

ПРОБЛЕМЫ СОВРЕМЕННОЙ ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКИ

*Сборник трудов Международной научно-технической
конференции, посвященной 50-летию специальности
«Промышленная теплоэнергетика» в ЛГТУ,
70-летию Липецкой области
и 90-летию Новолипецкого металлургического комбината
(г. Липецк, 6 декабря 2024 г.)*

Составители: А.Г. Арзамасцев, А.Г. Ярцев

Казань
Издательство «Бук»
2024

УДК 620.9(063)

ББК 31.3я431

П78

Редактор:

Губарев Василий Яковлевич, кандидат технических наук,
профессор, заведующий кафедрой
(Липецкий государственный технический университет)

П78 Проблемы современной теплоэнергетики : сборник трудов
Международной научно-технической конференции, посвящен-
ной 50-летию специальности «Промышленная теплоэнергети-
ка» в ЛГТУ, 70-летию Липецкой области и 90-летию Новоли-
пецкого металлургического комбината (г. Липецк, 6 декабря
2024 г.) ; сост.: А. Г. Арзамасцев, А. Г. Ярцев; ред. В. Я. Губарев. —
Казань : Бук, 2024. — 384 с. — Текст : непосредственный.

ISBN 978-5-00254-009-9.

Публикуемые доклады содержат результаты исследований, про-
веденных за последние годы в России и за рубежом в области
промышленной, коммунальной и строительной теплоэнергети-
ки; рассмотрены задачи тепломассообмена в двухфазной и мно-
гофазной средах, включая наножидкости.

УДК 620.9(063)

ББК 31.3я431

ISBN 978-5-00254-009-9

© Оформление. ООО «Бук», 2024

ОГЛАВЛЕНИЕ

ПЛЕНАРНОЕ ЗАСЕДАНИЕ

А.В. Рязских

Модель теплопроводности наножидкости на основе статического
подхода о взаимодействующих континуумах фаз.....10

К.В. Строгонов, Д.Д. Львов, В.А. Мурашов, А.К. Бастынец

Снижение энергоёмкости производства стали за счёт перехода
на жидкофазное восстановление железа углеродводородной
смесью.....18

В.Я. Губарев

Поглощение теплового излучения земной поверхности
диоксидом углерода атмосферы.....26

А.Г. Арзамасцев, В.Я. Губарев, К.А. Анохин

Особенности расчета процессов тепло- и массообмена
при течении насыщенного воздуха в каналах оросителей
вентиляторных градирнях.....34

СЕКЦИЯ 1

ТЕПЛОМАССОБМЕН И ГИДРОГАЗОДИНАМИКА В ТЕПЛОЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ

А.У. Аетов, К.М. Фан, З.И. Зарипов, Ф.М. Гумеров

Процесс взаимодействия интенсивных потоков энергии
с веществом в исследовании растворимости ацетона
в скф средах.....40

Е.С. Аралов, А.С. Салиева

Исследование влияния воздушного потока на процессы горения
в инфракрасных нагревателях.....47

<i>М.А. Бавыкин, В.Я. Губарев</i>	
Определение коэффициентов теплоотдачи при конвективном процессе теплообмена между уходящими газами и прокатной полосой в агрегате непрерывного горячего цинкования.....	56
<i>Д.С. Баршутина, С.Н. Баршутин</i>	
Метод определения ионизационных коэффициентов в газовых средах.....	62
<i>М.И. Бирюков, А.А. Хвостов, А.В. Иванов, А.А. Журавлев</i>	
Оптимизация процесса распределенной наплавки элементов стальной конструкции.....	69
<i>С.В. Горбунов, М.Г. Зиганшин</i>	
Создание наклонной геометрической модели пылеулавливающего аппарата ЦН-11.....	76
<i>О.А. Дорохова, И.Л. Батаронов</i>	
Моделирование режима Qтах термоэлектрического охлаждающего модуля с ограничением по температуре.....	82
<i>В.В. Елисеев, Т.Е. Созинова</i>	
Разработка универсальной математической модели физических процессов в пароводяном сосуде.....	89
<i>К.В. Зубов, М.С. Чурсова, А.Е. Кувалдин</i>	
Теплоотдача насыщенного потока, кипящего в малых каналах.....	97
<i>А.А. Ковалёв</i>	
Определение направления ветра с помощью датчиков давления.....	103
<i>В.Е. Папин, В.Я. Губарев, А.Г. Ярцев</i>	
Сравнительный анализ процессов теплообмена в каналах гофрированного теплообменника и теплообменника с неполыми ребрами.....	111

