятор смонтирован по типовому проекту из листовой стали толщиной $\delta = 4 \div 7$ мм; коэффициент теплопроводности $\lambda = 58$ Вт/м·К. Снаружи бак покрыт тепловой изоляцией толщиной $\delta = 100$ мм, состоящей из минеральной ваты ($\lambda = 0,06$ Вт/м·К), связанной в маты, обтянутой плетеной сеткой. Для защиты от атмосферных осадков бак-аккумулятор обшит алюминиевым листом ($\lambda = 221$ Вт/м·К). Основание бака - слой песка, пропитанного мазутом, ($\lambda = 0,58$ Вт/м·К) толщиной $\delta = 20$ мм, уложенный на грунт ($\lambda = 1,75$ Вт/м·К).

По результатам расчетов установлено, что образование более нагретого основания под центральной частью днища бака и охлаждение поверхности жидкости паровоздушной смесью создает устойчивое циркуляционное течение. Схема и эпюра конвективного движения воды в баке-аккумуляторе приведена на рис. 2.

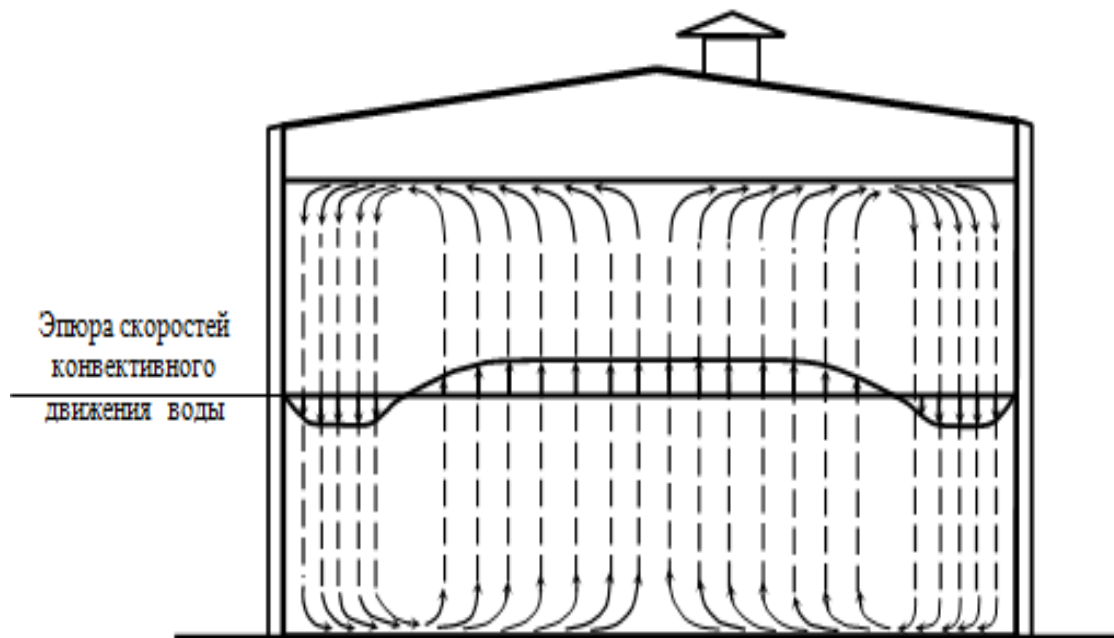


РИСУНОК 2. Схема и эпюра конвективного движения воды в баке

Теоретическое исследование процесса конвективной диффузии кислорода при хранении подпиточной воды в баке-аккумуляторе

Решение гидродинамической задачи конвективной диффузии в общем виде представляет большие трудности. Задача упрощается, если при хранении температура воды изменяется незначительно.

Для емкостей с жидкостью, хранящейся в условиях наружного воздуха, изменение температуры окружающей среды принимается с такой закономерностью [2]:

$$t_{\text{г}} = 12,76 - 9,44 \cos(\pi \tau / 12), \quad (1)$$

где τ – время, ч.

На основе баланса тепловых потерь получено дифференциальное уравнение:

$$\frac{dT}{d\tau} + ABT = ABt_{\text{г}}, \quad (2)$$

II Всероссийская научно-техническая конференция с международным участием
**«РАЗВИТИЕ МЕТОДОВ ПРИКЛАДНОЙ МАТЕМАТИКИ ДЛЯ РЕШЕНИЯ
 МЕЖДИСЦИПЛИНАРНЫХ ПРОБЛЕМ ЭНЕРГЕТИКИ»**

где $A = \frac{\alpha_2 S}{V \rho c}$; $B = \left[\frac{\lambda \alpha_1}{\alpha_1 \alpha_2 l + \alpha_1 \lambda + \alpha_2 \lambda} \right]$; V - объем воды, м³, ρ - плотность воды, кг/м³; c - теплоемкость

воды, Дж/кг·°C; α_1 - коэффициент теплоотдачи для жидкостной пленки, Вт/м²·°C; α_2 - коэффициент теплоотдачи от поверхности бака к воздуху, Вт/м²·°C; S - поверхность бака, м²; λ - теплопроводность изоляции, Вт/м·°C; l - толщина изоляции, м; T - температура воды, °C.

В результате решения уравнения (2) получена формула для определения температуры воды после ее хранения в баке-аккумуляторе в течение τ часов:

$$T = 12,76 + L \cdot \sin\left(\frac{\pi \tau}{12}\right) + D' \cdot \cos\left(\frac{\pi \tau}{12}\right) + (T_{нач} - L - 12,76) \cdot e^{-AB\tau}, \quad (3)$$

где $D' = \frac{9,44 \cdot AB^2}{0,262^2 + A^2 B^2}$; $L = \frac{2,47 \cdot AB}{0,262^2 + A^2 B^2}$; $T_{нач}$ - начальная температура воды.

В результате расчета доказано, что проектная тепловая изоляция бака в пределах нормируемого 10-ти часового режима хранения воды обеспечивает квазистационарные условия температурного поля. Для бака объемом 3000 м³ при начальной температуре $T_{нач}=80$ °C после 10 ч хранения температура воды составляет $T=79,17$ °C,

В целом перенос любой субстанции в жидкости описывается дифференциальным уравнением Фурье-Кирхгоффа:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x} \left(D_{эк} \frac{\partial K}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(D_{эк} \frac{\partial K}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(D_{эк} \frac{\partial K}{\partial z} \right) + q_w = \\ = \frac{\partial K}{\partial t} + u \frac{\partial K}{\partial x} + v \frac{\partial K}{\partial y} + w \frac{\partial K}{\partial z}, \end{aligned} \quad (4)$$

где $D_{эк}$ – суммарный (эквивалентный) коэффициент диффузии, м²/с; K – концентрация вещества в единице объема, г/м³; q_w – выделение (или поглощение) данного вещества в единице объема воды, г/м³·с; u, v, w – проекции скоростей на оси x, y, z ; τ – время.

На основе исследований переноса вещества в открытых водоемах, проведенных профессором Распопиным Г.А., исследовался процесс диффузии кислорода применительно к условиям эксплуатации баков-аккумуляторов [3, 4].

Дифференциальное уравнение конвективной диффузии кислорода в воде при одномерной задаче для квазистационарных условий $\left(\frac{\partial K}{\partial t} \right) = 0$ записывается в виде

$$q_k = -D_{эк} \frac{\partial K}{\partial z}, \quad (5)$$

где q_k – интенсивность конвективного переноса кислорода, г/м²·с; K – содержание кислорода, г/м³.

Знак минус показывает, что диффузионный поток частиц направлен от мест с большей концентрацией к местам с меньшей концентрацией.

Распределение $D_{эк}$ по толще воды описывается зависимостью:

$$D_{эк} = D + \frac{\kappa}{St} HU_0 \cdot (a\eta - b\eta^2), \quad (6)$$

где D – коэффициент молекулярной диффузии, м²/с; $\eta = z/H$ – относительное расстояние от дна.

Решение уравнения конвективной диффузии кислорода в воде бака-аккумулятора имеет вид:

$$q_{kn} = - \frac{L(K - K_0)}{\ln[LH(1 + LH/D)/D]}, \quad (7)$$

где q_{kn} – поток кислорода через свободную поверхность, $\text{г/м}^2 \cdot \text{с}$; $L = \frac{a\kappa U_0}{St}$; a, κ – коэффициенты;

$U_0 = \sqrt{\tau_{max}/\rho}$ – динамическая скорость; τ_{max} – касательное напряжение; $St = v/D_T$ – число Шмидта; K, K_0 – содержание кислорода у поверхности воды и у дна соответственно, г/м^3 ; D – коэффициент молекулярной диффузии, $\text{м}^2/\text{с}$; H – глубина, м.

Приведенные теоретические исследования относятся к режиму хранения воды в баках при неизменном уровне воды. Однако, в определенные периоды режим работы баков сопровождается интенсивным изменением уровня – это касается моментов заполнения-опорожнения баков. Массообмен в данных условиях зависит от очень большого числа факторов и математически описать его невозможно. Поэтому выполнено экспериментальное исследование процесса насыщения.

Экспериментальное исследование процесса насыщения воды кислородом

Получена обширная выборка данных по изменению содержания кислорода в подпиточной воде до и после баков-аккумуляторов на Ульяновской ТЭЦ-1 за три зимних месяца 2003-2004 гг. Содержание растворенного кислорода в подпиточной воде достигало 150 и более мкг/дм^3 , несмотря на эффективную деаэрацию воды. В среднем содержание кислорода после деаэраторов составляло 10-30 мкг/дм^3 . На рис.3 приведены данные за январь 2004 г.

Замеры производились три раза в сутки с помощью малогабаритного анализатора растворенного кислорода МАРК-301Т.

Установлено, что насыщение кислородом деаэрированной подпиточной воды в баках-аккумуляторах наиболее интенсивно происходит в период их заполнения-опорожнения.

Для выявления факторов, оказывающих наибольшее влияние на величину насыщения воды кислородом, применен статистический метод корреляционного анализа [2, 5]. Показателем взаимосвязанности переменных величин служит коэффициент корреляции r , который варьируется от $r=\pm 1$ при жесткой линейной зависимости до $r=0$ при отсутствии взаимосвязи между переменными.

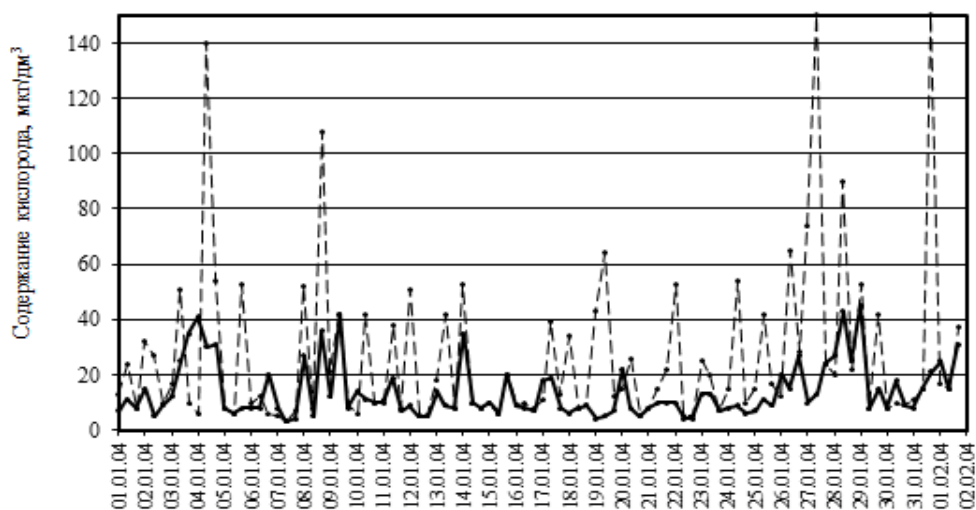


РИСУНОК 3. Содержание кислорода в подпиточной воде в январе 2004 г.:

- — — — — содержание кислорода в подпиточной воде до баков-аккумуляторов;
- — — — — содержание кислорода в подпиточной воде после баков-аккумуляторов

II Всероссийская научно-техническая конференция с международным участием
«РАЗВИТИЕ МЕТОДОВ ПРИКЛАДНОЙ МАТЕМАТИКИ ДЛЯ РЕШЕНИЯ
МЕЖДИСЦИПЛИНАРНЫХ ПРОБЛЕМ ЭНЕРГЕТИКИ»

С помощью корреляционного анализа выявлена наибольшая связь между величиной насыщения и скоростью падения уровня в баке (коэффициент корреляции $r=0,8$). Зависимости насыщения от величины падения уровня ($r=0,64$) и падения уровня, отнесенного к уровню воды на момент замера ($r=0,61$), существуют, но менее выражены. Насыщение воды кислородом не зависит от уровня воды в баке на момент замера ($r=0,3$) (рис. 4).

Уровень воды в баке-аккумуляторе варьируется от 4,5 до 8 метров. При максимальном водоразборе уровень воды в баке не опускается ниже 4 метров, однако, несмотря на наличие слоя воды значительной толщины, насыщение имеет место. Полученные результаты исследований не подтверждают выводы [6, 7] о том, что коррозионно-агрессивными газами насыщается лишь верхний слой воды в несколько сантиметров, а общая толща воды не подвергается заражению кислородом.

Приведенные теоретические и экспериментальные исследования описывающие процессы насыщения подпиточной воды кислородом в баках-аккумуляторах при режимах хранения и заполнения-опорожнения баков подтверждают необходимость применения средств защиты воды в них от повторного насыщения коррозионно-агрессивными газами.

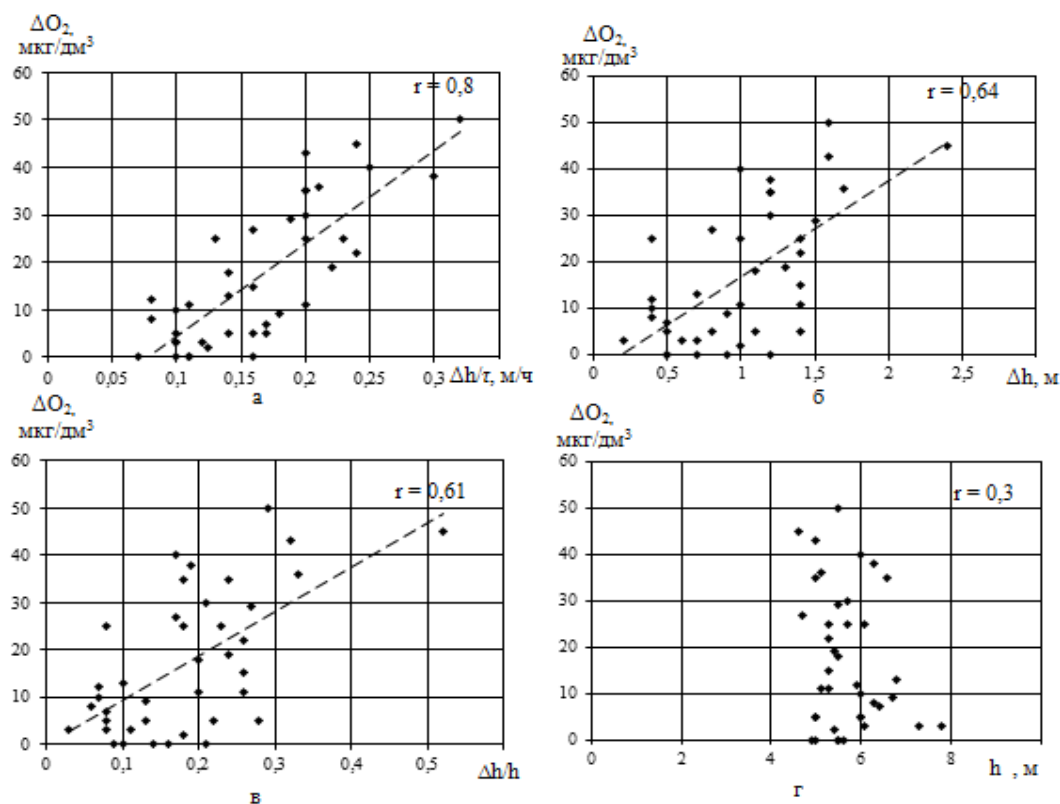


РИСУНОК 4. Насыщение подпиточной воды кислородом в баках-аккумуляторах в зависимости от: а – скорости падения уровня; б – величины падения уровня; в – величины падения уровня, отнесенной к уровню воды на момент замера; г – уровня воды в баках

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

По результатам проведенных исследований можно сделать следующие выводы:

1. Построением плоского температурного поля вертикального разреза бака-аккумулятора доказано наличие естественного конвекционного движения воды в нем, обусловленного изменением ее плотности по высоте бака в квазистационарном тепловом режиме его работы.

2. Установлено, что образование более нагретого основания под центральной частью днища бака и охлаждение поверхности жидкости паро-воздушной смесью создает устойчивое циркуляционное течение

3. В результате теоретического расчетного исследования доказано, что проектная тепловая изоляция бака в пределах нормируемого 10-и часового режима хранения воды обеспечивает квазистационарные условия температурного поля.

4. Получена математическая модель насыщения подпиточной воды кислородом в период хранения в баках-аккумуляторах ТЭЦ, происходящего по закону конвективной диффузии в квазистационарных температурных условиях.

5. С помощью корреляционного анализа выявлена наибольшая связь между величиной насыщения и скоростью падения уровня в баке (коэффициент корреляции $r=0,8$). Зависимости насыщения от величины падения уровня ($r=0,64$) и падения уровня, отнесенного к уровню воды на момент замера ($r=0,61$), существуют, но менее выражены. Насыщение воды кислородом не зависит от уровня воды в баке на момент замера ($r=0,3$).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Шарапов В.И., Ямлеева Э.У. Технологии защиты сетевой и подпиточной воды от азрации. – М: Издательство «Новости теплоснабжения», 2012. – 176 с.
2. Батунер Л.М., Позин М.Е. Математические методы в химической технике. Л.: Химия. 1971. 824 с.
3. Распопин Г.А. Процессы переноса и диффузия кислорода в водной среде // Известия вузов. Строительство. 2003. № 3. С.132-137.
4. Распопин Г.А., Ковалев Е.А. Расчет динамики речных потоков в нестационарных условиях// Метеорология и гидрология. 1981. № 10. С. 79-87.
5. Езекиел М., Фокс К.А. Методы анализа корреляций и регрессий. М.: Статистика. 1966.
6. Ефимов В.А., Туева А.А. Работа баков-аккумуляторов и качество воды // Электрические станции. 1967. № 5. С. 42-45.
7. Курнык Л.Н. Исследование работы бака-аккумулятора подпитки теплосети // Энергетик. 1971. № 8. С. 21-23.

Исследование диффузии жидкости кирпича из прессованного шлама

Т.В. Карпухина^{a)}, А.Р. Зелимова^{b)}

*Ульяновский государственный технический университет,
Российская Федерация, 432027, г. Ульяновск, ул. Северный Венец, д. 32*

^{a)} tkarpukhina@yandex.ru,
^{b)} zelimovaa@mail.ru

Аннотация. Рассмотрены шламы различных видов и методы их утилизации. На основе оригинальной методики определения коэффициента диффузии жидкости в капиллярно-пористом пространстве получены новые данные по коэффициенту диффузии жидкости для кирпича из прессованного шлама.