<i>М.С. Подгорнова, А.Г. Тонкошкур</i>	
К моделированию процесса кондуктивного теплопереноса в производстве этилена.....	119
<i>В.И. Рязских, А.В.Рязских</i>	
Термофорез системы наночастицы-ньютоновская базовая жидкость в плоском горизонтальном канале с верхней «горячей» и нижней «холодной» стенками.....	127

СЕКЦИЯ 2

ПРОМЫШЛЕННАЯ ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКА,

ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКА МЕТАЛЛУРГИИ

<i>А.Г. Батухтин, С.Г. Батухтин, В.И. Рудой, О.П. Яковлева</i>	
Принцип работы плазменной системы безмазутной растопки пылеугольного котлоагрегата.....	132
<i>В.Р. Ведрученко, А.Б. Башуров</i>	
Основные параметры, предъявляемые к форсункам при сжигании водоугольного топлива в котельных агрегатах	140
<i>А.Н. Грибков, Д.С. Луцков, Н.Г. Буранова</i>	
Математическое моделирование динамических режимов теплотехнологических аппаратов.....	151
<i>А.Р. Дятчин, В.Д. Коршиков</i>	
О взвешенных частицах в газовых потоках действующих технологических систем	158
<i>А.С. Казмалы, Е.П. Зацепин</i>	
Особенности компенсации емкостных токов в условиях воздействия высших гармонических составляющих на металлургических предприятиях.....	162

<i>И.Ю. Картель, В.Я. Губарев, А.Ю. Картель</i> Модернизация схемы установки частичного сжижения природного газа с теплообменником-вымораживателем.....	166
<i>К.А. Кливекин, Е.П. Зацепин</i> Управление цифровизированной распределительной электрической сетью	172
<i>В.М. Лапшова, М.В. Козлова, А.В. Банников</i> Глубокая утилизация теплоты продуктов сгорания в опреснительных установках контактного типа.....	178
<i>М.С. Никифоров, В.Д. Коршиков</i> Преимущества плазменной газификации отходов перед мусоросжигательными заводами.....	187
<i>А.А. Орлов, Е.В. Крылова, А.В. Сириченко, О.Н. Буданин, Е.А. Калашиников, В.Ю. Фурман, В.М. Щербаков, А.М. Кенжалыев, Д.И. Стоянов</i> Применение отечественного микроконтроллера мик-32 при автоматизации диагностического оборудования в теплоэнергетике.....	192
<i>Н.В. Резников, К.В. Строгонов, Д.Д. Львов, В.А. Мурашов</i> Модель элемента перфорированного ограждения для плавильных печей барботажного типа.....	200
<i>И.В. Селищев, Е.П. Зацепин</i> Применение БМРЗ для защиты электродвигателей напряжением 6-10 кВ.....	206
<i>П.В. Скворцова, Е.Н. Григорьева</i> Определение рентабельности производства пеллет из пораженной гнилью древесины.....	213

<i>А.А. Степанов, К.В. Строгонов</i>	
Моделирование устройства для высокотемпературного нагрева лома.....	221
<i>И.И. Супрунов</i>	
Применение алгоритма последовательной обработки движущегося протяженного объекта в производственной задаче.....	227
<i>М.С. Устюгов, П.Н. Анисимов</i>	
Анализ эффективности цикла Аллама в сравнении традиционными циклами тепловых электростанций.....	233
<i>К.А. Чигвинцев, М.А. Лемешко, Е.Г. Нешпоренко</i>	
Исследование теплового состояния пруда-охладителя промышленного предприятия.....	241
<i>Ю.А. Шурыгин</i>	
Способ функционирования интеллектуальной релейной защиты.....	249

СЕКЦИЯ 3

КОММУНАЛЬНАЯ ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКА

<i>В.С. Баранова, М.Г. Зиганшин</i>	
Использование ПК ANSYS FLUENT для исследования характеристик энергоэффективности теплого чердака.....	257
<i>В.З. Горина, Ю.О. Михеева</i>	
Наладка теплогидравлического режима тепловой сети.....	264
<i>Е.А. Дегтярев, С.Д. Лысых, О.Н. Попов</i>	
Исследование влияния вида системы отопления на формирование параметров микроклимата в помещении.....	271

<i>Т.Г. Мануковская, В.А. Стерлигов, Е.М. Крамченков</i> Отпуск теплоты в жилые здания при нормальной и связанной подаче.....	278
<i>М.В. Мишин, М.Г. Зиганшин</i> Численное моделирование комбинированного водяного и воздушного отопления общественного здания.....	285
<i>С.М. Назаров, В.А. Стерлигов, Е.М. Крамченков, Т.Г. Мануковская</i> К вопросу плотности пароводяной смеси в гравитационных системах отопления.....	291
<i>Д.Р. Пчельников, В.Д. Коршиков</i> Перспективы использования некоторых видов солнечных коллекторов в тепличном хозяйстве.....	300
<i>В.А. Стерлигов, Е.М. Крамченков, Т.Г. Мануковская, К.Ю. Кирюшина</i> О поквартирных системах отопления в многоквартирных домах.....	307
<i>В.А. Стерлигов, Е.М. Крамченков, Т.Г. Мануковская, С.М. Назаров</i> Естественная циркуляция в системе отопления при подаче в водяной контур насыщенного пара.....	312
<i>В.А. Уваров, А.Г. Кочев, М.М. Соколов</i> Применение нейронной сети для моделирования микроклимата в храме святого благоверного князя Александра Невского.....	320
<i>Б.М. Хрусталева, А. Н. Пехота, С.А. Филатов, В.П. Голубев, Д.В. Шавловский, Д.А. Згурский</i> Новые подходы в использовании горючих отходов в локальных установках применяемых в теплоэнергетике.....	330
<i>P.S. Khujjaev</i> Numerical simulation of heat transfer in variable thermal devices.....	339

СЕКЦИЯ 4

ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКА В СТРОИТЕЛЬНОЙ ОТРАСЛИ

А.Н. Долгова, К.А. Жигулин

Исследование осадок фундамента сушильной установки
в статических условиях.....349

Э.Р. Домухаметова, Р.Р. Имангулов, А.А. Цынаева

Исследование влияния органических добавок
на теплофизические свойства строительных материалов.....357

А.С. Колобанов, Д.С. Сорокина, Т.В.Федюнина

Выявление дефектов и повреждений конструкций многоэтажных
жилых зданий на ранней стадии эксплуатации, как предпосылка
к их дальнейшему мониторингу.....361

Н.В. Колосова, С.Е. Жогова, М.А. Рыжкова

Применение пластинчатых теплообменных аппаратов
для повышения энергоэффективности.....368

В.В. Михайлов, Е.А. Пашкова

Анализ возможности увеличения срока эксплуатации
воздухоопорных зданий и сооружений в России.....375

ПЛЕНАРНОЕ ЗАСЕДАНИЕ

УДК 536.223

А.В. Рязских

Воронежский государственный технический университет

394066, Воронеж, 20-летия Октября, 84.

МОДЕЛЬ ТЕПЛОПРОВОДНОСТИ НАНОЖИДКОСТИ НА ОСНОВЕ СТАТИЧЕСКОГО ПОДХОДА О ВЗАИМОПРОНИКАЮЩИХ КONTИНУУМОВ ФАЗ

Повышение эффективности теплопередачи необходимо для увеличения производительности теплотехнических систем, при этом используются так называемы пассивные, активные и комбинированные методы [1]. Улучшение теплофизических характеристик теплоносителей относится к пассивному методу, и это может быть достигнуто применением наножидкостей [2]: их теплопроводность выше, чем у обычных жидкостей [3], благодаря большей площади поверхности наночастиц.

Наиболее точный метод определения теплопроводности наножидкостей, несомненно является экспериментальный, но огромное количество потенциальных вариаций наночастицы – базовая жидкость, да притом еще в зависимости от разных факторов (размер и концентрация наночастиц, температура и др.) переводит эту проблему в разряд трудноразрешимых. Поэтому необходима генерация моделей, объясняющих и прогнозирующих повышенную теплопроводность наножидкостей.