ШЛАМЫ РАЗЛИЧНЫХ ПРОИЗВОДСТВ

В современном мире одной из важнейших задач является проблема защиты окружающей среды. Выбросы промышленных предприятий, энергетических систем и транспорта в атмосферу, водоемы и недра на современном этапе развития науки и техники достигли таких размеров, что в ряде районов уровни загрязнений в несколько раз превышают допустимые санитарные нормы.

Для достижения задач сохранения и защиты окружающей среды необходимо внедрять малоотходные, энерго- и ресурсосберегающие технологии, использовать современное оборудование и проводить реконструкцию действующего производства.

Сейчас энергетика является основой для развития базовых отраслей промышленности, определяющих прогресс общественного развития. По мере развития экономики прирост масштабов энергопотребления происходит все быстрее. Каждое из направлений развития энергетики отражается на экологической обстановке региона.

Шлам негативно влияет на почву и водные ресурсы, и загрязняет атмосферу. При испарении легкие фракции попадают в атмосферу, откуда в дальнейшем выпадают на землю с осадками. В результате этого металлическая пыль проникает в почву и подземные воды.

Шлам – разновидность отходов, представляющая собой осадок, содержащий нерастворимые компоненты. Главными источниками такого отхода выступают добывающие предприятия, заводы, где производится обработка руды, нефти, угля.

На крупных предприятиях теплоэнергетики, таких как ТЭЦ, значительно количество образующихся отходов представляют собой отходы водоподготовки – недопал извести, шлам химвоочистки (ХВО), фильтрующие материалы и тому подобные.

Шлам образуется на водоподготовительных установках (ВПУ) при обработке воды, предназначенной для восполнения потерь пара, конденсата, сетевой воды ТЭЦ и для потребителей. Качество очищенной воды, подаваемой в пароводяной цикл котлов, должно обеспечить безаварийный (безнакипный, бескоррозионный) режим их работы, от чего во многом зависит надежность и экономичность работы всей ТЭЦ.

Несмотря на длительность и большое количество исследований в области экологически чистого производства, проблема утилизации и переработки промышленных отходов остается актуальной до сих пор. Поэтому появилась экономически, технологически и экологически обоснованная необходимость в разработке и внедрении всё новых прогрессивных и безопасных методов решения проблемы избавления биосферы от опасности ее загрязнения отходами производства и потребления.

Шлам представляет собой отходы продукта, которые состоят из мелкодисперсных частиц, получаемых в виде осадка. Внутри жидкости они находятся во взвешенном состоянии.

Шламы образуются при переработке сырьевых материалов в товарные продукты, например, в нефтеперерабатывающих, металлургических и других процессах, а также при бурении скважин, при водоподготовке и водоочистке.

Количество шламов колеблется в широком интервале в зависимости от типа производства. Например, количество нефтяных шламов, образующихся на нефтеперерабатывающих заводах, не превышает 1% от количества переработанной нефти, в то время как в производстве фосфора количество образующихся шламов достигает 30% от объема его производства.

Большое количество шламов, которые содержат ценные металлы и минералы, образуется в химической промышленности, в машиностроении и других областях. Так, например, на химических предприятиях страны ежегодно образуется до 120 тыс. тонн железосодержащих шламов, 70 тыс. тонн цинкосодержащих шламов, 13 тыс. тонн медьсодержащих шламов и другие [1].

ШЛАМЫ ХИМВОДООЧИСТКИ

На теплоэлектроцентралях образуются большие объемы отходов водоподготовки для восполнения потерь, связанных с отпуском технологического пара на производство электрической и тепловой энергии. Этими отходами является шлам химводоочистки (ХВО).

Шлам ХВО – это результат предварительной обработки воды. В водоподготовительных установках происходит предочистка воды методом осаждения. К процессам осаждения относятся: коагуляция, известкование и магниезиальное обескремнивание.

Для умягчения в воду добавляют известковое молоко, которое переводит растворимые бикарбонаты кальция и магния в нерастворимые карбонаты. После чего в воду добавляют $\text{FeSO}_4 \cdot 7\text{H}_2\text{O}$, который являясь коагулянтом, осаждает все взвеси и примеси в виде коллоидной массы. В процессе коагуляции двухвалентное железо окисляется и образует гидроксид железа, на поверхности которого адсорбируются коллоидные примеси воды. В результате сорбции гидроксидом железа коллоидных частиц примесей воды формируются хлопья. Укрупнившиеся хлопья оседают под действием силы тяжести, увлекая за собой взвешенные частицы. Шлам, содержащий 97 – 99% влаги обезвоживают.

В состав шлама входит (%): SiO_2 – 0-4,9; $\text{Fe}(\text{OH})_3$ – 5,8-7,1; $\text{CaSO}_4 \cdot 2\text{H}_2\text{O}$ – 3-9,5; CaCO_3 – 62,8-68,2; CaSO_4 – 3,9-6,6; органические вещества – 5,2-8,9. Шлам ХВО – это отход 5 класса опасности для окружающей среды, то есть, практически не опасен [2].

Ежегодно в зависимости от того, сколько производится электрической и тепловой энергии образуется от 6,5 до 7 тысяч тонн шлама. В этой связи огромной проблемой в энергетике является образование и утилизация большого количества шлама ХВО, который накапливается несколько лет в шламоотвалах.

Характер применения шламов зависит от многих факторов, в том числе содержания железа и других металлов в составе отхода.

Наличие вредных примесей также повышает его ценность, как при дальнейшей обработке можно снизить негативное влияние шламов на окружающую среду и уменьшить стоимость опасных элементов, таких как цинк, свинец и сера.

Современные опыты показали, что шлам химводоподготовки возможно использовать как второстепенный компонент при добавлении в смеси строительного назначения. Из-за того, что в шламе содержится большое количество карбоната кальция, на основе такого сырья производится воздушная известь.

Одним из современных направлений использования шлама ХВО является полимерная промышленность. В теплоэнергетике полимерные материалы используются как изоляционные материалы, изоляционные лаки и эмали. По своему химическому составу шлам химводоочистки близок к химическому составу мела. Шлам представляет собой мелкодисперсный порошок кремового цвета. А мел широко применяется для наполнения резин.

Химический состав шлама ХВО позволяет использовать его так же в качестве минерального удобрения. В основе шлама лежат соединения кальция (до 80%). Это оксид кальция, гидроксид калия, карбонат кальция. Водная среда шлама имеет $\text{pH} = 9,7$ (щелочная среда). Шлам может использоваться для

II Всероссийская научно-техническая конференция с международным участием «РАЗВИТИЕ МЕТОДОВ ПРИКЛАДНОЙ МАТЕМАТИКИ ДЛЯ РЕШЕНИЯ МЕЖДИСЦИПЛИНАРНЫХ ПРОБЛЕМ ЭНЕРГЕТИКИ»

нейтрализации кислых почв (в технологии этот процесс называется подщелачиванием). Это позволяет экономить минерально-сырьевые природные ресурсы.

Известен способ получения известкового удобрения [3], где в качестве известьсодержащего отхода может использоваться шлам химводоочистки.

Способ позволяет получить продукт, пригодный для использования в качестве известкового удобрения и одновременно обезвредить отходы бурения и утилизировать, например, шлам ХВО.

Возможно применение шлама водоподготовки в качестве удобрения с целью повышения урожайности. Также известен способ получения гранулированного известково-аммиачного удобрения с использованием карбонатных шламов [4]. Сущность изобретения заключается в том, что конверсионную суспензию, содержащую карбонат кальция и аммиачную селитру, смешивают с карбонатным шламом и плавом аммиачной селитры при соотношении карбонатный шлам: плав аммиачной селитры: конверсионная суспензия, равном (0,05-0,3):(0,01-0,2) соответственно, полученную смесь обрабатывают нейтрализующей добавкой, в качестве которой берут аммонизированный нитрофосфатный раствор с pH 0,3-0,5, а грануляцию и сушку ведут при температуре 210-270 °С. При смешении конверсионной суспензии с плавом аммиачной селитры и карбонатным шламом происходит заметное снижение общей влажности смеси, повышается концентрация основного вещества в ней, что в конечном итоге приводит к увеличению производительности процесса и снижению энергозатрат на последующих стадиях грануляции и сушки продукта. сельскохозяйственных культур в слабокислых почвах.

Таким образом, применение в качестве минерального эмульгатора шлама – продукта водоочистки и водоумягчения на ТЭЦ, позволяет получать высокодиспергированные битумные пасты с повышенными адгезионными показателями и клеящей способностью. Разработанный состав битумной водоземлюсионной пасты может быть успешно использован в строительстве при производстве кровельных и гидроизоляционных работ, а также при выполнении асфальтно-бетонных работ. А само изобретение позволит упростить и удешевить технологию приготовления данной пасты за счет использования готового к употреблению отхода.

Шлам химводоочистки так же используется в качестве адсорбента. Метод адсорбции основан на физических свойствах некоторых твердых тел удерживать на своей поверхности некоторые компоненты газовой смеси. В пористых телах с капиллярной структурой поверхностное поглощение дополняется капиллярной конденсацией.

Одним из основных параметров при выборе адсорбентов является адсорбционная способность по извлекаемому компоненту. Адсорбция эффективна при удалении больших концентраций загрязняющих веществ. Этот метод применяется в тех случаях, когда необходима гарантированная рекуперация достаточно ценной примеси, когда нужно удалить пары ядовитых веществ и предполагаемых канцерогенов.

Одним из способов модернизации существующей схемы очистки сточных вод является замена древесного активированного угля и дробленого антрацита шламом ХВО на последней ступени очистки.

Это позволит при использовании существующего типового оборудования снизить затраты на очистку сточных вод ТЭС от нефтепродуктов, поскольку шлам ХВО получается в цикле самой станции в результате процессов коагуляции и известкования воды и не требует дополнительных затрат на его приобретение.

Шлам ХВО имеет микропористую структуру, это позволяет ему сорбировать нефть и нефтепродукты. Его можно использовать в виде фильтрующего материала на последних стадиях технологической очистки сточных вод и нефтепродуктов. У высушенного шлама влажность 3%, достаточно однородный гранулометрический состав, высокая пористость, что особенно важно при использовании его сорбционных свойств в режиме фильтрования.

Дешевизна шлама ХВО, доступность позволяют исключить его регенерацию. Поэтому необходимая степень очистки сточных вод достигается с минимальными затратами, а утилизации отработанного материала путем совместного сжигания с вспомогательным топливом позволяет получить дополнительное количество теплоты для нужд станции.

МЕТОДЫ УТИЛИЗАЦИИ ШЛАМА

Утилизация шламов является весьма сложной экологической задачей, которая сопровождается многочисленными техническими и технологическими решениями.

В зависимости от состава и физико-химических свойств шламов применяют различные методы их обезвреживания и переработки: химические, физико-химические, термические и их комбинации. Во многих случаях наиболее распространенными способами утилизации шламов являются термические. Огневая обработка позволяет полностью обезвредить горючие составляющие шламов с получением безвредных продуктов горения и зольных остатков, состоящих из металлов и их оксидов. Наряду с прямым сжиганием термические методы часто являются составной частью комплексных технологий обезвреживания и утилизации шламов.

В этих технологиях термическая обработка либо предшествует, либо следует за физико-химическим или химическим процессом выделения ценных материалов из шламов. Такими комплексными методами извлекают железо из шламов, восстанавливают катализаторы, содержащие никель, палладий, платину, медь, теллур и другие ценные металлы, а также извлекают эти металлы из отработанных катализаторов.

На некоторых производствах концентрация металлических частиц достигает 80%, поэтому существуют методы извлечения металлов из шлама.

С каждым годом все больше увеличивается темп научно-технического прогресса, следовательно, воздействие человека на природу становится все более мощным. В окружающую среду внедряются чужеродные ей отходы, которые представляют огромную опасность.

Одной из мер по защите окружающей нас среды является утилизация и вторичное использование отходов различных видов производств, например, отходами нефтепереработки является нефтешлам, в ТЭЦ – это шламы водоподготовки и так далее. Отходы могут различаться по характеру образования, по химическому составу. Исходя из этого, существует множество методов утилизации этих самых отходов, а также множество направлений использования их.

Для того чтобы было понимание, каким образом и где использовать шламы производств, необходимо изучить их свойства.

ДИФфуЗИЯ ЖИДКОСТИ КИРПИЧА ИЗ ПРЕССОВАННОГО ШЛАМА

Массоперенос в капиллярно-пористых телах — сложный процесс, который обусловлен рядом причин:

- а) видом технологического процесса: сушка, десорбция, экстрагирование или гетерогенный катализ на пористых катализаторах;
- б) характеристикой пористой среды: величина и конфигурация пор, распределение пор по размерам, характер соединения их между собой и пр.;
- в) энергетическим состоянием поверхности стенок пор;
- г) величиной физико-химического сродства молекул извлекаемого вещества (диффузант) и «скелета» твердого тела;
- д) степенью заполнения пор извлекаемым веществом;
- е) условиями проведения процесса: температуры, давления и пр.

Миграция распределяемого вещества в одних пористых материалах происходит по системе пор, сохраняющих свою форму и размеры в течение процесса диффузии.

Основными механизмами изотермического переноса массы вещества в таких материалах являются при больших влагосодержаниях – капиллярный поток, при малых - нормальная или стесненная диффузия пара, пленочное течение и поверхностная диффузия.

Диффузия – это процесс перераспределения элементов в системе под действием теплового движения атомов и молекул. Возможность прогнозировать перераспределение химических элементов в материале при термических и химических воздействиях на него заложено в решении основного уравнения феноменологической теории диффузии – второму закону Фика.

Диффузия – взаимное проникновение соприкасающихся веществ друг в друга вследствие теплового движения частиц вещества. Коэффициент диффузии – количество вещества (в массовых единицах), проходящего в единицу времени через участок единичной площади. Собственно, диффузия не является процессом, протекающим под действием какой-либо особой силы, но представляет собой результат беспорядочного движения атомов, т. е. статическую задачу.

Перенос вещества через стенки пор, осуществляемый молекулярной или осмотической диффузией, может либо подчиняться закону Фика, либо характеризоваться аномальной диффузией – в зависимости от масштаба и скорости происходящих структурных изменений. Кроме того, в коллоидных капиллярно-пористых материалах характер диффузии зависит от того, являются ли поры замкнутыми или образуют сквозные, сообщающиеся между собой каналы. В материалах с замкнутыми порами диффузия молекул

II Всероссийская научно-техническая конференция с международным участием «РАЗВИТИЕ МЕТОДОВ ПРИКЛАДНОЙ МАТЕМАТИКИ ДЛЯ РЕШЕНИЯ МЕЖДИСЦИПЛИНАРНЫХ ПРОБЛЕМ ЭНЕРГЕТИКИ»

через стенки пор (наиболее медленная стадия процесса) лимитирует общую скорость диффузии; при этом коэффициент диффузии имеет тот же порядок величины, что и в материале, составляющем стенки пор.

Аномальная диффузия в полимерных капиллярно-пористых материалах проявляется при диффузии молекул жидкости, являющейся в термодинамическом смысле «хорошим» растворителем по отношению к самой твердой фазе, способным вызвать структурные изменения полимерного материала в ходе процесса.

Коэффициент диффузии D является одной из наиболее важных величин, определяющих скорость диффузии, он зависит от природы растворителя и растворенного вещества, от структурных факторов (размер зерна, плотность и характеристики распределения дефектов строения кристаллической решетки) и очень сильно от температуры, то есть анализ D представляет собой достаточно сложную физическую задачу.

По предлагаемому способу [6] определен коэффициент диффузии жидкости для кирпича из прессованного шлама (рис. 1).



РИСУНОК 1. Образцы кирпичей из прессованного шлама

При обработке полученных результатов были определены значения коэффициента диффузии $D=4 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$. Относительная погрешность определения коэффициента диффузии, приведенная к доверительной вероятности 0,95, составляет $\pm 5\%$.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Таким образом, рассмотрены шламы различных видов, представлены методы их утилизации. На основе специально разработанной методики определения коэффициента диффузии жидкости в капиллярно-пористом пространстве были получены новые данные по коэффициенту диффузии жидкости для кирпича из прессованного шлама.

БЛАГОДАРНОСТИ

Исследование выполнено при поддержке гранта Президента РФ по проекту НШ-28.2022.4.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Энерго- и ресурсосберегающие технологии и аппараты очистки жидкостей в нефтехимии и энергетике / А.Г. Лаптев, М.И. Фарахов, М.М. Башаров [и др.] / под ред. А.Г. Лаптева. – Казань.: Отечество, 2012. – 410 с.
2. Современные методы подготовки воды для промышленного и бытового использования – М.: ДеЛи принт, 2014. – 328 с.

3. Патент 2378233/ Неваленова Т. В., Сафарова В. И. и др. Способ получения известкового удобрения. Заявлено 10.09.2009. Опубликовано 10.01.2010.
4. Патент 2096394 Россия, МПК С 05 G 1/08, С 05 С 1/02. Способ получения гранулированного известково-аммиачного удобрения Дорошенко В.В., Долгов В.В., Жиликова Н.Б., Молчанова Т.А., Савельев. М.А., Федоров Н.Н., Казак В.Г., Бродский А.А., Бризицкая Н.М., № 96122209/25, заявл. 20.11.1996, опубл. 20.11.1997
5. Патент 94025040 / Шеина Т. В., Коренькова С. Ф., Клименков О. М. Битумная вододисперсионная паста. Заявлено 04.07.1994. Опубликовано 10.05.1996.
6. Патент РФ 2469292. Способ определения коэффициента диффузии жидкости в капиллярно-пористом теле / Ковальногов В.Н., Ковальногов Н.Н., Павловичева Т.В. №2011114023/28. Заявл.08.04.2011. Опубл. 10.12.2012. Бюл. № 34.

Применение системы дополнительного подогрева обратной сетевой воды в котельных установках

О.В. Пазушкина^{a)}, М.В. Золин^{b)}

*Ульяновский государственный технический университет,
Российская Федерация, 432027, г. Ульяновск, ул. Северный Венец, д. 32*

^{a)} *o.pazushkina@yandex.ru*

^{b)} *zolinm6@gmail.com*

Аннотация. Статья посвящена разработке технологии повышения экономичности и эффективности котельных установок за счёт дополнительного подогрева обратной сетевой воды с помощью выпара деаэратора. Процесс деаэрации воды рассмотрен на примере котельной пивоваренного завода AB InBev Efes в г. Ульяновск, где тепловый пункт оборудован системами автоматизации, и регулирование подачи пара на отопление осуществляется автоматически в зависимости от температуры обратной сетевой воды. Благодаря разработанной схеме и в зависимости от количества выпара атмосферного деаэратора обратная сетевая вода может подогреваться на 3 – 10 °С.

Эффективная эксплуатация оборудования тепловых сетей и котельных установок является непростой задачей. Говоря о тепловых электростанциях, вырабатывающих электрическую энергию, крупных производственных котельных и котельных установках, снабжающих теплом отдельные районы города, отметим, что водоподготовка непосредственно влияет на экономичность их работы. Основными этапами подготовки воды на теплоэнергетических установках являются предочистка, обессоливание и деаэрация. Термическая деаэрация – удаление агрессивных газов, приводящих к коррозии оборудования, является наиболее энергоёмким процессом. Вода в процессе деаэрации очищается от кислорода и диоксида углерода, которые затем удаляются из деаэратора с выпаром.

В настоящее время существует значительное количество производственных предприятий, которые снабжены собственными котельными установками. В котельных, используемых для выработки пара, а также отопительных котельных, обслуживающих теплосети, деаэрация воды является обязательным процессом. Рассмотрим процесс деаэрации воды на примере котельной пивоваренного завода AB InBev Efes в г. Ульяновск.