В [4] предложено делить исходную картину для разработки моделей теплопроводности наножидкостей на статические (наночастицы не

двигаются в базовой жидкости) и динамические (наночастицы случайным образом перемещаются в колебательном режиме). Выделены следующие основные группы моделей: 1) модели, использующие понятие «эффективной» среды [5]; 2) модели наноразмерных слое [6]; 3) модели влияния броуновского движения [7]; 4) модели агломиррования [8] и др.

Перечисленные подходы пока точно не могут спрогнозировать величину теплопроводности, но могут обеспечить приблизительное значение и тенденции изменения от сопутствующих факторов. В связи с этим исследования в этом направлении актуальны и востребованы на практике.

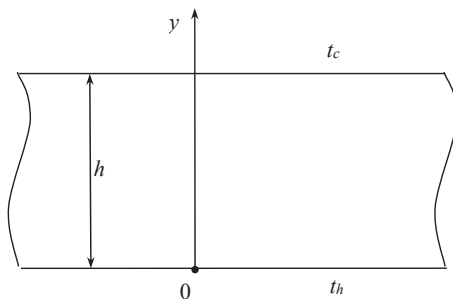


Рис. 1. Расчетная схема

Рассмотрен разнотемпературный плоский горизонтальный канал высотой h (рис.1), в котором находится покоящаяся наножидкость. Будем считать, что свободноконвективный перенос дисперсионной среды мал. В декартовой системе координат на основе подхода Эйлера-Эйлера (взаимопроникающие континуумы) представлена модель теплообмена между фазами наножидкости (дисперсная фаза монодисперсна с диаметром наночастиц d_p) при граничных условиях первого рода:

$$\lambda_f \frac{d^2 t_f}{dy^2} - k(t_f - t_s) = 0; \quad (1)$$

$$\lambda_s \frac{d^2 t_s}{dy^2} + k(t_f - t_s) = 0; \quad (2)$$

$$t_f(0) = t_h, \quad t_f(h) = t_c; \quad (3)$$

$$t_s(0) = a, \quad t_s(h) = b; \quad (4)$$

где $t_{f,s}$ – локальные температуры базовой жидкости и наночастиц; $\lambda_{f,s}$ – теплопроводность несущей среды и дисперсной фазы; t_h, t_c – температуры «горячей» и «холодной» стенок и базовой жидкости; a, b – температуры наночастиц у «горячей» и «холодной» поверхностей; кинематический коэффициент теплообмена между фазами определен следующим образом $k = \alpha S/V$, где α – коэффициент теплоотдачи через суммарную межфазную поверхность; S – площадь межфазной поверхности; V – интегральный объем наночастиц, которые полагаются близкими по форме к сфере.

Проведена оценка среднего расстояния между наночастицами из следующих соображений. По определению объемная концентрация наночастиц есть $\varphi = V_s / (V_s + V_f)$, где $V_{f,s}$ – объемы фаз наножидкости. Пусть упаковка наночастиц в наножидкости имеет кубическую структуру, тогда их число в единице объема составит $N = n^3$, где n – число частиц по ребру куба объема, например, $V_s + V_f = 1 \text{ м}^3$. Т.к. объем одной наночастицы есть $V_p = \pi/6 d_p^3$, то объем дисперсной фазы наножидкости составит $V_s = N V_p = \pi/6 n^3 d_p^3$, тогда объемная концентрация наночастиц, будет $\varphi = \pi/6 n^3 d_p^3$ на единицу объема наножидкости, откуда на единицу объема $n = \frac{1}{d_p} \sqrt[3]{\frac{6\varphi}{\pi}}$. Но, т.к.

$(d_p + l)n = 1M^3$, где l – расстояние между наночастицами в упаковке, то $l = d_p \left(\sqrt[3]{\frac{\pi}{6\phi}} - 1 \right)$.

Тепловой импульс от/к стенки/е канала передается через пограничный слой несущей среды у стенок, поэтому, если основной механизм переноса теплоты в неподвижном континууме есть теплопроводность и $\phi \ll 1$, то температура в разнотемпературном канале практически линейна. Поэтому $b = l/h$, $a = 1 - b$, т.е. это означает, что на «горячей» стенке температура должна быть ниже температуры стенки, а на «холодной» наоборот.