Предприятие разделено на следующие структурные подразделения: варочное подразделение, цех розлива, склад готовой продукции, служба главного инженера, администрация. На территории данного завода имеется своя котельная, которая вырабатывает пар как для производственных, так и для отопительных нужд.

В котельной также предусмотрено автоматическое регулирование, контроль, защита оборудования (автоматика) и управление технологическими процессами котельной.

Для автоматизации используется система управления LOOS LSC, которая управляет котельной установкой с несколькими котлами, анализатором воды, деаэрационной установкой, конденсатными установками, обеспечением топливом.

Для осуществления процесса деаэрации на предприятии установлена деаэрационная установка LOOS, которая включает в себя атмосферный деаэратор TDM-50 и подведенные к нему трубопроводы [1, 2].

В схему котельной атмосферный деаэратор TDM-50 включен по достаточно распространенной схеме, приведенной на рисунке 1, где по трубопроводу отвода выпара часть отводимого из атмосферного деаэратора выпара подается в охладитель выпара, а оставшаяся часть удаляется в атмосферу.

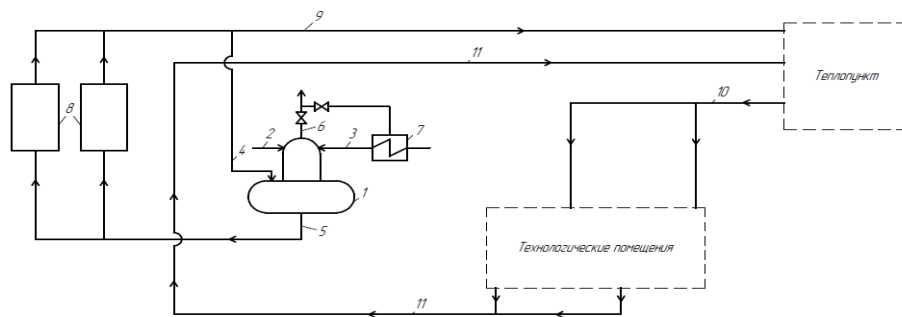


РИСУНОК 1. Действующая схема включения деаэрационной установки LOOS: 1 – деаэратор атмосферный TDM-50; 2 – трубопровод подвода конденсата с производства; 3 – трубопровод подвода химически очищенной воды; 4 – трубопровод подвода греющего агента; 5 – трубопровод отвода деаэрированной воды; 6 – трубопровод отвода пара; 7 – охладитель пара; 8 – котёл, 9 – паропровод; 10 – трубопровод подачи сетевой воды; 11 – трубопровод обратной сетевой воды

Конденсат с производства и химически очищенная вода, предварительно подогретая в охладителе пара, поступают в верхнюю часть деаэратора на распределительную тарелку, с которой отдельными и равномерными струйками распределяются по всему сечению колонки и стекают вниз последовательно через ряд расположенных одна под другой промежуточных тарелок с мелкими отверстиями. Пар для подогрева воды подводится в бак-аккумулятор под водяную завесу, образуящуюся при стекании воды с тарелки на тарелку, и, расходясь по всему сечению колонки, поднимается вверх навстречу деаэрируемой воде, нагревая ее до температуры кипения 104-106 °С. При этой температуре коррозионно-агрессивные газы выделяются из воды и вместе с остатком несконденсировавшегося пара удаляются через трубопровод отвода пара непосредственно в атмосферу или в охладитель пара. Освобожденная от газов и подогретая вода стекает в бак-аккумулятор, откуда направляется по трубопроводу деаэрированной воды в котлы. Далее, пар из котлов подается в теплопункт, где происходит подогрев сетевой воды. Сетевая вода, в свою очередь, обеспечивает теплоснабжение всего здания, где находится котельная, циркулируя по подающему и обратному трубопроводам.

Данная схема при всей её очевидной простоте и надежности имеет недостаток, заключающийся в больших потерях теплоты с удалением пара деаэратора, что значительно снижает экономичность и эффективность котельной установки. Также немаловажным недостатком является частичный, а в наиболее холодные зимы более частый расход производственного пара на подогрев сетевой воды в теплопункте перед подачей её в систему [3, 4].

Для исключения вышеприведенных недостатков предложена схема деаэрационной установки, показанная на рис. 2, позволяющая повысить экономичность и эффективность котельной за счёт дополнительного подогрева обратной сетевой воды паром атмосферного деаэратора TDM-50.

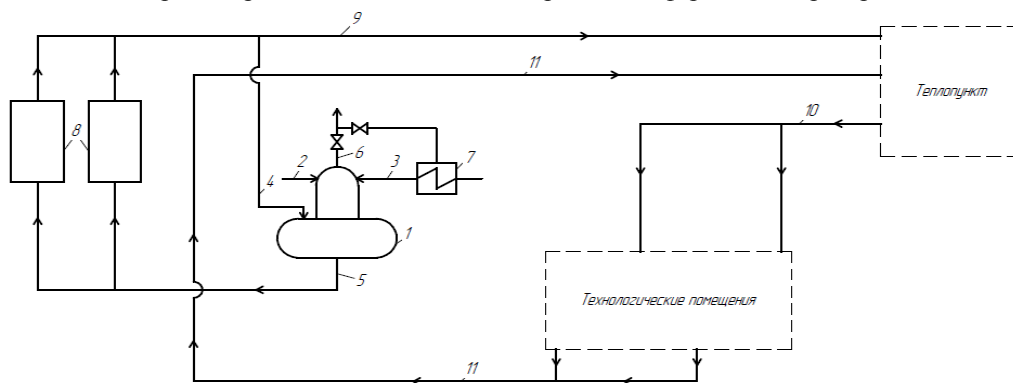


РИСУНОК 2. Усовершенствованная схема включения деаэрационной установки: 1 – деаэратор атмосферный TDM-50; 2 – трубопровод подвода конденсата с производства; 3 – трубопровод подвода химически очищенной воды; 4 – трубопровод подвода греющего агента; 5 – трубопровод отвода деаэрированной воды; 6 – трубопровод отвода пара; 7 – охладитель пара; 8 – котёл, 9 – паропровод; 10 – трубопровод подачи сетевой воды; 11 – трубопровод обратной сетевой воды; 12 – теплообменник

II Всероссийская научно-техническая конференция с международным участием «РАЗВИТИЕ МЕТОДОВ ПРИКЛАДНОЙ МАТЕМАТИКИ ДЛЯ РЕШЕНИЯ МЕЖДИСЦИПЛИНАРНЫХ ПРОБЛЕМ ЭНЕРГЕТИКИ»

Её особенность заключается в том, что к трубопроводу отвода пара помимо охладителя пара подключен теплообменник с присоединенным к нему трубопроводом обратной сетевой воды. Сетевая вода, циркулирующая в системе отопления здания, где находится котельная, из теплопункта по трубопроводу подачи сетевой воды подается в технологические помещения, а оттуда по трубопроводу обратной сетевой воды поступает в теплообменник. В нем за счет подачи пара деаэратора происходит подогрев воды. Далее сетевая вода, предварительно подогретая в теплообменнике, направляется обратно в теплопункт.

Поясним, что в котельных установках, в которых теплопункт оборудован системами автоматики, и регулирование подачи пара на отопление осуществляется автоматически в зависимости от температуры обратной сетевой воды, будет достигаться экономия пара, подаваемого в теплопункт, за счет увеличения температуры обратной сетевой воды. Особенно это актуально в отопительный период, когда расход пара на теплопункт достаточно большой.

Оценивая целесообразность применения предложенной схемы применительно к пивоваренному заводу AB InBev Efes в г. Ульяновск, где теплопункт оборудован системами автоматики, и регулирование подачи пара на отопление осуществляется автоматически в зависимости от температуры обратной сетевой воды, необходимо учесть следующие сведения:

- температура пара атмосферного деаэратора TDM-50 стабильна и составляет 102-110 °С;
- в зимний период 2019 г. и 2021 г. (холодные зимы в г. Ульяновск) при наиболее экономичном режиме, когда многие ответвления системы отопления и вентиляции отключены, расход пара на атмосферный деаэратор TDM-50 составил от 5 до 13 т/сут, а расход пара на теплопункт 2 – 6 т/сут;
- в зимний период 2020 г. (теплая зима в г. Ульяновск) также при наиболее экономичном режиме расход пара на атмосферный деаэратор TDM-50 составил также 5 – 13 т/сут, а расход пара на теплопункт значительно снизился и составил 1 – 2 т/сут.

Рассчитаем температуру обратной сетевой воды после вновь установленного теплообменника $t_{обр}$. Предполагается, что в разные промежутки времени пар атмосферного деаэратора будет попеременно направляться либо на подогрев химически очищенной воды, либо на подогрев обратной сетевой воды в теплообменнике.

В атмосферный деаэратор TDM-50 направляются следующие потоки:

- 1) конденсат с производства с расходом $D_{к.л} = 451$ т/сут и температурой $t_{к.л} = 93$ °С.
- 2) химически очищенная вода, расход которой $D_{хво} = 16$ т/сут и температура $t_{хво} = 25$ °С.
- 3) пар на деаэратор – $D_{пар} = 5$ т/сут и $t_{пар} = 115$ °С.

Из деаэратора отводятся:

- 1) питательная вода котлов $D_{пит} = D_{к.л} + D_{хво} = 467$ т/сут.
- 2) пар деаэратора $D_{вып}$, кг/с.

При этом для атмосферного деаэратора по ГОСТ 16860-88 количество пара составляет 2 кг на 1 т деаэрированной воды. Но, как показывают исследования [5-10] и практика эксплуатации деаэрационных установок, данное правило не всегда соответствует действительности. Температура пара $t_{вып} = 106$ °С.

Температура сконденсировавшегося после рассматриваемого теплообменника пара $t_{конд} = 65$ °С. Расход обратной сетевой воды, подогреваемой в теплообменнике, составляет $D_{обр} = 7,5$ т/ч, а температура $t'_{обр} = 44$ °С (соответствует температуре воды в обратном трубопроводе при температуре наружного воздуха $t_n = 0$ °С по температурному графику г. Ульяновска).

Для вычисления температуры обратной сетевой воды после теплообменника $t''_{обр}$ используем уравнение теплового баланса:

$$D_{вып} \cdot (h_{вып} - h_{конд}) \cdot \eta = D_{обр} \cdot (h''_{обр} - h'_{обр}), \quad (1)$$

где $h_{вып}$, $h_{конд}$, $h'_{обр}$, $h''_{обр}$, кДж/кг – соответственно энтальпии пара, конденсата пара, обратной сетевой воды на входе в теплообменник и выходе из него при указанных выше температурах; $\eta = 0,98$ – коэффициент, учитывающий потери теплоты в окружающую среду.

В результате расчёта получены зависимости температуры обратной сетевой воды, нагреваемой в теплообменнике (рисунок 3) от расхода пара атмосферного деаэратора TDM-50 (в кратностях на 1 т деаэрированной воды) по следующим условиям:

- линия 1 (рисунок 3) получена при температуре наружного воздуха $t_n = 0$ °С, температуре пара $t_{вып} = 106$ °С;

– линия 2 (рисунок 3) получена при температуре наружного воздуха $t_n = -5\text{ }^\circ\text{C}$, температуре выпара $t_{\text{вып}} = 102\text{ }^\circ\text{C}$;

линия 3 (рисунок 3) получена при температуре наружного воздуха $t_n = 5\text{ }^\circ\text{C}$, температуре выпара $t_{\text{вып}} = 110\text{ }^\circ\text{C}$.

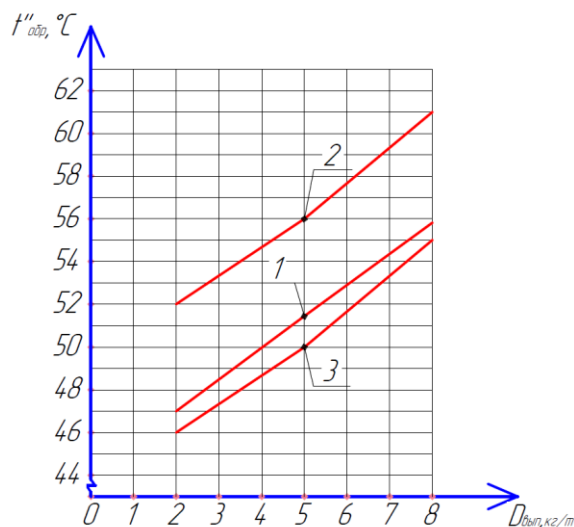


РИСУНОК 3. График зависимости температуры обратной сетевой воды от расхода выпара деаэратора: 1 – зависимость при $t_n = 0\text{ }^\circ\text{C}$, $t_{\text{вып}} = 106\text{ }^\circ\text{C}$; 2 – зависимость при $t_n = -5\text{ }^\circ\text{C}$, $t_{\text{вып}} = 102\text{ }^\circ\text{C}$; 3 – зависимость при $t_n = 5\text{ }^\circ\text{C}$, $t_{\text{вып}} = 110\text{ }^\circ\text{C}$

Из графика (рис. 3) видно, что, если подогрев осуществляется количеством выпара, соответствующим нормативной величине, температура обратной сетевой воды после вновь установленного теплообменника составит порядка $46 - 52\text{ }^\circ\text{C}$ в зависимости от температуры выпара и температуры наружного воздуха. При фактическом расходе выпара $5 - 8\text{ кг/т}$ деаэрированной воды подогрев обратной сетевой воды составит $7 - 10\text{ }^\circ\text{C}$.

Также отметим, что на выходе из атмосферного деаэратора TDM-50 вода имеет высокие показатели качества по содержанию в ней кислорода, что наглядно показано на рис. 4.

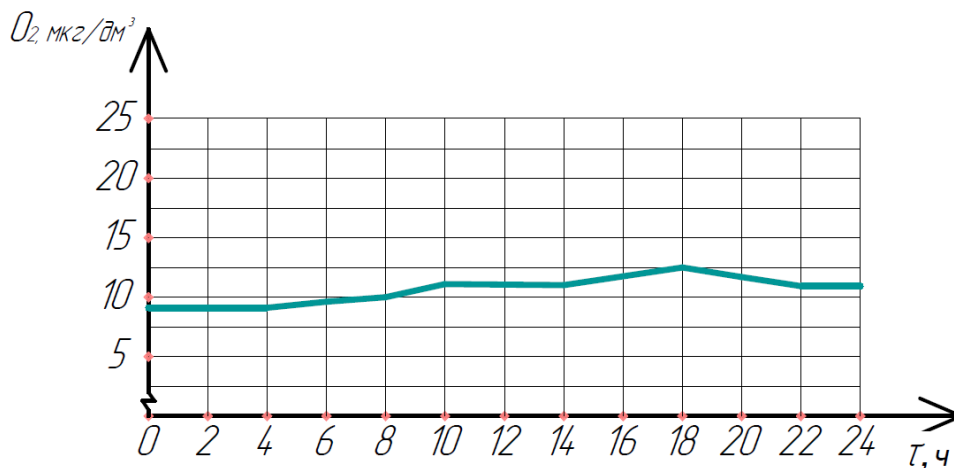


РИСУНОК 4. Остаточное содержание кислорода в деаэрированной воде

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Разработана схема, которая позволяет исключить потери теплоты, удаляемой с выпаром атмосферного деаэратора в атмосферу, повысить экономичность и эффективность котельной установки за

II Всероссийская научно-техническая конференция с международным участием
**«РАЗВИТИЕ МЕТОДОВ ПРИКЛАДНОЙ МАТЕМАТИКИ ДЛЯ РЕШЕНИЯ
МЕЖДИСЦИПЛИНАРНЫХ ПРОБЛЕМ ЭНЕРГЕТИКИ»**

счет подогрева обратной сетевой воды и снизить расход производственного пара на подогрев обратной сетевой воды.

2. Благодаря разработанной схеме и в зависимости от количества выпара атмосферного деаэрата, обратная сетевая вода может нагреваться во вновь установленном теплообменнике на 3 °С при нормативном расходе выпара и на 7 – 10 °С при фактическом эксплуатационном расходе выпара.

3. По подсчетам в периоды теплых зим на Ульяновском пивоваренном заводе АВ InBev Efes при минимальных нагрузках котельной установки подогрев обратной сетевой воды в теплообменнике с помощью выпара атмосферного деаэрата может выступать в качестве основной или дополнительной ступени подогрева.

4. Остаточное содержание кислорода в деаэрированной воде варьируется от 9 до 15 мкг/дм³.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Zangeneh Sh., Bakhtiari R. Failure investigation of a deaerating feed-water heater in a power plant / *Engineering Failure Analysis* 2019;(101):145-156.
2. Пазушкина О.В., Золин М.В., Морозов Д.С. Применение экономически эффективной технологии подогрева обратной сетевой воды в котельных установках / Теоретические основы теплогазоснабжения и вентиляции. Сборник докладов VIII Всероссийской научно-технической конференции, посвященной столетию МИСИ-МГСУ 2020;(1):154-158.
3. Чупова А.В., Галковский В.А. Деаэрация как способ защиты теплоэнергетического оборудования от коррозии / Интернет-журнал «НАУКОВЕДЕНИЕ» 2017, 9(2) [электронный ресурс] Режим доступа: <http://naukovedenie.ru/PDF/62TVN217.pdf>.
4. Пазушкина О.В., Морозов Д.С., Золин М.В. Применение выпара атмосферного деаэрата в отопительных котельных / Состояние и перспективы развития электро- и теплотехнологии (XXI Бенардосовские чтения). Материалы международной научно-технической конференции 2021;(1):347-350.
5. Leduhovsky, G.V. Modeling The Water Decarbonization Processes In Atmospheric Deaerators / *Thermal engineering* 2017;64(2):127-133.
6. Orlov M.E., Sharapov V.I. About the results of experimental study performed on a «decarbonizer- vacuum deaerator» system/ *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. 2019.
7. Sharapov V.I. The vapor of thermal deaerators as a factor of their energy efficiency// *Power Technology and Engineering* 2020;(1): 96-100.
8. Расчет минимального удельного расхода выпара / Пазушкина О.В., Врясов В.С. Свидетельство о регистрации программы для ЭВМ № 2021613479. Рег. от 09.03.2021.
9. Шарапов В.И. О выпаре термических деаэраторов, как факторе их энергетической эффективности // *Электрические станции* 2019;(12):14-19.
10. Sharapov V.I., Kamalova R.I. Degassing of water with exhaust gases of the boiler // *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. 2019.

Модернизация систем вентиляции цехов пайки и лужения

А.В. Марченко^{а)}, Е.С. Багрова^{б)}

Ульяновский государственный технический университет,
Российская Федерация, 432027, г. Ульяновск, ул. Северный Венец, д. 32

^{а)} al-marchenko@yandex.ru
^{б)} zhenya.potapova690@yandex.ru

Аннотация. Задача проекта заключается в модернизации местной и общеобменной систем вентиляции цехов пайки и лужения для обеспечения необходимых параметров микроклимата в соответствии с нормативной документацией и повышения энергоэффективности.

Система вентиляции производственных помещений играет важную роль, так как от эффективности её работы зависит самочувствие и здоровье людей, находящихся на рабочих местах. В цехах пайки и лужения выделяются такие вредные вещества, как фтористые соединения, оксиды азота, озон, оксиды углерода. Количество данных веществ в рабочей зоне не должны превышать пределы допустимых концентраций (табл.1).

ТАБЛИЦА 1. ПДК вредных веществ в воздухе рабочей зоны [1]

Наименование вещества	Величина ПДК, мг/м ³
Фтористый водород	0,5
Оксид азота	5,0
Оксид углерода	3,0
Озон	0,1

В цехах пайки и лужения должны обязательно быть предусмотрены системы общеобменной и местной вентиляции согласно нормативной документации [2]. Основное назначение местной вентиляции – недопущение попадания загрязненного воздуха в органы дыхания и глаза. Кроме того, системы вентиляции должны быть просты в конструкции, не мешать производственному процессу, располагаться таким образом, чтобы летучие вещества и пары удалялись сверху, а вещества тяжелее воздуха снизу.

Принцип действия общеобменной вентиляции заключается в разбавлении загрязненного и перегретого воздуха до уровня, соответствующего нормативной документации.

Приточная система вентиляции цеха нацелена на приток свежего воздуха в объемах, необходимых для нормального функционирования производства. В системах приточного типа чаще всего используют каналные вентиляторы, которые обеспечивают забор наружного воздуха с дальнейшим его пропуском через калориферы, где при необходимости осуществляется его нагрев и увлажнение [3].

Вытяжную общеобменную вентиляцию используют для создания циркуляции воздушных потоков, с помощью удаления отработанного воздуха.

В течение долгих лет работы на производстве система вентиляции изнашивается. Необходимы новые решения для повышения энергоэффективности и поддержания параметров микроклимата на необходимом уровне согласно нормативной документации. Рассмотрим введение новых решений в системы вентиляции цехов пайки и лужения ульяновского предприятия по производству осветительных приборов – завода Legrand.

В качестве материала воздуховодов общеобменной вентиляции предлагается применить стеклопластик. Основные преимущества стеклопластика следующие: малый удельный вес, позволяющий значительно облегчить монтаж и крепление воздуховодов, диэлектрические свойства (стеклопластик относится к электроизоляционному материалу), высокая коррозионная способность (такие воздуховоды не подвергаются электрохимической коррозии, устойчивы к различным агрессивным средам, что во

II Всероссийская научно-техническая конференция с международным участием «РАЗВИТИЕ МЕТОДОВ ПРИКЛАДНОЙ МАТЕМАТИКИ ДЛЯ РЕШЕНИЯ МЕЖДИСЦИПЛИНАРНЫХ ПРОБЛЕМ ЭНЕРГЕТИКИ»

много раз увеличивает срок службы воздуховодов), высокие механические свойства (воздуховоды выдерживают высокие статические и динамические нагрузки), теплоизоляционные свойства.

Использование воздуховодов из стеклопластика является рациональным решением из-за данных преимуществ по сравнению со стальными или алюминиевыми воздуховодами. Пластиковые каналы без проблем способны выдержать многократные санитарные процедуры, несколько не страдая от этого, что для металлических воздуховодов является невозможным. Диаметры данных воздуховодов для рассматриваемых цехов, исходя из вычислений, находятся в диапазоне от 600 до 1000 мм. Воздуховоды из стеклопластика выдерживают температуру до 170 °С, загораются при 800 °С, а также устойчивы к кислотным испарениям, воздействию галогенов и ультрафиолета.

Местные отсосы, расположенные на рабочих местах, необходимо также заменить на более современные, компактные и эффективные устройства. Рассмотрим преимущества местного отсоса Deli российской компании СовПлим, который предназначен для использования в качестве местной вентиляции на рабочих местах в цехах пайки и лужения. Усовершенствованные модели местных отсосов имеют следующие преимущества: легкое крепление, подвижность местного отсоса, осуществляемая за счёт гибкого рукава, прочная и износостойкая конструкция [4]. Исходя из расчётов расхода воздуха, удаляемого от каждого рабочего места, подбираем модели местного отсоса Deli-100 и Deli-125 для цехов пайки и лужения завода Legrand. Расход воздуха удаляемый с помощью местного отсоса Deli-100 равен 250-500 м³/ч, а для местного отсоса Deli-125 – 500-700 м³/ч. Количество необходимых местных отсосов изображено на плане (рис. 1). Данные местные отсосы способны удалять большее количество вредных веществ в процентном соотношении, за счёт чего уменьшается количество воздуха, удаляемое с помощью общеобменной вентиляции, и, следовательно, осуществляется экономия при подборе общеобменной вентиляции. Данные местные отсосы предназначены для продолжительной работы в закрытых помещениях, что во много раз увеличивает срок службы местной вентиляции на производстве.

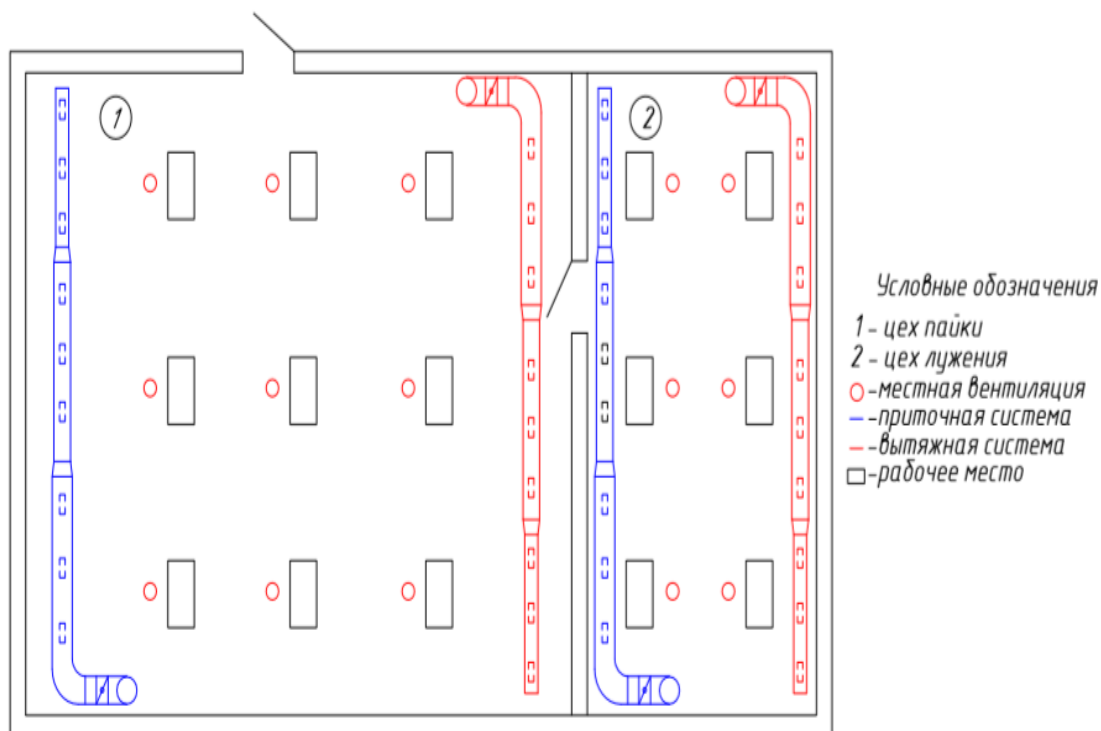


РИСУНОК 1. План систем вентиляции цехов пайки и лужения завода Legrand [5]

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Проектирование систем вентиляции в цехах пайки и лужения является сложной инженерной задачей, требующей особого внимания и знаний специфики работы на производстве, от качества выполнения которой зависит самочувствие и здоровье сотрудников. Несмотря на то, что модернизация системы вентиляции цехов пайки и сварки имеет большие капитальные затраты, но, за

счёт долговечной работы, эксплуатационные затраты минимальны. Окупаемость данного проекта осуществляется примерно через 1,5 – 2 года.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. ГН 2.2.5.3532-18 Предельно допустимые концентрации (ПДК) вредных веществ в воздухе рабочей зон.
2. СП 1009-73. Санитарные правила при сварке, наплавке и резке металлов.
3. Методы обследования и гигиенической оценки производственной вентиляции: учебное пособие / Г. В. Куренкова, Е. В. Жукова, Е. П. Лемешевская; ФГБОУ ВО ИГМУ Минздрава России, Кафедра профильных гигиенических дисциплин. – Иркутск : ИГМУ, 2021. – 48 с.
4. Каталог компании СовПлим. Режим доступа: <https://sovplym.ru/products/>.
5. Проектная документация завода Legrand. – г. Ульяновск.

К расчету количества и основных свойств биогазового топлива, полученного из органических отходов

М.Е. Орлов^{a)}, С. Ожогин^{b)}

*Ульяновский государственный технический университет,
Российская Федерация, 432027, г. Ульяновск, ул. Северный Венец, д. 32*

^{a)} mi5h@mail.ru

^{b)} mr.sergey.ozhogin@yandex.ru

Аннотация. В работе рассмотрены возможности производства и основные характеристики биогазового топлива, полученного из органических отходов животноводства, растениеводства и жизнедеятельности человека, влияние теплофизических свойств на теплоту сгорания и возможности замещения у потребителей природного газа. Решение данной задачи является значимым этапом на пути развития нетрадиционной энергетики, базирующейся на использовании новых видов топлив. С целью автоматизации создана и зарегистрирована компьютерная программа, позволяющая за короткое время производить многовариантные расчеты и сравнивать различные виды биогазового топлива.

СОСТАВ И СВОЙСТВА БИОГАЗОВОГО ТОПЛИВА

Биогазовое топливо занимает одну из ведущих позиций в структуре возобновляемых источников энергии, которые позволяют улучшить экономическую составляющую и сократить выбросы парниковых газов.

Биогаз – общее название горючей газовой смеси, получаемой при разложении органических субстанций в результате анаэробного микробиологического процесса (метанового брожения). Его основные компоненты: метан (CH_4) – 55-65% и углекислый газ (CO_2) – 35-45%, а также в очень малых количествах, около 1%, другие газы, например – водород (H_2) и сероводород (H_2S). Средняя теплота сгорания биогаза, содержащего около 60% метана, равна 22 МДж/м³. Поскольку горючая часть биогаза состоит из метана (температура воспламенения метана около 645°C), его причисляют к семейству природных газов.

В зависимости от биомассы, используемой для производства биогаза, можно выделить следующие его виды:

- газ метантенков, получаемый на городских канализационных очистных сооружениях (БГ КОС);
- биогаз, получаемый в биогазовых установках при сбраживании отходов сельскохозяйственных производств (БГ СХП);
- биогаз, получаемый на полигонах отходов, содержащих органические компоненты (БГ ТБО) [1].

Состав биогаза меняется в зависимости от того, как он получается и какое сырье для него использовано. В сводной табл. 1 наглядно видно процентное содержание состава биогаза из разного сырья.

Наибольшей стабильностью отличается биогаз, который вырабатывают с помощью биогазовых установок посредством сбраживания сырья под действием бактерий. В качестве сырья используются органические отходы, а также мусорные и растительные отходы. В метановом разложении сырьевой массы участвуют гидролизные, кислотообразующие и метанообразующие бактерии. В процессе распада органических веществ на жиры, сахара и аминокислоты, взаимодействующие с метаногенными бактериями, образуется биогаз [2].

ТАБЛИЦА 1. Примерный процентный состав биогазового топлива, полученного из различных отходов

Исходное сырье	Содержание метана, %	Содержание углекислого газа, %	Содержание сероводорода, %	Содержание водорода, %	Содержание других газов, %
Навоз КРС	65	30	3	1	1
Свиной навоз	65-70	30-35	1,5	1	2,5
Птичий помет	60	35	1	1	3
Овечий навоз	70	25	2,5	0,5	2
Конский навоз	56-60	37	0-3	1	1-5
Овощные отходы	50-70	30-50	0-3	0-1	1-5
Картофельная ботва	60-75	25-40	0-3	0-1	1-5
Свекольная ботва	85	10	2	1	2
Пшеничная солома	50-60	40-50	0-3	0-1	1-5
Ржаная солома	59	35	2	1	3
Ячменная солома	59	35	2	1	3
Овсяная солома	59	35	2	1	3
Кукурузная солома	59	35	2	1	3
Лен	59	35	3	2	1
Конопля	59	35	3	2	1
Свекольный жом	59	35	3	2	1
Листья подсолнечника	59	35	3	2	1
Клевер	59	35	1,5	0,5	4
Трава	70	25	0,5	0	4,5
Листья деревьев	58	35	2,5	0,5	4

Биологический газ, получаемый в биогазовых установках, представляет собой смесь газов, среди которых наибольший процент составляют метан, углекислый газ. Кроме этих газов в составе присутствуют водород, сероводород и другие. Биогаз может представлять собой биометан или биоводород. Биометан - это аналог газа природного происхождения. Его основу составляет метан. Процентное содержание каждого газа варьируется [2].

Из-за разного процентного содержания каждого газа варьируются и значения основных теплотехнических параметров, таких как высшая и низшая теплота сгорания, плотность биогазового топлива, число Воббе.

Высшую теплоту сгорания газообразного топлива Q_v , кДж/м³, определяют как сумму произведений высших теплот сгорания горючих компонентов на их объемные доли

$$Q_v = \sum_{i=1}^n Q_i x_i / 100, \quad (1)$$

где Q_v – высшая теплота сгорания сухого газообразного топлива, кДж/м³; Q_i – высшая теплота сгорания i -го компонента, составляющих газообразное топливо, кДж/м³ (прил. 2); x_i – объемная доля i -го компонента, входящего в газообразное топливо, %.

Низшая теплота сгорания биогазового топлива Q_n , кДж/м³, рассчитывается по формуле, аналогичной выражению (1), только в левую часть формулы подставляются низшие теплоты сгорания компонентов, составляющих биогазовое топливо.

Плотность газообразного топлива определяют как сумму произведений плотности компонентов на их объемные доли по следующей формуле

$$\rho = \sum_{i=1}^n \rho_i x_i / 100, \quad (2)$$

где ρ – плотность биогазового топлива, кг/м³; ρ_i – плотность i -го компонента, входящего в газообразное топливо, кг/м³.

II Всероссийская научно-техническая конференция с международным участием «РАЗВИТИЕ МЕТОДОВ ПРИКЛАДНОЙ МАТЕМАТИКИ ДЛЯ РЕШЕНИЯ МЕЖДИСЦИПЛИНАРНЫХ ПРОБЛЕМ ЭНЕРГЕТИКИ»

Согласно ГОСТ 5542–2022 [3] горючие свойства природных газов характеризуются числом Воббе W_0 , кДж/м³, которое представляет собой отношение высшей теплоты сгорания Q_v , кДж/м³, к корню квадратному из относительной (по воздуху) плотности газа $\rho_{отн}$:

$$W_0 = Q_v / \sqrt{\rho_{отн}}, \quad (3)$$

где $\rho_{отн}$ – относительная плотность биогазового топлива при нормальных условиях.

ПРОГРАММА РАСЧЕТА ТЕОРЕТИЧЕСКОГО ОБЪЕМА ПОЛУЧЕНИЯ БИОГАЗА ИЗ РАЗЛИЧНЫХ ОТХОДОВ

Для автоматизации и удобства расчетов свойств и теоретического объема получения биогаза из различных видов отходов бытовой, промышленной и сельскохозяйственной деятельности разработана и зарегистрирована «Программа калькуляции теоретического объема получения биогаза из отходов» [4]. Программа может применяться в сфере газоснабжения для расчета получаемого объема биогаза, его состава и теплотехнических характеристик.

В главном меню (рис. 1) выбирается вид отходов животного или растительного происхождения.

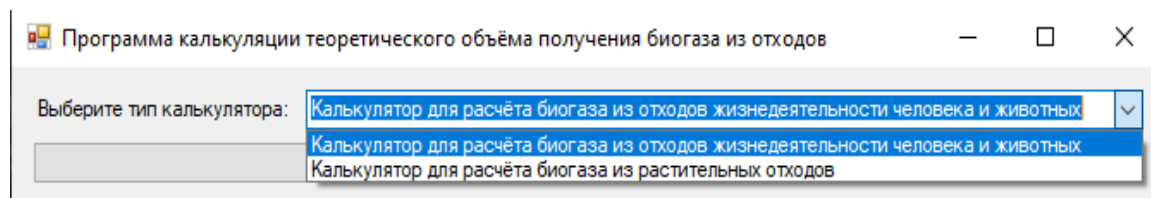


РИСУНОК 1. Главное меню программы калькуляции теоретического объема получения биогаза из отходов

Во второстепенном меню выбирается тип отходов и задается количество голов животных, либо масса отходов (рис. 2).

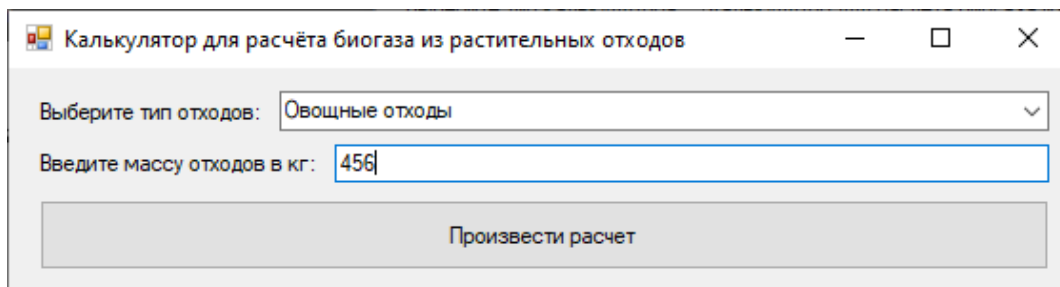


РИСУНОК 2. Второстепенное меню программы калькуляции теоретического объема получения биогаза из отходов

После этого нажимается кнопка «Произвести расчет», и выходит окно с результатами. Результатом работы программы является количество полученного биогаза, его объемный состав в процентном соотношении, основные теплотехнические параметры (высшая и низшая теплота сгорания, плотность биогазового топлива, число Воббе), а также пересчет полученного биогаза на эквивалентное количество природного газа (рис. 3).

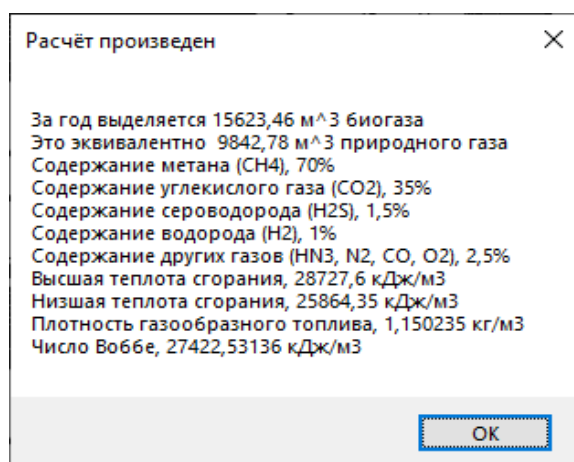


РИСУНОК 3. Окно результатов расчета «Программы калькуляции теоретического объема получения биогаза из отходов»

Значения основных теплотехнических параметров, рассчитанных с помощью программы [4], приведены в сводной табл. 2.