Система (1) – (4) представлена в безразмерном виде:

$$\frac{d^2 T_f}{dY^2} - K_f (T_f - T_s) = 0; \quad (5)$$

$$\frac{d^2 T_s}{dY^2} + K_s (T_f - T_s) = 0; \quad (6)$$

$$T_f(0) = 1, \quad T_f(1) = 0; \quad (7)$$

$$T_s(0) = A, \quad T_s(1) = B, \quad (8)$$

где $Y = y/h$; $T_{f,s} = (t_{f,s} - t_c)/(t_h - t_c)$; $K_s = 6\phi(h/d_p)^2 Bi$;

$$K_f = (\lambda_s/\lambda_f)K_s; \quad A = 1 - \frac{d_p}{h} \left(\sqrt[3]{\frac{\pi}{6\phi}} - 1 \right); \quad B = \frac{d_p}{h} \left(\sqrt[3]{\frac{\pi}{6\phi}} - 1 \right);$$

$Bi = \alpha d_p / \lambda_s$ – число Био.

Т.к. основной механизм передачи теплоты в наножидкости теплопроводность, то из решения задачи симметричного нагрева/охлаждения однородной сферы при граничных условиях первого рода для средней температуры найдено [9]

$$\bar{T}_s(Fo) = \frac{6}{\pi^2} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{n^2} \exp(-\pi^2 n^2 Fo)$$

где Fo – число Фурье. $Fo^* \approx 1$, когда выравнивается внешнее и внутреннее температурные поля. При этом распределенное поле температур в наночастице таково:

$$T_s(R, Fo) = \frac{2}{\pi} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(-1)^{n+1}}{n} \frac{\sin(\pi n R)}{R} \exp(-\pi^2 n^2 Fo)$$

где $R = r/r_0$ ($r_0 = d_p/2$) – текущий безразмерный радиус наночастицы. С другой стороны

$$Bi = 2(dT_s/dR)\Big|_{R=Fo=1},$$

в итоге получим $Bi = 2,07 \cdot 10^{-4}$.

Точное решение системы (5) – (8):

$$T_f(Y) = \left[K_f A + K_s - (K_f A - K_f B + K_s) Y + \frac{(Ach\sqrt{K_f + K_s} - ch\sqrt{K_f + K_s} - B) K_f sh(\sqrt{K_f + K_s} Y)}{sh\sqrt{K_f + K_s}} - K_f(A-1)ch(\sqrt{K_f + K_s} Y) \right] / (K_f + K_s); \quad (9)$$

$$T_s(Y) = \left[K_f A + K_s - (K_f A - K_f B + K_s) Y - \frac{(Ach\sqrt{K_f + K_s} - ch\sqrt{K_f + K_s} - B) K_s sh(\sqrt{K_f + K_s} Y)}{sh\sqrt{K_f + K_s}} + K_s(A-1)ch(\sqrt{K_f + K_s} Y) \right] / (K_f + K_s). \quad (10)$$

Температура наножидкости определена как

$$T = \phi T_s + (1 - \phi) T_f, \quad (11)$$

а тепловой поток от «горячей» стенки

$$q = \varphi q_s + (1 - \varphi) q_f, \quad (12)$$

но $q_{f,s} = -\lambda_{f,s} \frac{dT_{f,s}}{dY}$ и $q = -\lambda \frac{dT}{dY}$, поэтому из (11) и (12) следует теплопроводность наножидкости

$$\lambda = \frac{\varphi \lambda_s \frac{dT_s(0)}{dY} + (1 - \varphi) \lambda_f \frac{dT_f(0)}{dY}}{\varphi \frac{dT_s(0)}{dY} + (1 - \varphi) \frac{dT_f(0)}{dY}}. \quad (13)$$

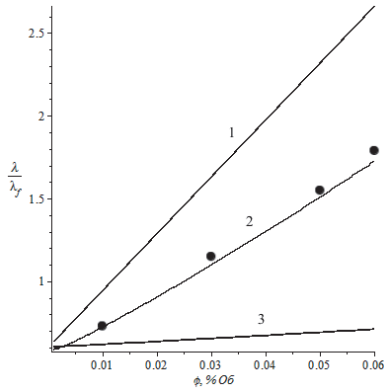


Рис. 2. Теплопроводность наножидкости в зависимости от объемной концентрации наночастиц: 1 – расчет по балансовому соотношению; 2 – расчет по (13); 3 – по формуле Максвелла; • - средневзвешенных геометрических совокупностей экспериментальных данных различных наножидкостей

Вычислительный эксперимент проводился для наножидкости Al_2O_3/H_2O в канале высотой $h = 10^{-6}$ м, средний размер наночастиц 100 нм; $\lambda_f = 0.6 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$; $\lambda_s = 35 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$. Результаты расчетов удовлетворительно согласуются с экспериментальными данными [10].