ТАБЛИЦА 2. Основные теплотехнические характеристики различных видов биогазового топлива

Исходное сырье для биогаза	Высшая теплота сгорания Q_v , кДж/м ³	Низшая теплота сгорания Q_n , кДж/м ³	Плотность биогазового топлива ρ , кг/м ³	Число Воббе W_0 , кДж/м ³
Навоз КРС	26926,9	24235,1	1,11872	26054,538
Свиной навоз	28727,6	25864,35	1,15023	27422,531
Птичий помет	24677,5	22226,1	1,17594	23306,531
Овечий навоз	28855,15	25982,05	1,06007	28694,888
Конский навоз	25060,3	22569,5	1,19048	23521,236
Овощные отходы	29046,3	26153,5	1,06443	28825,080
Картофельная ботва	31038,65	27954,7	0,99272	31903,675
Свекольная ботва	34770,7	31294,6	0,86383	38287,281
Пшеничная солома	25060,3	22569,5	1,18607	23564,874
Ржаная солома	24533,5	22102,6	1,18416	23096,035
Ячменная солома	24533,5	22102,6	1,18416	23096,035
Овсяная солома	24533,5	22102,6	1,18416	23096,035
Кукурузная солома	24533,5	22102,6	1,18416	23096,035
Лен	24663	22192,7	1,17545	23275,945
Конопля	24663	22192,7	1,17545	23275,945
Свекольный жом	24663	22192,7	1,17545	23275,945
Листья подсолнечника	24663	22192,7	1,17545	23275,945
Клевер	24468,75	22057,55	1,18851	23006,693
Трава	28598,1	25774,25	1,06009	28465,113
Листья деревьев	24324,75	21934,05	1,19673	22799,173

ПОТЕНЦИАЛ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ БИОГАЗОВОГО ТОПЛИВА В ЖИЛИЩНО-КОММУНАЛЬНОМ ХОЗЯЙСТВЕ РАБОЧЕГО ПОСЕЛКА ИШЕЕВКА

При рассмотрении возможности производства биогаза для котельных в Ульяновской области в качестве примера был взят рабочий поселок Ишеевка с населением около 11 тыс. человек.

В качестве сырья предлагается использовать канализационные стоки из системы поселковой канализации. В стандартной схеме используются пять канализационных насосных станций (КНС) для прокачки отходов в очистные сооружения. Центральной канализацией обеспечено около 50% домовладений.

При объеме канализационных сбросов, составляющем около 6500 м^3 в сутки, и при пересчете его в биогаз выходит около 1 млн м^3 /год биогаза, что определяется по формуле

$$V = 365w\mu km, \quad (4)$$

где V – годовой объем биогаза, м^3 ; w – среднесуточный объем сбросов, $\text{м}^3/\text{сут.}$; μ – теоретический выход газа, $\text{м}^3/\text{кг}$; m – масса биомассы, кг; k – процентное соотношение сухого остатка от общей массы.

По соотношению полученной теплоты при пересчете на природный газ мы можем получить объем эквивалентный 630 тыс. м^3 в год.

Среднее значение низшей теплоты сгорания биогаза равно $20,6 \text{ МДж}/\text{м}^3$, а у природного газа $32,7 \text{ МДж}/\text{м}^3$, т.е. по теплоте сгорания 1 м^3 биогаза эквивалентен $0,63 \text{ м}^3$ природного газа [5].

По соотношению теплоты сгорания потенциальная экономия природного газа при замещении его биогазом составляет 630 тыс. м^3 , при стоимости 1 тыс. м^3 природного газа 5990 руб. (в 2021 г.) ежегодная экономическая выгода составит около 3,8 млн. руб.

Расчеты показывают, что внедрение данной технологии на территории р.п. Ишеевка Ульяновского района Ульяновской области является перспективным и экономически оправданным решением.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Выполненные исследования показывают, что биогазовое топливо, полученное из различных органических отходов, является перспективным возобновляемым энергоресурсом, который может использоваться как в жилищно-коммунальном хозяйстве, так и в промышленности. Для автоматизации и удобства проведения многовариантных расчетов теоретического объема биогаза, получаемого из различных видов отходов бытовой, промышленной и сельскохозяйственной деятельности, разработана и зарегистрирована компьютерная программа. Результатом работы программы является количество полученного биогаза, его объемный состав в процентном соотношении, основные теплотехнические параметры (высшая и низшая теплота сгорания, плотность биогазового топлива, число Воббе), а также пересчет полученного биогаза на эквивалентное количество природного газа.

БЛАГОДАРНОСТИ

Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства науки и высшего образования Российской Федерации (Соглашение № 075-15-2021-584).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Баадер В. Биогаз: теория и практика. – М: Колос, 2011.
2. Чернин С.Я. Парубец Ю.С. Российский опыт внедрения биогазовых технологий для производства электрической и тепловой энергии. Журнал «Новости теплоснабжения» №8(132), 2011. [Электронный ресурс] // URL: https://www.rosteplo.ru/Tech_stat/stat_shablon.php?id=3922.
3. ГОСТ 5542-2022. Газ природный промышленного и коммунально-бытового назначения. Технические условия. М.: Российский институт стандартизации, 2022. [Электронный ресурс] // URL: <https://files.stroyinf.ru/Data/777/77776.pdf> (дата обращения 20.09.2022).

4. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2022617394. Программа калькуляции теоретического объема получения биогаза из отходов / М.Е. Орлов, С.Д. Ожогин. – Зарег. 20.04.2022.
5. Чадова Н.А., Чадов А.Ю. Технологии производства биогаза и перспективы его применения в России. URL: <https://scienceforum.ru/2017/article/2017033030>. (Дата обращения 16.03.2022).

Оценка возможности использования избытков пара промышленной котельной для производства электроэнергии с помощью паровой винтовой машины

М.Е. Орлов^{а)}, И.В. Винайкина^{б)}

*Ульяновский государственный технический университет,
Российская Федерация, 432027, г. Ульяновск, ул. Северный Венец, д. 32*

^{а)} mi5h@mail.ru

^{б)} iravinaykina@gmail.com

Аннотация. В целях энергосбережения рассмотрены возможности применения паровой винтовой машины (ПВМ) на промышленно-отопительных котельных, имеющих избытки водяного пара, для получения собственной электрической энергии.

Применение данной энергоустановки значительно повышает эффективность котельных и является энергосберегающим решением. Паровая винтовая машина позволяет эффективно утилизировать избыточную тепловую энергию бесполезно редуцируемого пара и получать электрическую энергию на собственные нужды котельной без дополнительного сжигания топлива.

В результате произведен подбор паровой винтовой машины ПВМ-250 для котельной завода газосиликатных изделий «Теплон» г. Ульяновска, и рассчитана экономическая эффективность и срок окупаемости проекта по внедрению паровой винтовой машины в котельную. В ходе проведения расчетов получены следующие результаты: выработка электроэнергии на собственные нужды составит около 2 тыс. МВт·ч, а срок окупаемости проекта по внедрению паровой винтовой машины в котельную составит 3 года.

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ И ПОДБОР ПАРОВОЙ ВИНТОВОЙ МАШИНЫ ДЛЯ КОТЕЛЬНОЙ ЗАВОДА ГАЗОСИЛИКАТНЫХ ИЗДЕЛИЙ «ТЕПЛОН»

Паровая винтовая машина – инновационная разработка в сфере повышения энергоэффективности и ресурсосбережения, которая позволяет продуктивно утилизировать избыточную тепловую энергию дросселируемого пара и получать электрическую энергию без дополнительного сжигания топлива. Основное отличие энергоустановок с ПВМ от паротурбинных энергоустановок заключается в следующем. Паротурбинные установки спроектированы практически на одно единственное сочетание расхода и давлений пара на входе в машину и на выходе из нее. Данное сочетание условий по пару определяет мощность машины. В то же время условия по пару в различных котельных могут существенно различаться и с течением времени меняться, поэтому маловероятно, чтобы они совпали с расчетными условиями работы машины [1].

Конструкция ПВМ позволяет в широком диапазоне приспосабливаться к условиям работы конкретной котельной и, как следствие, может покрывать диапазон мощности от 250 до 1000 кВт [2].

В табл. 1 приведены основные параметры и технические характеристики турбогенератора ПВМ.

Каждое такое сочетание режимных параметров пара определяет мощность ПВМ. Оптимальная настройка конструкции ПВМ на определенное сочетание параметров пара осуществляется за счет подбора в широком диапазоне соответствующих конструктивных параметров ПВМ при единой базовой конструкции машины, которая определяется литейными моделями корпуса.

ТАБЛИЦА 1. Основные параметры и технические характеристики турбогенератора ПВМ [4]

Наименование	ПВМ-250	ПВМ-500	ПВМ-1000
Тип расширителя	винтовой	винтовой	винтовой
Рабочая среда	водяной пар	водяной пар	водяной пар
Давление на входе, МПа	0,8-1,4	0,8-1,4	0,8-1,4
Температура пара на входе, °С	до 300	до 300	до 300
Давление на выходе, МПа	0,2-0,6	0,2-0,6	0,2-0,6
Расход пара, т/ч	4-10	7-18	10-25
Максимальная электрическая мощность, кВт	250	500	1000

Энергоустановка с ПВМ может использоваться для автономного режима работы, для режима работы параллельно сети, а также для привода исполнительных механизмов (например, водяных насосов). При работе в параллельном режиме энергоустановка работает на электрическую сеть предприятия, покрывая часть его собственных нужд в электроэнергии и уменьшая тем самым ее потребление из сети [3].

На рис. 1 представлена упрощенная схема включения ПВМ в параллельный редуцирующему клапану паропровод котельной завода газосиликатных изделий «Теплон».

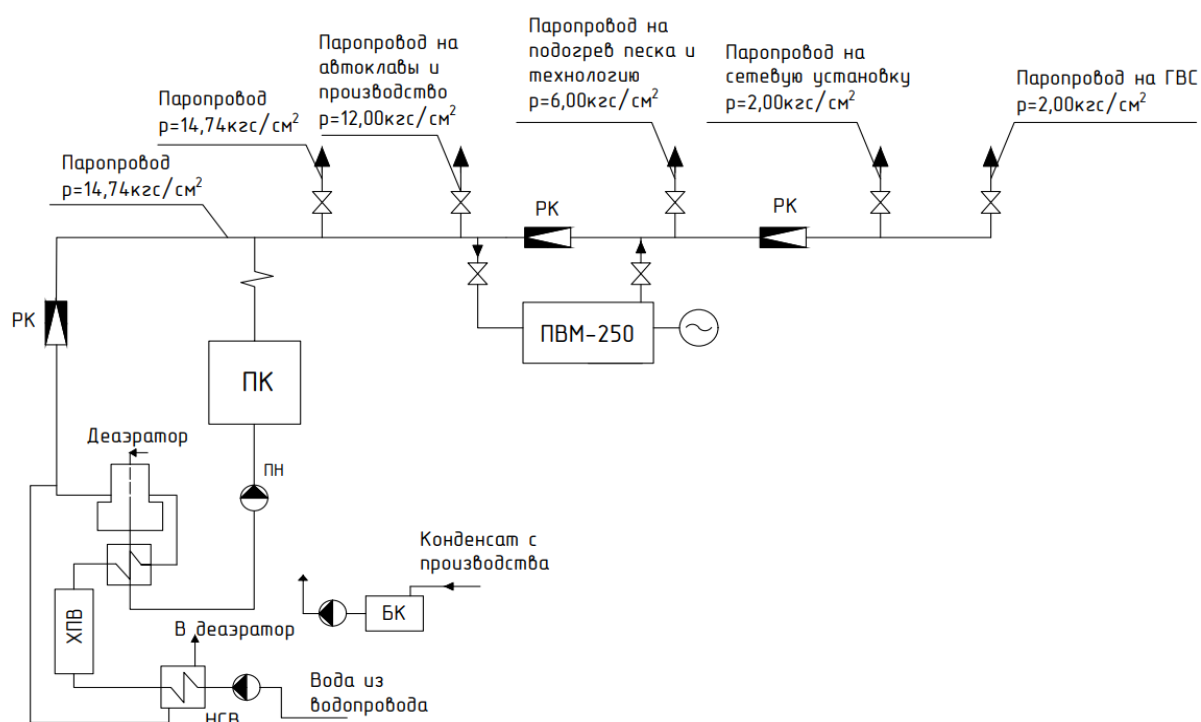


РИСУНОК 1. Схема включения ПВМ в параллельный редуцирующему клапану паропровод котельной завода газосиликатных изделий «Теплон»

Для организации когенерации на котельной завода газосиликатных изделий «Теплон» г. Ульяновска подберем паровую винтовую машину. Отпуск пара потребителям осуществляется через редуцирующую установку, которая рассчитана на редуцирование всего пара, поступающего в ЦТП. Давление пара на входе в ЦТП составляет $14,74 \text{ кгс/см}^2$, снижение давления пара производится редуцирующими клапанами с $p_1=14,74 \text{ кгс/см}^2$ до $p_2=12,00 \text{ кгс/см}^2$, $G=14,0 \text{ т/ч}$, затем давление снижают с $p_1=12,00 \text{ кгс/см}^2$ до $p_2=6,00 \text{ кгс/см}^2$, $G=4,250 \text{ т/ч}$ и с $p_1=6,00 \text{ кгс/см}^2$ до $p_2=2,00 \text{ кгс/см}^2$, $G=2,250 \text{ т/ч}$. Мы наблюдаем как в редуцирующих устройствах бесполезно теряется потенциальная энергия пара. Для решения этой проблемы паровая винтовая машина ПВМ-250 устанавливается на паропроводе параллельном редуцирующему клапану, который предназначен для уменьшения давления с $p_1=12,00 \text{ кгс/см}^2$ до $p_2=6,00 \text{ кгс/см}^2$. Тем самым полезно используется перепад давления пара для выработки электроэнергии. Паровая винтовая машина была подобрана в соответствии с основными параметрами и техническими характеристиками турбогенератора ПВМ-250.

РАСЧЕТ ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ И СРОКА ОКУПАЕМОСТИ ПРОЕКТА

Рассчитаем экономическую эффективность внедрения ПВМ в тепловую схему котельной завода газосиликатных изделий «Теплон» г. Ульяновска.

Планируемое число часов работы ПВМ в году составляет 8016 ч.

Выработка электроэнергии на собственные нужды котельной ПВМ N , МВт·ч, определяется по формуле:

$$N = N_{эл.} n_{ч.}, \quad (1)$$

где $N_{эл.}$ – выработка электроэнергии на собственные нужды, МВт; $n_{ч.}$ – время наработки, час.

Экономия электрической энергии \mathcal{E} , тыс. руб. в год, на собственные нужды котельной за год определяется по формуле:

$$\mathcal{E} = NC_{сн.}, \quad (2)$$

где N – выработка электроэнергии ПВМ в год, МВт·ч; $C_{сн.}$ – цена электроэнергии на собственные нужды, руб./МВт·ч (стоимость 1кВт·ч для юридических лиц в Ульяновской области составляет 4,16 руб./кВт·ч. соответственно, $C_{сн.} = 4160$ руб./МВт·ч).

Прибыль Π , тыс.руб., определяется по формуле:

$$\Pi = \mathcal{E} - \mathcal{Z}_{рем.}, \quad (3)$$

где $\mathcal{Z}_{рем.}$ – затраты на ремонт оборудования.

На рис. 2 представлен график, который иллюстрирует экономический эффект внедрения ПВМ в котельную с 2022 по 2032 г.

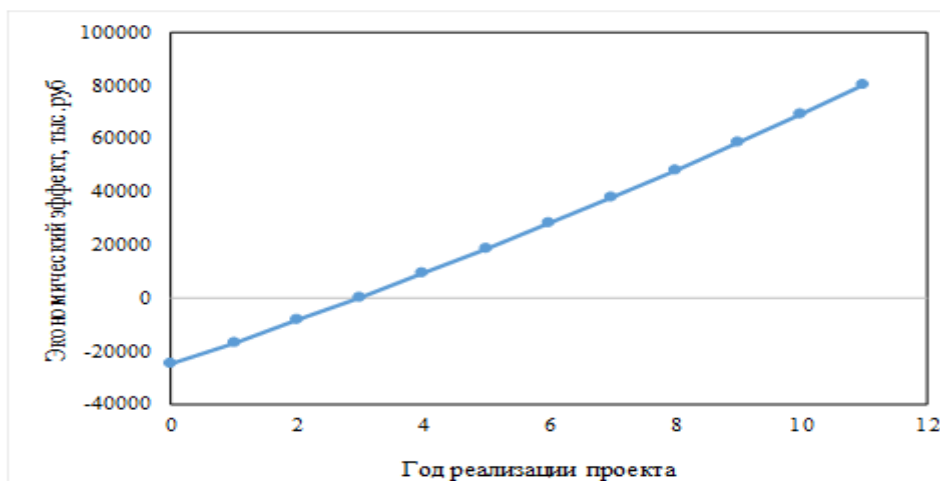


РИСУНОК 2. Экономический эффект внедрения ПВМ в котельную с 2022 по 2032 гг.

Срок окупаемости проекта PP , лет, по внедрению паровой винтовой машины в тепловую схему котельной завода газосиликатных изделий «Теплон» г. Ульяновска определяется по формуле:

$$PP = \frac{I_0}{P}, \quad (4)$$

где I_0 – первоначальные инвестиции, тыс. руб.; P – чистый годовой поток денежных средств, тыс. руб.

Результаты оценочного расчета экономической эффективности внедрения ПВМ приведены в табл. 2.

ТАБЛИЦА 2. Результаты технико-экономического расчета внедрения ПВМ за период 2022-2032 гг.

Календарный год	Год реализации проекта	Выработка электроэнергии на собственные нужды котельной ПВМ, МВт·ч	Средний коэффициент индексации стоимости э/э	Цена кВтч с учётом индексации, руб/тыс.кВтч	Экономия на СН, тыс. руб/год	Затраты на ремонт среднегодовые тыс.руб.	Темп роста индекса цен строительства (ремонт)	Итоговая экономия, тыс. руб./год	Инвестиционные затраты на внедрение ПВМ, тыс.руб.	Накопленный годовой эффект от внедр., тыс.руб.	Срок окупаемости проекта, лет
2021	0										
2022	1	2004	1,031	4160,0	8336,6	150,0	1,04	8186,6	-	-16813,4	3,0
2023	2			4289,0	8595,1	156,0		8439,1	-	-8374,3	
2024	3			4421,9	8861,5	162,2		8699,3	-	325,0	
2025	4			4559,0	9136,2	168,7		8967,5	-	9292,5	
2026	5			4700,3	9419,5	175,5		9244,0	-	18536,5	
2027	6			4846,0	9711,5	182,5		9529,0	-	28065,4	
2028	7			4996,3	10012,5	189,8		9822,7	-	37888,1	
2029	8			5151,1	10322,9	197,4		10125,5	-	48013,7	
2030	9			5310,8	10642,9	205,3		10437,6	-	58451,3	
2031	10			5475,5	10972,8	213,5		10759,3	-	69210,6	
2032	11			5645,2	11313,0	222,0		11091,0		80301,6	

В результате расчётов экономической эффективности внедрения ПВМ за период 2022-2032 гг. простой срок окупаемости проекта по внедрению паровой винтовой машины в тепловую схему котельной завода газосиликатных изделий «Теплон» г. Ульяновска составляет 3 года.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Таким образом, ПВМ может эффективно применяться для производства электроэнергии в котельных при срабатывании перепада давления пара. Паровая винтовая машина в диапазоне мощности от 250 до 1000 кВт обладает значительными техническими преимуществами перед паровой турбиной по эффективности, габаритам и стоимости.

В качестве примера была подобрана ПВМ для котельной завода газосиликатных изделий «Теплон» г. Ульяновска. Экономический эффект по внедрению паровой винтовой машины в тепловую схему котельной завода газосиликатных изделий «Теплон» г. Ульяновска в 2022 г. составит 8186,6 тыс.руб. и будет расти из года в год, учитывая изменение коэффициента индексации.

Срок окупаемости проекта составит 3 года.