Предложенная структура обобщенной формулы расчета теплопроводности наножидкостей при $\varphi = 1$, $\varphi = 0$ переходит в теплопровод-

ность соответственно дисперсной и дисперсионной фаз. Дополнительным преимуществом соотношения является неявный учет зависимости теплопроводности наножидкости от среднемедианного размера наночастиц, а также от величины пограничного слоя, от которой начинается матрица дисперсной фазы. Кроме того, формулу (13) можно представить в явном виде, если идентифицировать градиенты температур в несущей среде и твердой фазе по соотношениям (9) и (10). Еще одним уточняющим моментом является определение направления теплового потока через межфазную границу, т.е. если тепловой поток направлен от твёрдых частиц в несущую среду, то наблюдается неустойчивый колебательный режим термического поля в поперечном сечении разнотемпературного горизонтального плоского канала. Предложенная математическая модель для расчета температурных полей фаз наножидкости может явиться основой для создания серии приборных устройств, с помощью которых возможно экспериментальное определение теплопроводности наножидкости.

В дальнейшем, в продолжении данной работы предполагается модифицировать статическую модель (1) – (4) путем учета конвективных составляющих движения фаз с одновременным вводом величины проскальзывания компонентов наножидкостей при транспортировке в ламинарном режиме, что позволит исследовать влияние гидродинамического проскальзывания на величину теплопроводности наножидкостей.

Библиографический список

1. Rajesh B.C., Kumar P., Sakanfa R., Rajamahan G. A comprehensive review on compound heat transfer enhancement using passive techniques

in a heat exchanger // *Materials today: proceedings*. – 2022. – V. 54., Part.2. – pp. 426-428.

2. Timofeeva E.V., Moravek M.P., Singh D. Improving the heat transfer efficiency of synthetic oil with silica nanoparticles // *J. of Colloid and Interface Science*. – 2011. – V.364. – pp. 71-79.

3. Barai R., Kumar D., Wankhade A. Heat transfer performance of nanofluids in heat exchanger: a review // *J. Therm. Eng.* – 2023. – V. 9. – pp. 86-106.

4. Lee J.M., Lee S.H., Choi C., Jang S., Choi S. A review of thermal conductivity data, mechanisms and models for nanofluids // *Int. J. Micro-Nano Scale Transp.* – 2010. – V.1. – №4. – pp. 37-39.

5. Maxwell J.C. A treatise on electricity and magnetism. V.1. – Oxford: Clarendon Press, 1881. – pp. 37-39.

6. Yu. W., Choi S. The role of interfacial layers in the enhanced thermal conductivity of nanofluids: a remodeled Maxwell model // *J. Nanoparticle Res.* – 2003. – V. 5(1-2). – pp. 167-171.

7. Jang S.P., Choi S.U. Role of Brownian motion in the enhanced thermal conductivity of liquid with suspension of nanoparticles // *Appl. Phys. Lett.* – 2004. – V. 84(21). – pp. 4316-4318.

8. Wang B.X., Zhou L.P., Peng X.F. A fractal model for predicting the effective thermal conductivity of liquid with suspension of nanoparticles // *Int. J. Heat Mass Transfer.* – 2003. – V.46(14) – pp. 2665-2672.

9. Лыков А.В. Теория теплопроводности. – М.: Высш.шк., 1967. – 599с.

10. Макарова В.В., Горбачева С.Н., Антонов С.В. Ильин С.О. К вопросу о возможности повышения теплопроводности сред введением дисперсных частиц // *Журнал прикладной химии*. – 2020. – Т.93. – Вып. 12. – С.1696-1715.

УДК 621

К.В. Строгонов, Д.Д. Львов, В.А. Мурашов, А.К. Бастынец

Национальный исследовательский университет «МЭИ»

111250, г. Москва, вн. тер. г. муниципальный округ Лефортово,

ул. Красноказарменная, д. 14, стр. 1.