БЛАГОДАРНОСТИ

Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства науки и высшего образования Российской Федерации (Соглашение № 075-15-2021-584).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Березин С. Р. Паровая винтовая машина как средство энергосбережения / Березин С. Р., Боровков В. М., Ведайко В. И., Богачева А. И. // Новости теплоснабжения. 2009. № 7 (107). С. 23-26.
2. Боровков В. М., Бородин О. А. Паровая винтовая машина для использования в малой энергетике // Новости теплоснабжения. 2006. № 2. С. 28 – 33.
3. Григорьев В. Н., Богачёва А. И. Перевод котельной в режим мини-ТЭЦ на базе паро-винтовой турбины // Новости теплоснабжения. № 9 (193). 2016 г.
4. Сайт ООО "Экополис Сертификация и Сервис". – [Электронный ресурс]. URL: <http://www.ecopolis04.ru/site/83> (дата обращения 20.09.2022).

Анализ повышения энергетической эффективности обработки подпиточной воды теплосети на тепловых электрических станциях путем изменения основных параметров

П.В. Ротов^{а)}, Р.А. Гафуров^{б)}, М.А. Ротова^{с)}

*Ульяновский государственный технический университет,
Российская Федерация, 432027, г. Ульяновск, ул. Северный Венец, д. 32*

а) p.rotov@rambler.ru

б) gafurus@mail.ru

Аннотация. Выполнен анализ существующих способов подготовки подпиточной воды теплосети, выявлены недостатки, влияющие на эффективность деаэрации, разработаны способы повышения эффективности работы деаэрационных установок. Для расчета энергетической эффективности новых и существующих технологий подготовки подпиточной воды теплосети использовался метод определения удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении. Выполнен сравнительный анализ действующих технологий, на основании которого предложены и технико-экономически обоснованы новые технологии подготовки подпиточной воды на ТЭЦ. Узлы подготовки подпиточной воды теплосети в теплофикационных системах обладают значительным нереализованным энергетическим потенциалом. Положительный эффект от реализации предлагаемых технологий достигается за счет увеличения выработки электроэнергии на тепловом потреблении.

Особенностью отечественной энергетики является высокая степень централизации теплоснабжения. Основными источниками теплоты являются тепловые электрические станции, осуществляющие комбинированную выработку тепловой и электрической энергии [1].

На большинстве действующих ТЭЦ имеются значительные резервы повышения энергоэффективности, связанные с обеспечением внутростанционных тепловых нагрузок. Основным недостатком применяемых на ТЭЦ технологий обеспечения тепловых нагрузок водоподготовительных установок является практически повсеместное использование в качестве греющей среды пара высокопотенциальных отборов, применение которого существенно снижает долю выработки электроэнергии на тепловом потреблении, а, следовательно, экономичность электростанции [2].

Анализ многолетнего опыта применения вакуумных деаэраторов свидетельствует о наличии ряда серьезных проблем, с которыми приходится сталкиваться при проектировании и эксплуатации теплоэнергетических установок с этими аппаратами из-за несоблюдения температурного режима вакуумной деаэрации [1,2].

В научно-исследовательской лаборатории УлГТУ «Теплоэнергетические системы и установки» под руководством проф. В.И. Шарапова выполнен большой объем работы по повышению эффективности работы водоподготовительных установок путем совершенствования схем подогрева исходной воды, в том числе паром высокого потенциала [1,5,6].

Для повышения эффективности работы установок подготовки подпиточной воды теплосети в научно-исследовательской лаборатории «Теплоэнергетические системы и установки» УлГТУ разработан ряд технических решений и выполнен их технико-экономический анализ [4].

На рис. 1 представлена принципиальная схема тепловой электрической станции, недостаток которой заключается в том, что в результате неравномерного расхода подпиточной воды, который изменяется в широком диапазоне, невозможен стабильный подогрев исходной воды перед вакуумным деаэратором, что приводит к ухудшению качества деаэрации.

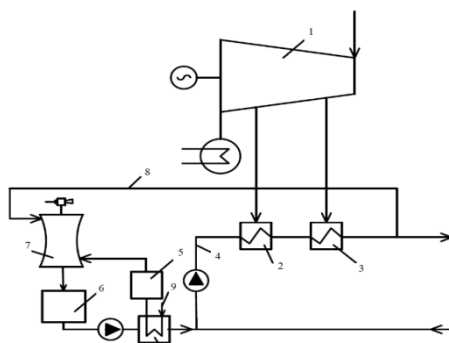


РИСУНОК 1. . Схема тепловой электростанции с подогревом исходной воды паром производственного отбора:
 1 – теплофикационная турбина; 2 – НСП; 3 – ВСП; 4 – трубопровод обратной сетевой воды;
 5 – водоподготовительная установка; 6 – бак-аккумулятор; 7 – вакуумный деаэрактор; 8 – трубопровод греющего агента; 9 – трубопровод исходной сырой воды; 10 – поверхностный теплообменник.

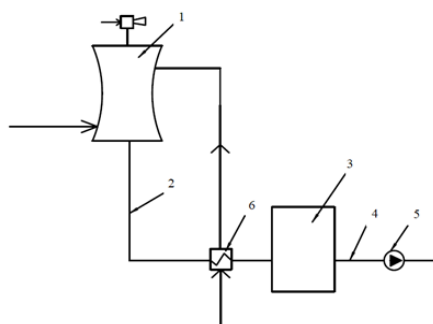


РИСУНОК 2. Схема установки вакуумной деаэрации подпиточной воды теплосети: 1 – вакуумный деаэрактор; 2 – сливной трубопровод; 3 –бак-аккумулятор; 4 –трубопровод деаэрированной подпиточной воды; 5 – подпиточный насос; 6 – подогреватель исходной воды

С целью повышения эффективности работы подпиточной установки предложены технические решения, особенностью которых является стабилизация подогрева исходной воды, путем включения подогревателя исходной воды по греющей среде в сливной трубопровод между вакуумным деаэрактором и баком-аккумулятором (рис. 2) [5] или рециркуляции подпиточной воды в подпиточный трубопровод после деаэрактора при минимальном потреблении подпиточной воды (рис. 3) [6].

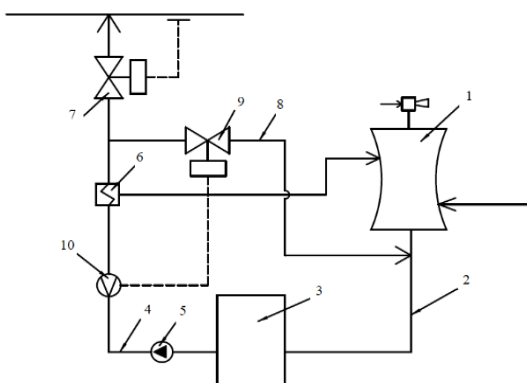


РИСУНОК 3. Способ вакуумной деаэрации подпиточной воды теплосети: обозначения 1-6 те же, что на рис. 2;
 7 – регулятор подпитки теплосети; 8 – трубопровод-перемычка; 9 – регулирующий орган регулятора расхода; 10 – датчик расхода

Совокупность предложенных решений позволяет нивелировать неравномерность отпуска теплоты потребителям, создавая необходимый и стабильный температурный режим подготовки подпиточной воды теплосети, что способствует повышению энергетической эффективности в целом теплоэнергетического комплекса.

Расчёт энергетической эффективности разработанных технологий подготовки подпиточной воды теплосети [5-6] выполнен методом удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении за счёт отборов пара на подогрев теплоносителя в тепловой схеме водоподготовки [1,2].

В качестве исходных данных при расчете приняты: паропроизводительность котла – 500 т/ч; расход воды через сетевые подогреватели турбины Т-100-130 – $G_{с.в.}=3500$ т/ч; расход подпиточной воды – $G_{подп} = 500-900$ т/ч; температура подпиточной воды в традиционном режиме – $t_{подп} = 60$ °С; в новых режимах – $t_{нов.подп} = 40$ °С; температура сетевой воды, подаваемой потребителю после сетевых подогревателей – $t_1 = 77$ °С; температура обратной сетевой воды в обычном режиме $t_2 = 48$ °С; в новом после смешения с охлажденной деаэрированной подпиточной водой – $t_{2нов} = 46,1$ °С; стоимость тонны условного топлива – 4400 руб. В расчете использовались режимные параметры турбоустановки, приведенные в [1].

Теплофикационная мощность, развиваемая турбиной на тепловом потреблении за счет верхнего и нижнего сетевых отборов в традиционном режиме $N_{тф}^{трад}$, МВт:

$$N_{тф}^{трад} = (D_{ВСП}^{трад} \cdot (i_o - i_{ВСП}) \cdot \eta_{эм}) + (D_{НСП}^{трад} \cdot (i_o - i_{НСП}) \cdot \eta_{эм}), \quad (1)$$

где $i_o, i_{всп}, i_{нсп}$ – энтальпии острого пара, пара ВСП и НСП для подогрева потоков сетевой и подпиточной воды; $D_{ВСП}^{трад}, D_{НСП}^{трад}$ – расход пара, отпускаемого из отборов на подогрев сетевой воды в ВСП и НСП, $\eta_{эм}$ – электромеханический КПД.

Теплофикационная мощность, развиваемая турбиной на тепловом потреблении за счет верхнего и нижнего сетевых отборов в новом режиме $N_{тф}^{нов}$, МВт:

$$N_{тф}^{нов} = (D_{ВСП}^{нов} \cdot (i_o - i_{ВСП}) \cdot \eta_{эм}) + (D_{НСП}^{нов} \cdot (i_o - i_{НСП}) \cdot \eta_{эм}). \quad (2)$$

Разница теплофикационной мощности, развиваемая турбиной на тепловом потреблении, между традиционным и новым способом $\Delta N_{тф}^{зим}$, МВт:

$$\Delta N_{тф}^{зим} = N_{тф}^{нов} - N_{тф}^{трад} \quad (3)$$

Годовая экономия условного топлива от применения нового решения составляет

$$\Delta B = (\Delta N_{тф}^{зим} \cdot n_{зим} - N_{комп.}) \cdot \Delta bэ, \quad (4)$$

где $\Delta bэ$ – разность удельных расходов топлива на выработку электроэнергии по конденсационному и теплофикационному циклам; $N_{комп.}$ – мощность, развиваемая компрессором теплонасосной установки.

Экономия в денежном выражении Δ , руб:

$$\Delta = \Delta B \cdot Ц, \quad (5)$$

где $Ц$ – цена условного топлива.

В результате расчета по уравнениям (1-5) и сравнительного анализа режимных параметров разработанных схем [5,6] с традиционной схемой подогрева исходной воды определена годовая экономия условного топлива, которая составила 3842 т (14,2 млн. руб. в год).

На рис. 4 приведены результаты оценки эффективности предложенной технологии при различных режимах работы подпиточной установки.

II Всероссийская научно-техническая конференция с международным участием
«РАЗВИТИЕ МЕТОДОВ ПРИКЛАДНОЙ МАТЕМАТИКИ ДЛЯ РЕШЕНИЯ
МЕЖДИСЦИПЛИНАРНЫХ ПРОБЛЕМ ЭНЕРГЕТИКИ»

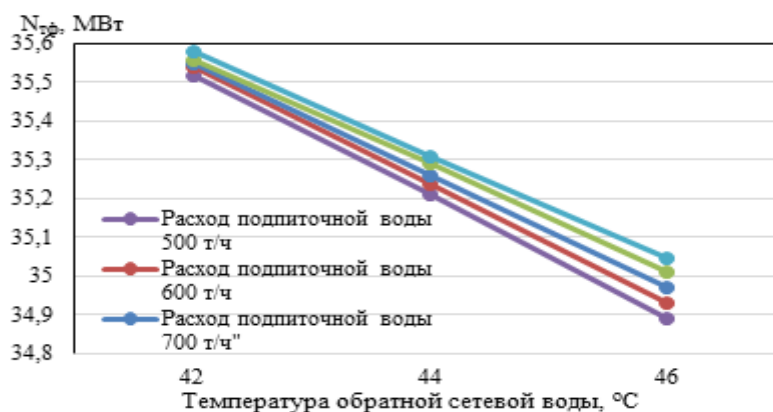


РИСУНОК 4. Мощность турбоагрегата, развиваемая на тепловом потреблении, при различных режимах работы подпиточной установки

Как следует из графика, приведенного на рис. 4, выработка электроэнергии на тепловом потреблении увеличивается с повышением расхода подпиточной воды и понижением температуры обратной сетевой воды. Так, с изменением расхода подпиточной воды при одном и том же значении температуры обратной сетевой воды теплофикационная мощность турбины изменяется не более чем на 0,3%. Изменение температуры обратной сетевой воды приводит к изменению выработки электроэнергии на тепловом потреблении примерно на 2 %.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Установлено, что на большинстве отечественных ТЭЦ имеются значительные возможности повышения тепловой экономичности, связанные оптимизацией режима работы водоподготовительных установок.

2. Предложены варианты включения вакуумных деаэрационных установок в тепловые схемы ТЭЦ, обеспечивающие работу теплофикационных турбин с пониженной температурой подпиточной воды и стабильным нагревом исходной воды для нужд водоподготовки.

3. Выполнена оценка энергетической эффективности новых схем на основе фактических параметров процесса водоподготовки при разных режимах работы тепловой электрической станции. Годовая экономия условного топлива составила 14,2 млн. руб.

4. В результате сравнительного анализа режимов работы предложенных технических решений установлено, что эффективность работы тепловой электрической станции повышается за счет дополнительной выработки электроэнергии на тепловом потреблении, величина которой увеличивается с повышением расхода подпиточной воды и понижением температуры обратной сетевой воды.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Sharapov V.I. Thermal deaerators / V.I. Sharapov, D.V. Tsyura - Ulyan. state tech. un – t. Ulyanovsk: UISTU, 2003. -- 560 p.
2. Brodov Y.M., Aronson K.E. Ryabchikov A.Y. Nirenshteyn M.A. Current state and Trends in the design and operation of water-cooled condensers of steam turbines for thermal and nuclear power stations // Thermal Engineering. 2019. № 1. pp. 16-26.
3. Rafalskaya T.A. Investigation of the possibility of organizing low-temperature heat supply with central quality control // Thermal Engineering. 2019. № 11. pp. 102-112.
4. Patent No. 2469956 (RU). Method of vacuum deaeration of make-up water of a heating system at a thermal power plant / V.I. Sharapov, S.E. Firsova, V.V. Ptichkina // B.I. 2012. No. 35.
5. Patent No. 177 330 (RU). Vacuum deaeration plant / V.I. Sharapov, R.A. Gafurov // B.I. 2017. No. 35.
6. Patent No. 178 279 (RU). Vacuum deaeration plant / V.I. Sharapov, R.A. Gafurov // B.I. 2017. No. 35.

Модернизация котельных в Ульяновской области

Э.У. Ямлеева^{1,a)}, Е. Ромазанова^{2,b)}

¹ Ульяновский государственный технический университет,
Российская Федерация, 432027, г. Ульяновск, ул. Северный Венец, д. 32

² ОГКП «Корпорация развития коммунального комплекса Ульяновской области»,
Российская Федерация, 432071, г. Ульяновск, ул. Урицкого, д.35Б.

a) e.yamleeva@mail.ru

b) eliza0400@mail.ru

Аннотация. В статье рассмотрены энергосберегающие решения, применяемые при модернизации котельных в Ульяновской области. Проводится аэродинамический расчет дымовой трубы котельной.

ВВЕДЕНИЕ

Системы теплоснабжения многих городов и поселений Ульяновской области находятся в настоящее время далеко не в лучшем своем состоянии. Общий процент износа основного и вспомогательного оборудования котельных составляет более 50%. ОГКП «Корпорация развития коммунального комплекса Ульяновской области» активно реализует программу по модернизации эксплуатируемых теплоисточников.

Энергосберегающие решения, применяемые при модернизации котельных

Основной энергоресурс газовой котельной – природный газ. Именно на нем стоит экономить в первую очередь, увеличивая КПД котла и, следовательно, снижая расход топлива.

Например, в котельной №1 Ульяновского района в р.п.Ишеевка оборудованы два котла ДКВР-6,5/13, с общей мощностью 13 МВт. Это паровой вертикально-водотрубный котёл с экранированной топочной камерой и кипяtilным пучком, характерной особенностью которой является боковое расположение конвективной части котла относительно топочной камеры, с низким КПД 84%.

Было принято решение произвести консервацию двух котлов ДКВР-6,5/13 с заменой на три мощных котла марки Rossen RS-D 4500, с более высоким КПД 93%, что позволяет сократить расход газа [1].

Также предусмотрена установка автоматической модульной горелки. Современные горелочные устройства обеспечивают стабильную работу котлов при различных нагрузках, обеспечивают минимальный выброс вредных веществ в атмосферу, а также продлевают срок службы котельного оборудования.

Также стоит учесть регулирующую арматуру в комплексе с современной автоматикой управления, которая способна значительно снижать потребление энергии. Выключение горелочного устройства, частотное регулирование насосов, управление котловым контуром по температуре в помещении или снижение температуры в подающей линии – эти и многие другие задачи решаются именно за счет автоматизации системы.

Отвод продуктов сгорания от котлов предусмотрен через отдельные дымоходы из сэндвич-панелей [2]. Такие дымоходы характеризуются простотой конструкции, компактностью, многослойностью, которая обеспечивает отсутствие конденсата на трубе и защищает от оседания сажи, трубы успешно противостоят разрушительному воздействию химически активных веществ и агрессивных сред, которые образуются в процессе их эксплуатации, из всех известных на сегодня вариантов сэндвич-дымоходы считаются наиболее пожаробезопасными.

Аэродинамический расчет дымовой трубы

Был выполнен аэродинамический расчет [3] дымовой трубы котельной. Расчет производился в следующей последовательности.

1. Расход топлива котельной: $G = \frac{Q}{Q_H \cdot \mu} = \frac{4500 \cdot 858}{8000 \cdot 0,95} = 508,03 \text{ нм}^3/\text{час}$

II Всероссийская научно-техническая конференция с международным участием
«РАЗВИТИЕ МЕТОДОВ ПРИКЛАДНОЙ МАТЕМАТИКИ ДЛЯ РЕШЕНИЯ
МЕЖДИСЦИПЛИНАРНЫХ ПРОБЛЕМ ЭНЕРГЕТИКИ»

2. Удельная потребность в воздухе для горения:

$$V_B = \frac{1,12 \cdot Q_H}{1000} = \frac{1,12 \cdot 8000}{1000} = 8,96 \text{ м}^3/\text{нм}^3$$

3. Удельный объем продуктов сгорания:

$$V_{\text{пс}} = \alpha \cdot V_B = 1,2 \cdot 8,96 = 10,75 \text{ м}^3/\text{нм}^3$$

4. Нормативный объем продуктов сгорания:

$$V_{\text{нпс}} = G \cdot V_{\text{пс}} = 508,03 \cdot 10,75 = 5461,32 \text{ м}^3/\text{нм}^3$$

5. Остывание дымовых газов:

$$\Delta t = \frac{(T_r - T_{\text{ов}})}{C_B \cdot V_{\text{нпс}} / (K_{\text{ст}} \cdot F) + 0,5} = \frac{130 - 20}{3,14 \cdot 5461,32 / (2,9 \cdot 50,8) + 0,5} = 0,94^\circ\text{C}/\text{м}$$

6. Средняя температура дымовых газов:

$$T_{\text{ср}} = T_r - \frac{(L + H) \cdot \Delta t}{2} = 130 - \frac{(4 + 12) \cdot 0,94}{2} = 122,48^\circ\text{C}$$

7. Фактический секундный объем продуктов сгорания:

$$V = V_{\text{пс}} \cdot \frac{G}{3600} \cdot \frac{(273 + T_{\text{ср}})}{273} = 10,75 \cdot \frac{508,03}{3600} \cdot \frac{(273 + 122,48)}{273} = 2,19 \text{ м}^3/\text{с}$$

8. Скорость газов на вертикальном и горизонтальном участках:

$$W_{\text{гр}} = \frac{4 \cdot V}{\pi \cdot D^2} = \frac{4 \cdot 2,19}{3,14 \cdot 0,7^2} = 5,7 \text{ м/с}$$

9. Удельный вес газов на горизонтальном участке:

$$\gamma_{\text{гор}} = \frac{\gamma_0 \cdot 273}{T_r + 273} = \frac{1,34 \cdot 273}{130 + 273} = 0,91 \text{ кг/м}^3$$

10. Удельный вес газов на вертикальном участке:

$$\gamma_{\text{верт}} = \frac{\gamma_0 \cdot 273}{T_{\text{ср}} + 273} = \frac{1,34 \cdot 273}{122,48 + 273} = 0,93 \text{ кг/м}^3$$

11. Потери давления на горизонтальном участке:

$$\Delta p_{\text{гор}} = \left(\lambda \cdot \frac{L}{D} + \Sigma \xi \right) \cdot \frac{W^2}{2g} \cdot \gamma_{\text{верт}} = \left(0,02 \cdot \frac{4}{0,7} + 0,9 \right) \cdot \frac{5,7^2}{2 \cdot 9,81} \cdot 0,91 = 1,528 \text{ мм в. ст}$$

12. Потери давления на вертикальном участке:

$$\Delta p_{\text{гор}} = \left(\lambda \cdot \frac{H}{D} + \Sigma \xi \right) \cdot \frac{W^2}{2g} \cdot \gamma_{\text{верт}} = \left(0,02 \cdot \frac{12}{0,7} + 1,0 \right) \cdot \frac{5,7^2}{2 \cdot 9,81} \cdot 0,93 = 2,068 \text{ мм в. ст}$$

Полное аэродинамическое сопротивление газового тракта составляет 3,596 мм в.ст.

13. Самотяга дымовой трубы:

$$H_c = H \cdot \left(\gamma_b \cdot \frac{273}{273 + T_b} - \gamma_0 \cdot \frac{273}{273 + T_{cp}} \right) \cdot \frac{g}{9,81} =$$
$$= 12 \cdot \left(1,293 \cdot \frac{273}{273 + 8} - 1,34 \cdot \frac{273}{273 + 122,48} \right) \cdot 1 = 3,974 \text{ кг/м}^2$$

Следовательно самотяга газового тракта превышает аэродинамическое сопротивление на 0,378 мм в.ст.

Для качественной работы котельного оборудования необходима система водоподготовки, которая улучшает химический состав воды, уменьшая в значительной степени накипь на поверхностях нагрева [4, 5]. Система химоводоподготовки была подобрана на основании химического анализа исходной воды.

С применением модулирующих насосов можно снизить затраты энергии на циркуляцию теплоносителя в разы.

Так в квартальной котельной Старомайнского района в р.п. Старая Майна (рис. 1) насосы старой насосной группы сетевого контура на отопление были заменены на более усовершенствованные насосы фирмы LOWARA [6]. Экономия электроэнергии составила 40%, а окупаемость оборудования достигла 1,6 лет.



РИСУНОК 1. Квартальная котельная Майнского района в р.п. Майна

За счет использования частотных преобразователей насосов фирмы LOWARA экономия электроэнергии увеличилась на 15%, следовательно, окупаемость оборудования достигла 1,7 лет.

Особенно ощутим выигрыш частотного регулирования на горелках, где постоянно наблюдаются значительные изменения тепловой нагрузки.

Переход к необслуживаемым котельным с удаленной диспетчеризацией через Интернет (посредством GSM модемов для GPRS) позволяет сократить обслуживающий персонал и достичь высокой оперативности при устранении неполадок.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

После модернизации котельных повышается коэффициент полезного действия котла и надежность работы всего оборудования, сокращаются эксплуатационные расходы за счет снижения расхода топлива и сокращения количества обслуживающего персонала, уменьшаются вредные выбросы в атмосферу.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Газовые котлы ROSSEN – БорГазоАппарат// <https://borgasoapparat.ru/kotly-rossen/>
2. Дымоходы из стали для промышленных объектов – Schiedel// <https://www.schiedel.com/ru/>
3. Аэродинамический расчет котельных установок (нормативный метод). Под ред. С.И. Мочана, ЦКТИ. Изд. 3-е. Ленинград: Энергия. 1977. с. 256
4. Деев Л. В., Балахничев Н. А. Котельные установки и их обслуживание. Практическое пособие для ПТУ. М.: Высшая школа. 1990. с.239
5. СП 89.13330.2016 Котельные установки (Актуализированная редакция СНиП II-35-76)
6. Насосы LOWARA// <https://lowara.su/>

О процессе нейтрализации кислорода стальной сеткой в баке-аккумуляторе ТЭЦ

Э.У. Ямлеева

*Ульяновский государственный технический университет,
Российская Федерация, 432027, г. Ульяновск, ул. Северный Венец, д. 32*

e.yamleeva@mail.ru

Аннотация. В статье приводится техническое решение по защите воды в баках-аккумуляторах ТЭЦ от аэрации с помощью стальной сетки, плавающей по открытой поверхности. Представлен расчет расхода железа, необходимого для полного связывания растворенного кислорода в баке.

ВВЕДЕНИЕ

Защита от внутренней коррозии оборудования и трубопроводов систем теплоснабжения всегда являлась одной из важнейших проблем теплоэнергетики. В современных условиях развития энергетики одним из основных направлений научно-технического поиска является разработка решений, обеспечивающих ощутимое повышение надежности и экономичности систем теплоснабжения и тепловых электростанций.

На интенсивность внутренней коррозии в большей степени влияет содержание в перекачиваемой воде коррозионно-агрессивных газов: кислорода и диоксида углерода. Несмотря на качественную деаэрацию воды на теплоисточниках, зачастую происходит повторное насыщение подпиточной и сетевой воды коррозионно-активными газами при ее хранении на ТЭЦ и транспортировании в системах теплоснабжения [1].

На ТЭЦ основным источником попадания коррозионных газов в подпиточную воду являются баки-аккумуляторы. Насыщение деаэрированной воды, хранящейся в баках-аккумуляторах ТЭЦ, кислородом происходит по их открытой поверхности за счет диффузии.

Техническое решение по защите воды в баках-аккумуляторах от аэрации

Для защиты подпиточной воды от вторичного насыщения коррозионно-активными газами при ее хранении в баках-аккумуляторах ТЭЦ разработана серия технических решений. На рис. 1 приведено одно из таких решений [2, 3].

Способ защиты предусматривает размещение на поверхности воды бака-аккумулятора сетки из железной проволоки, удерживаемой на поверхности воды с помощью прикрепленных к сетке поплавков. Кислород, растворенный в воде, вступает в электрохимическую коррозионную реакцию с железной сеткой и его содержание в подпиточной воде уменьшается.

При снижении концентрации растворенного кислорода в деаэрированной воде уменьшается коррозия на стенках резервуара и попадание растворенного кислорода в систему теплоснабжения.

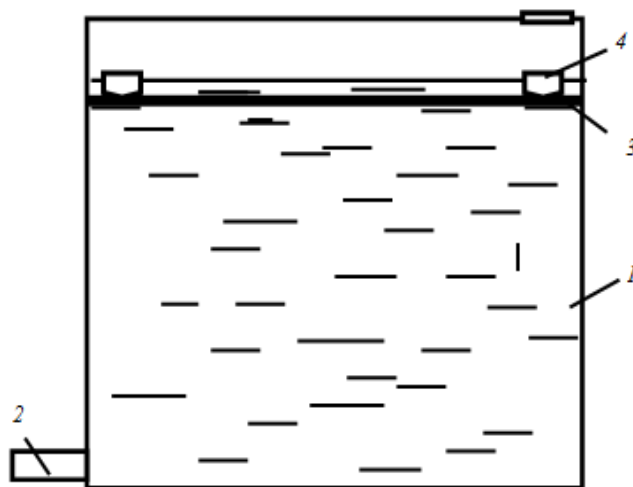


РИСУНОК 1. Схемы баков-аккумуляторов с защитой воды от аэрации: 1 – бак-аккумулятор; 2 – трубопровод подвода и отвода воды; 3 – сетка из железной проволоки; 4 – поплавки

Расчет расхода железа на реакцию нейтрализации кислорода

В реальных условиях работы бака-аккумулятора в качестве корродирующего элемента может быть использована металлическая сетка по ГОСТ 3826-82** «Сетки проволочные тканые с квадратными ячейками. Технические условия» [4]. Основные характеристики сетки приведены в табл. 1.

Металлическая сетка должна изготавливаться из низкоуглеродистой стали марки Ст3, выпускаемой по ГОСТ 390-94 «Сталь углеродистая обыкновенного качества. Марки».

ТАБЛИЦА 1. Характеристика металлической сетки

Номер сетки	Номинальный размер стороны ячейки в свету, мм	Номинальный диаметр проволоки, мм	Живое сечение сетки, %	Масса 1 м ² сетки, кг	Число проволоки на 1 дм сетки	Ширина сетки, мм
9	9,00	1,00	81,0	1,26	10,0	1000;1350
		2,00	66,8	4,72	9,1	1500;1800;
		2,20	64,7	5,64	8,9	2000

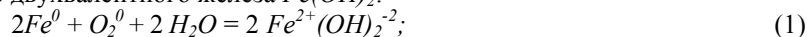
Химический состав стали приведен в табл. 2.

ТАБЛИЦА 2. Химический состав стали

Марки стали	Массовая доля элементов, %		
	углерод	марганец	кремний
Ст 3 кп	0,14-0,22	0,30-0,60	не более 0,05
пс		0,40-0,65	0,05-0,15
сп		0,40-0,65	0,15-0,30

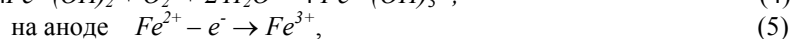
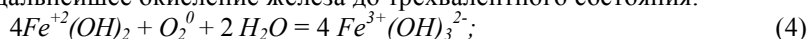
Определение теоретического расхода железа на реакцию нейтрализации кислорода, растворенного в воде, может быть определено следующими расчетами.

Окисление Fe при взаимодействии с растворенным в воде кислородом O_2 происходит в две стадии. На первой стадии Fe окисляется до двухвалентного железа $Fe(OH)_2$:

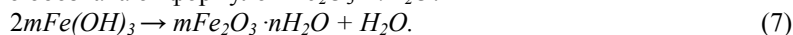




На второй стадии происходит дальнейшее окисление железа до трехвалентного состояния:



Образующийся гидроксид $Fe(OH)_3$ со временем может отщеплять воду, превращаясь в соединение переменного состава, которое обычно обозначают формулой $Fe_2O_3 \cdot mH_2O$:



Так как в последней реакции не происходит связывания кислорода, ее можно исключить из расчетов. Тогда процесс полного окисления железа растворенным в воде кислородом будет выглядеть следующим образом:



В реальных условиях соотношение процессов (1) и (8) зависит от многих факторов: содержания кислорода в воде, ее температуры, интенсивности перемешивания жидкости, удельной поверхности металлического железа, проницаемости слоя гидроксида железа, определяющего поступление кислорода к поверхности неокисленного металла. Соотношение этих факторов не поддается более или менее точному количественному определению. Поэтому теоретический расход железа на связывание растворенного в воде кислорода следует определять по его максимальному расходу, соответствующему уравнению (1) или (8). Стехиометрически на 1 моль кислорода (32 г) требуется 2 моля железа (111,7 г).

При концентрации растворенного кислорода в воде 50 мкг/дм³ емкости с водой 5000 м³ общее количество кислорода составляет:

$$m_{O_2} = 5000 \text{ м}^3 \cdot 50 \text{ мг/м}^3 = 250 \text{ г}. \quad (9)$$

Тогда количество металлического железа, необходимое для полного связывания растворенного кислорода, можно определить по формуле:

$$m_{Fe} = 111,7 \cdot 250/32 = 873 \text{ г}. \quad (10)$$

Стехиометрически 3 моля растворенного кислорода (96 г) требуется 4 моля металлического железа (223,4 г). Количество железа, необходимое для полного связывания растворенного кислорода, составляет:

$$m_{Fe} = 223,4 \cdot 250/96 = 583 \text{ г}. \quad (11)$$

Таким образом, для полного связывания растворенного в воде кислорода при его содержании 50 мкг/дм³ и объеме воды 5000 м³ потребуется от 583 до 873 г железа в зависимости от глубины его окисления до двух- или трехвалентного состояния.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

По результатам проведенных исследований можно сделать следующие выводы:

1. Доказано, что введение в бак-аккумулятор деаэрированной воды специального корродирующего элемента в виде стальной сетки исключает вторичное насыщение воды коррозионно-агрессивными газами.

2. Рассчитано количество железа необходимого для связывания кислорода в баке-аккумуляторе ТЭЦ объемом 5000 м³.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Шарапов В.И., Ямлеева Э.У. Технологии защиты сетевой и подпиточной воды от аэрации. – М: Издательство «Новости теплоснабжения», 2012. – 176 с.
2. Патент № 2220368 (RU). МКИ 7 F 22 D 3/00. Бак-аккумулятор для хранения деаэрированной воды / В.И. Шарапов, Э.У. Ямлеева // Бюллетень изобретений. 2003. № 36.
3. Патент № 2227869 (RU). МКИ 7 F 22 D 3/00. Способ работы бака-аккумулятора / В.И. Шарапов, Э.У. Ямлеева // Бюллетень изобретений. 2004. № 6.
4. ГОСТ 3826-82**. Сетки проволочные тканые с квадратными ячейками. Технические условия. М.: Изд-во стандартов. 1983. 77 с.

Повышение эффективности теплофикационных систем за счет совершенствования тепловых схем и режимов их работы

И.А. Марков^{a)}, М.М. Замалеев^{b)}

*Ульяновский государственный технический университет,
Российская Федерация, 432027, г. Ульяновск, ул. Северный Венец, д. 32*

^{a)} igor.markov.95@mail.ru

^{b)} mansur_zamaleev@mail.ru

Аннотация: Показано, что основным преимуществом использования систем низкотемпературного теплопотребления на базе централизованного теплоснабжения является снижение затрат топлива на выработку тепловой и электрической энергии за счет повышения тепловой экономичности теплофикационных турбин при одновременном увеличении отпуска электроэнергии от ТЭЦ. Предложена новая система низкотемпературного теплопотребления потребителя - теплый пол. Выполнен сравнительный анализ энергетической эффективности разработанных технологий.

Одним из направлений энергосбережения в теплоэнергетике является совершенствование эффективности теплофикационных (когенерационных) систем, в которых источниками теплоты служат теплоэлектроцентрали (ТЭЦ) различной мощности. Со времен СССР использование теплофикационных систем в масштабах страны позволяет значительно экономить органическое топливо.

К сожалению, в настоящее время при поддержании гидравлического и температурного режимов работы оборудования источников и тепловых сетей недостаточное внимание уделяется работе непосредственно с оборудованием потребителей тепловой энергии. Стоит отметить, что совместная согласованная работа тепловых сетей и внутридомовых систем теплопотребления может оказать положительное влияние на работу и технико-экономические показатели ТЭЦ.

Как правило, от источников тепловой энергии в тепловые сети подается теплоноситель со следующими параметрами температурного графика: от ТЭЦ - 150/70°C, от районных котельных - 130/70°C. В системы теплопотребления зданий необходимо подавать воду с параметрами 95/70°C [1].

На рис. 1 представлены существующие схемы присоединения систем отопления потребителей. В период массового жилищного строительства, во второй половине 20 века, схема с элеваторным смешением (б) получила наибольшее распространение в тепловых пунктах потребителей. В качестве отопительных приборов наибольшее применение получили чугунные радиаторы.

С целью повышения эффективности теплофикационных систем, авторами предложена система отопления потребителя, реализованная в виде теплого пола. Особенностью такой системы (см. рис. 2) является использование в качестве нагревательных элементов системы отопления смонтированных в напольное покрытие трубопроводов. В данных нагревательных элементах предусмотрено использование низкопотенциального теплоносителя с температурой не более 60 °С.

В настоящее время местные системы отопления, реализованные в виде теплого пола, нашли применение только в децентрализованных системах теплоснабжения. Например, в г. Ульяновске такие системы используются в малоэтажных жилых домах микрорайона «Юго-Западный», источниками теплоты в которых являются квартирные двухконтурные газовые котлы.

Следует отметить, что системы отопления с теплым полом, как правило, комбинируются с традиционными отопительными приборами (чугунными радиаторами), работающими по температурному графику 95/70°C.

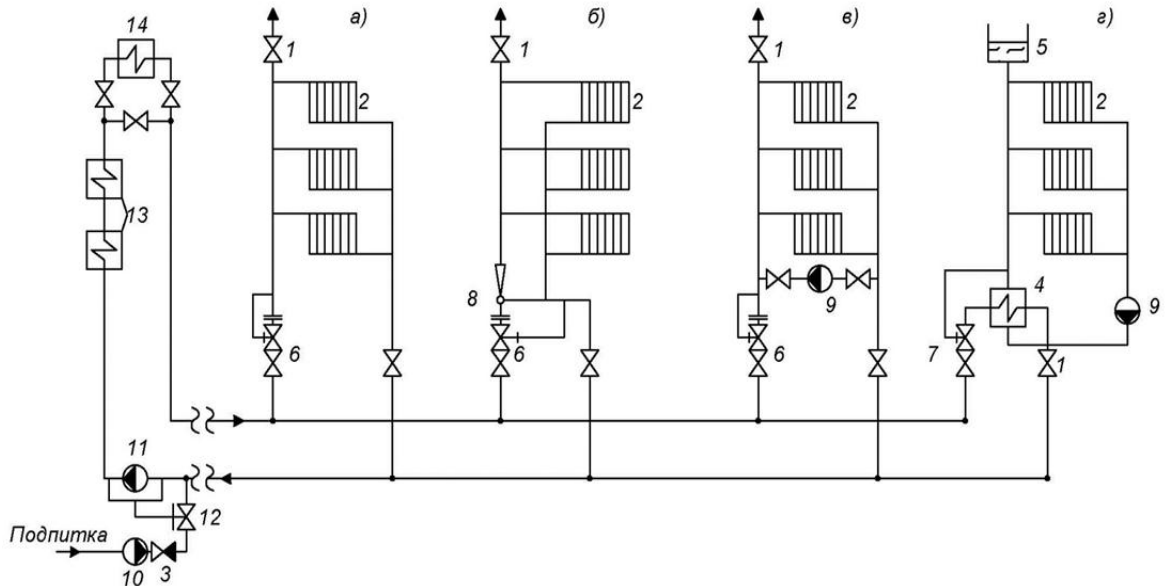


РИСУНОК 1. Существующие схемы присоединения систем отопления потребителей: а) зависимая; б) зависимая, с элеваторным смещением; в) зависимая, с насосным смещением; г) независимая; 1 – воздушный кран; 2 – нагревательный прибор; 3 – обратный клапан; 4 – отопительный подогреватель; 5 – расширительный бак; 6 – регулятор расхода; 7 – регулятор температуры; 8 – элеватор; 9 – насос; 10 – подпиточный насос; 11 – сетевой насос; 12 – регулятор подпитки; 13 – подогреватели сетевой воды; 14 – пиковый котел

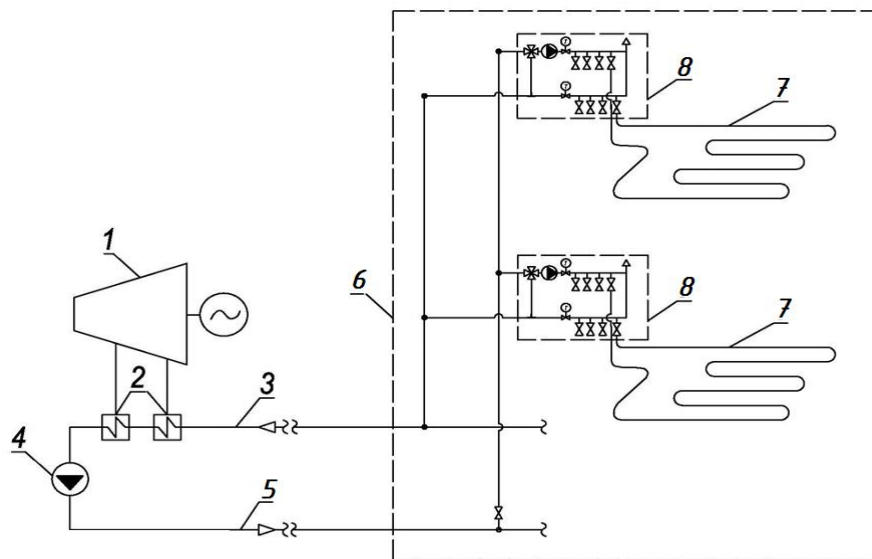


РИСУНОК 2. Система низкотемпературного отопления: 1 - теплофикационная турбина; 2 - сетевые подогреватели; 3 - обратная магистраль теплосети; 4 - сетевой насос; 5 - подающая магистраль теплосети; 6 - абонент теплового пункта; 7 - система теплый пол; 8 - квартирный тепловой пункт

II Всероссийская научно-техническая конференция с международным участием
«РАЗВИТИЕ МЕТОДОВ ПРИКЛАДНОЙ МАТЕМАТИКИ ДЛЯ РЕШЕНИЯ
МЕЖДИСЦИПЛИНАРНЫХ ПРОБЛЕМ ЭНЕРГЕТИКИ»

Для оценки эффективности подключения систем отопления в виде теплого пола к централизованным системам теплоснабжения на базе ТЭЦ проведен сравнительный анализ традиционных систем теплоснабжения с температурным графиком внутридомовой системы 95/70 °С и систем низкотемпературного отопления с температурным графиком 55/40 °С. В качестве примера рассматривался микрорайон «Запад-2» г. Ульяновска.

В программном комплексе ZuluThermo были смоделированы две типовые схемы теплоснабжения микрорайона «Запад-2» г. Ульяновска: первая - с применением систем низкотемпературного отопления; вторая - с применением традиционной системы отопления (рис. 3).

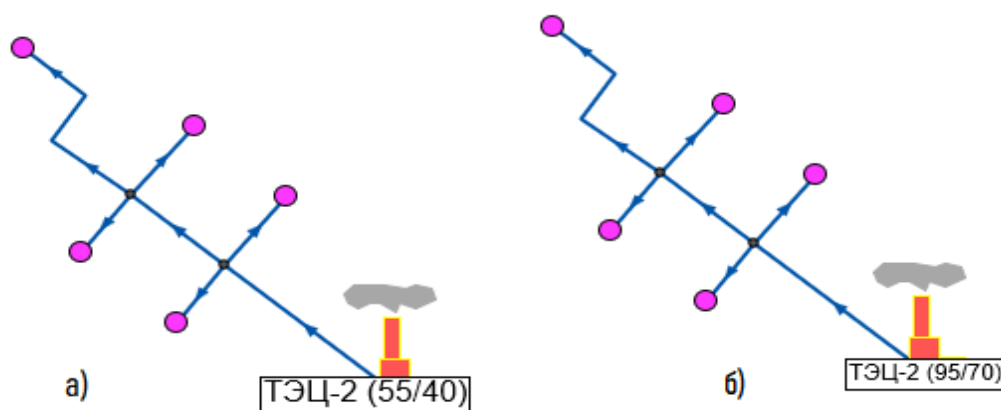


РИСУНОК 3. Типовые схемы сравнительного анализа: а) схема с применением систем низкотемпературного отопления; б) схема с применением систем традиционного отопления

В качестве потребителей выступали обособленные районы в количестве пяти штук, расчетная отопительная нагрузка каждого из которых варьировалась от 35-50 Гкал/ч, а средняя нагрузка на горячее водоснабжения от 3,5-5 Гкал/ч.

Одним из этапов исследования было определение расчетных расходов сетевой воды, с учетом поэтапного переключения отопительной нагрузки потребителей с традиционной системы на систему низкотемпературного отопления. Подключаемая тепловая нагрузка в первом расчете составила 50 Гкал/ч. Расчет производился по типовым дням в зависимости от температуры наружного воздуха с промежуточным диапазоном в 5°С.

Определение расчетных расходов теплоносителя производилось согласно формуле:

$$G_{c.p} = \frac{Q_{o.p} \cdot 1000}{c \cdot (\tau_{1.p} - \tau_{2.p})}, \quad (1)$$

где $Q_{o.p}$ - расчетная нагрузка на систему отопления, Гкал/ч; $\tau_{1.p}$ - температура воды в подающем трубопроводе тепловой сети при расчетной температуре наружного воздуха для проектирования отопления, °С; $\tau_{2.p}$ - температура воды в обратном трубопроводе системы отопления при расчетной температуре наружного воздуха для проектирования отопления, °С.

Определение расчетных расходов воды во внутренней системе отопления производилось по формуле:

$$G_{c.o.p} = \frac{Q_{o.p} \cdot 1000}{c \cdot (\tau_{3.p} - \tau_{2.p})}, \quad (2)$$

где $\tau_{3.p}$ - температура воды в подающем трубопроводе внутренней системы отопления при расчетной температуре наружного воздуха для проектирования отопления, °С;

Результаты расчета расходов сетевой воды от ТЭЦ при использовании традиционной системы (ТС) отопления потребителей и системы с теплым полом (ТП) представлены в табл. 1. При переводе части потребителей с отопительной нагрузкой 50 - 150 Гкал/ч с традиционной системы отопления на систему низкотемпературного отопления, использующую теплоноситель с температурой не более 60 °С, расход сетевой воды сокращается на 200 - 600 т/ч. Также наблюдается динамика снижения температуры обратной сетевой воды, возвращаемой на ТЭЦ.

ТАБЛИЦА 1. Результаты расчета расходов сетевой воды от ТЭЦ при использовании традиционной системы (ТС) отопления потребителей и системы с теплым полом (ТП)

$T_{нв}$	-31	-25	-20	-15	-10	-5	0	5
$T_{обр}$ (ТС), °C	72,12	65,05	61,8	57,94	54,59	50,59	46,5	41,78
$G_{со}$ (ТС) 50 Гкал/ч	736,57	734,71	731,65	727,16	723,54	714,02	702,52	687,34
$G_{со}$ (ТС) 100 Гкал/ч	1425,66	1393,65	1365,87	1325,20	1279,88	1206,50	1103,06	958,17
$G_{со}$ (ТС) 150 Гкал/ч	2179,10	2109,27	2047,17	1956,20	1852,90	1690,66	1459,19	1134,98
$T_{нв}$, °C	-31	-25	-20	-15	-10	-5	0	5
$T_{обр}$ (ТП), °C	42,6	39	38	36,6	35,6	34,1	32,5	30,6
$G_{со}$ (ТП) 50 Гкал/ч	528,56	525,85	524,13	521,64	518,79	514,46	508,27	499,83
$G_{со}$ (ТП) 100 Гкал/ч	1033,67	1002,03	976,66	939,71	897,29	832,65	740,11	609,12
$G_{со}$ (ТП) 150 Гкал/ч	1492,55	1421,97	1366,39	1304,83	1192,68	1051,35	849,09	561,98

Для оценки изменения технико-экономических показателей ТЭЦ при переводе части отопительной нагрузки на низкотемпературное теплоснабжение проведен расчет удельных расходов топлива применительно к фактическому режиму работы Ульяновской ТЭЦ-2 (УлТЭЦ-2).

Основным преимуществом, которое будет достигнуто при внедрении предлагаемой системы низкотемпературного теплоснабжения, является уменьшение температуры возвращаемой на ТЭЦ обратной сетевой воды. Данный фактор способствует увеличению выработки электроэнергии на тепловом потреблении. Результаты расчета увеличения выработки электроэнергии на тепловом потреблении для УлТЭЦ-2 за отопительный период представлены в табл. 2.

ТАБЛИЦА 2. Результаты расчета увеличения выработки электроэнергии

Показатели	Единицы измерения	Традиционная система	Система низкотемпературного отопления
		50 Гкал/ч	50 Гкал/ч
Выработка электроэнергии	млн. кВт·ч	765,47	767,65
Электрической энергии на собственные нужды	млн. кВт·ч	94,62	94,51
Отпуск электроэнергии	млн. кВт·ч	670,85	673,14
		100 Гкал/ч	100 Гкал/ч
Выработка электроэнергии	млн. кВт·ч	767,35	769,92
Электрической энергии на СН	млн. кВт·ч	94,76	94,42
Отпуск электроэнергии	млн. кВт·ч	672,59	675,51
		150 Гкал/ч	150 Гкал/ч
Выработка электроэнергии	млн. кВт·ч	768,23	774,15
Электрической энергии на СН	млн. кВт·ч	94,79	94,25
Отпуск электроэнергии	млн. кВт·ч	673,43	679,90

Увеличение выработки электроэнергии на тепловом потреблении позволяет снизить значения удельных расходов условного топлива (УРУТ) на ТЭЦ. Применительно к условиям работы УлТЭЦ-2 (см. табл. 3) УРУТ на отпуск электроэнергии снижается на 2,82 г/кВт·ч, что в конечном итоге приводит к снижению общего расхода условного топлива на 540 т за отопительный период при условии перевода 150 Гкал/ч отопительной нагрузки на систему низкотемпературного отопления.

**II Всероссийская научно-техническая конференция с международным участием
«РАЗВИТИЕ МЕТОДОВ ПРИКЛАДНОЙ МАТЕМАТИКИ ДЛЯ РЕШЕНИЯ
МЕЖДИСЦИПЛИНАРНЫХ ПРОБЛЕМ ЭНЕРГЕТИКИ»**

ТАБЛИЦА 3. Основные технико-экономические показатели УлГЭЦ-2

Показатели	Единица измерения	Традиционная система	Система низкотемпературного отопления
50 Гкал/ч			
Отпуск тепла	тыс.Гкал	1413,45	1413,45
Расход условного топлива	тыс.т у.т.	362,16	362,06
Условного топлива на тепло	тыс.т у.т.	219,08	219,08
Условного топлива на электроэнергию	тыс.т у.т.	143,08	142,98
УРУТ на тепло	кг/Гкал	155,00	155,00
УРУТ на электроэнергию	г/кВт·ч	213,28	212,40
100 Гкал/ч			
Отпуск тепла	тыс.Гкал	1414,21	1414,21
Расход условного топлива	тыс.т у.т.	362,55	362,12
Условного топлива на тепло	тыс.т у.т.	219,20	219,20
Условного топлива на электроэнергию	тыс.т у.т.	143,35	142,92
УРУТ на тепло	кг/Гкал	155,00	155,00
УРУТ на электроэнергию	г/кВт·ч	213,13	211,58
150 Гкал/ч			
Отпуск тепла	тыс.Гкал	1413,46	1413,46
Расход условного топлива	тыс.т у.т.	362,57	362,03
Условного топлива на тепло	тыс.т у.т.	219,09	219,09
Условного топлива на электроэнергию	тыс.т у.т.	143,48	142,94
УРУТ на тепло	кг/Гкал	155,00	155,00
УРУТ на электроэнергию	г/кВт·ч	213,06	210,24

С учетом продажи дополнительно выработанной на тепловом потреблении электроэнергии, а также экономии топлива, экономический эффект в денежном выражении составит 11,18 млн руб. за отопительный период.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Таким образом, применение новой системы низкотемпературного отопления на базе теплофикационных систем имеет очевидные преимущества и может быть рекомендовано для внедрения в отечественных системах теплоснабжения.

При строительстве новых теплоисточников на базе комбинированной выработки тепловой и электрической энергии рекомендуется при проектировании систем отопления потребителей предусматривать предложенную систему низкотемпературного отопления (систему теплый пол). Внедрение систем низкотемпературного отопления позволит перейти на пониженный температурный график работы теплоисточника, что позволит отказаться от использования пиковых источников теплоты и существенно повысить тепловую экономичность ТЭЦ (мини-ТЭЦ).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Соколов Е.Я. Теплофикация и тепловые сети: Учебник для вузов. - 7-е изд., стереот. - М: Издательство МЭИ, 2001. - 472 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Программный комитет конференции	3
О конференции	4
СЕКЦИЯ 1. Математическое моделирование и цифровые двойники в области энергетики и переработки коммунальных и производственных отходов	5
Корнилова М.И., Ковальногов В.Н. Математическое моделирование рабочих процессов газотурбинных двигателей и установок	5
Демина Ю.Э., Кудинов А.А. Моделирование гидродинамических и конструктивных параметров системы отвода уходящих газов котлоагрегатов через вытяжную башню градирни с естественной тягой	9
Зиганшина С.К., Кудинов А.А. Моделирование процессов теплообмена при подогреве дутьевого воздуха котла в конденсационном теплообменнике поверхностного типа.....	14
Федоров Р.В., Генералов Д.А., Сапунов В.В., Бусыгин С.В., Шеркунов В.В., Карпов Д.А., Шепелев И.И. Численное исследование способов сокращения эмиссии NOx на тепловых электростанциях	19
Хахалев Ю.А., Корнилова М.И., Хахалева Л.В., Чукалин А.В., Цветова Е.В., Шепелев И.И. Возможные подходы к моделированию процесса горения газа и альтернативного топлива.....	24
Яковлев А.С., Тригорлый С.В. Математическое моделирование термообработки диэлектрических материалов в волноводно-щелевой СВЧ-камере	28
Камалова Р.И., Замалеев М.М. Математическое моделирование процесса дегазации воды газоплотного котла.....	33
СЕКЦИЯ 2. Возобновляемые источники энергии и водородная энергетика	38
Володин А.А., Тарасов Б.П., Лотоцкий М.В. Водородная система аккумулирования электроэнергии	38
Орлов М.Е., Рубцов А.В. Основные свойства и перспективы транспортировки метано- водородных смесей по существующим магистральным газопроводам.....	43
Цветова Е., Ометова А., Карпухина Т. Актуальные проблемы ветроэнергетики.....	48
Хахалева Л.В., Корнилова М.И., Хахалев Ю.А., Чукалин А.В., Цветова Е.В., Сибиряков Д.В. Пути повышения эффективности работы ветроустановок	52
Корнилова М.И., Хахалева Л.В., Хахалев Ю.А., Чукалин А.В., Цветова Е.В. Исследование аэродинамики ветроэнергетической установки с применением CFD-моделирования	57
Пазушкина О.В., Степушин Д.В. Методы проверки солнечных электростанций в полевых условиях	63
СЕКЦИЯ 3. Энерго- и ресурсосберегающие технологии в энергетике, промышленности и в области термической переработки коммунальных и производственных отходов	67
Верещетин В.А., Тугов А.Н. Оценка влияния конструкции амбразуры газогорелочных устройств на экологические показатели и эксплуатационные характеристики котла	67

Гариевский М.В. Исследование эффективности дальнего теплоснабжения от АЭС с учетом участия в регулировании графиков электрических нагрузок	73
Банников А.В., Козлова М.В., Соколов П.С. Эксергетический анализ опреснительной установки гигроскопического типа с контактным испарителем	78
Садкин И.С., Ануфриев И.С., Копьев Е.П., Шадрин Е.Ю., Мухина М.А., Тарулин М.А. Экспериментальное исследование оригинального паромасляного горелочного устройства в условиях малой котельной установки	83
Садкин И.С., Щинников П.А. Особенности обновления рабочего тела полуоткрытого энергетического цикла на углекислом газе различной архитектуры	87
Кудинов А.А., Зиганшина С.К., Хусаинов К.Р. Промышленно-отопительная ГТУ-ТЭЦ	92
Орлов М.Е., Лытязков Е.С. Повышение теплофикационной выработки электроэнергии при охлаждении различных потоков воды природным газом на ТЭЦ	97
Ямлеева Э.У. Теоретические и экспериментальные исследования процесса насыщения подпиточной воды кислородом в баках-аккумуляторах ТЭЦ	102
Карпухина Т.В., Зелимова А.Р. Исследование диффузии жидкости кирпича из прессованного шлама	109
Пазушкина О.В., Золин М.В. Применение системы дополнительного подогрева обратной сетевой воды в котельных установках	115
Марченко А.В., Багрова Е.С. Модернизация систем вентиляции цехов пайки и лужения	120
Орлов М.Е., Ожогин С. К расчету количества и основных свойств биогазового топлива, полученного из органических отходов	123
Орлов М.Е., Винайкина И.В. Оценка возможности использования избытков пара промышленной котельной для производства электроэнергии с помощью паровой винтовой машины	129
Ротов П.В., Гафуров Р.А., Ротова М.А. Анализ повышения энергетической эффективности обработки подпиточной воды теплосети на тепловых электрических станциях путем изменения основных параметров	134
Ямлеева Э.У., Рамазанова Е. Модернизация котельных в Ульяновской области	138
Ямлеева Э.У. О процессе нейтрализации кислорода стальной сеткой в баке-аккумуляторе ТЭЦ	142
Марков И.А., Замалеев М.М. Повышение эффективности ТЭЦ за счет совершенствования тепловых схем и режимов их работы	145

II Всероссийская научно-техническая конференция с международным участием
**«РАЗВИТИЕ МЕТОДОВ ПРИКЛАДНОЙ МАТЕМАТИКИ ДЛЯ РЕШЕНИЯ
МЕЖДИСЦИПЛИНАРНЫХ ПРОБЛЕМ ЭНЕРГЕТИКИ»**

Научное электронное издание

**РАЗВИТИЕ МЕТОДОВ ПРИКЛАДНОЙ МАТЕМАТИКИ ДЛЯ РЕШЕНИЯ
МЕЖДИСЦИПЛИНАРНЫХ ПРОБЛЕМ ЭНЕРГЕТИКИ**

II всероссийская научно-техническая конференция с международным участием
(г. Ульяновск, 5–7 октября 2022 г.)

Сборник трудов конференции

Статьи печатаются в авторской редакции

Компьютерная верстка: *А.В. Абрамов, К.А. Кольцова*

Дата подписания к использованию 28.12.2022.
ЭИ № 1755. Объем данных 5,07 Мб. Заказ № 15.

Ульяновский государственный технический университет
432027, Ульяновская обл., Ульяновск, Сев. Венец, 32.
ИПК «Венец» УлГТУ, 432027, Ульяновская обл., Ульяновск, Сев. Венец, 32.

Тел.: (8422) 778-113
E-mail: venec@ulstu.ru
venec.ulstu.ru