СНИЖЕНИЕ ЭНЕРГОЁМКОСТИ ПРОИЗВОДСТВА СТАЛИ ЗА СЧЁТ ПЕРЕХОДА НА ЖИДКОФАЗНОЕ ВОССТАНОВЛЕНИЕ ЖЕЛЕЗА УГЛЕРОДВОДОРОДНОЙ СМЕСЬЮ

Мировое энергопотребление ежегодно растёт, что связано с ростом численности населения и увеличением качества жизни, так с 2010 по 2019 гг. средний темп ежегодного роста энергопотребления составил 1,5 % [1].

Рост численности населения, а также улучшения качества жизни в том числе отражается и на потреблении стали так, по оценке WorldSteelAssociation за последние 20 лет рост производства и потребления стали составляет около 4 % в год [2].

При этом стоит отметить, что как в национальных программах развития и дорожных картах, так и в мировых одним из приоритетов является удельное сокращение энергопотребления, т.е. переход на более энергоэффективные процессы, и переход к более экологичному и менее энергоёмкому производству стали.

Наиболее распространённым способом производства стали на текущий момент является доменное производство. При этом энергоёмкость производства стали при такой технологии составляет 1800 кг у.т./т стали. Помимо этого, агло-коксо-доменное производство сопровождается и высокими выбросами парниковых газов, объём которых по некоторым оценкам может составлять до 2000 кг CO₂ эк./т стали.

Существенным минусом доменного производства является потребление дорогостоящих и энергетически ценных коксующихся углей.

Решением данных проблем может являться переход на внедоменные технологии восстановления железа, которые на текущий момент активно развиваются. Наиболее распространёнными являются следующие технологии внедоменного восстановления железа: Midrex, НуIII, Corex, Finex, Ромелт [3]. Современные промышленно реализованные агрегаты внедоменного восстановления уже позволяют снизить энергоёмкость производства чугуна и стали, однако всё равно их показатели далеки от теоретически возможного минимума в 210 кг у.т./т восстановленного железа.

Согласно классификации, предложенной Картавцевым С.В. в работе [4], все технологии восстановления железа можно разделить на 4 больших класса:

- установки твердофазного восстановления с углём, в качестве источника восстановительных газов (например, доменная печь);
- установки твердофазного восстановления с природным газом, в качестве источника восстановительных газов (например, Midrex, НуIII и др.);
- установки жидкофазного восстановления с углём, в качестве источника восстановительных газов (например, Ромелт, Corex и др.);
- установки жидкофазного восстановления с природным газом, в качестве источника восстановительных газов.

Из данной классификации следует, что на текущий момент отсутствует промышленно реализованная технология жидкофазного восстановления железа природным газом.

При этом природный газ является хорошим источником восстановительных газов, т.к. получаемые при пиролизе природного газа

углерод и водород имеют лучшую восстановительную способность, чем монооксид углерода, использующийся в традиционном доменном производстве.

Однако реакции восстановления железа природным газом (в математических моделях для упрощения используется чистый метан) при жидкофазном восстановлении мало исследованы. В апробированном программном комплексе ИВТАНТЕРМО были произведены расчёты восстановления железа метаном[5]. Производительность моделируемого агрегата в 35 т/ч была принята с учётом анализа промышленно реализованных установок внедоменного восстановления железа.

Подача природного газа на восстановление планируется через перфорированный под агрегата (рис. 1), что позволит создать внутри реактора барботаж[6], который будет способствовать повышению равномерности поля температур расплава и распределения восстановительных газов. Трёхмерная визуализация разработанного реактора представлена на рисунке 2.

В результате расчёта, основанного на методе минимизации энергии Гиббса физико-химических систем, было получено, что при температуре в установке порядка 1400 °С на выходе из реактора восстановления степень восстановления железа составит не менее 99 % (рис. 3), при этом доля остаточного углерода менее 0,01 %.

Расход природного газа на реакции восстановления составит 11052 $\text{нм}^3/\text{ч}$ или 316 $\text{нм}^3/\text{т}$ восстановленного железа, что в пересчёте на условное топливо составит 386 кг у.т./т восстановленного железа. Объем отходящих газов составит 39790 $\text{нм}^3/\text{ч}$, состав газа представлен в таблице 1.

Стоит отметить, что данная энергоёмкость – это энергоёмкость только реакции восстановления, при этом стоит учесть затраты на

плавление железнорудного сырья, потери через ограждающие конструкции и потери с отходящими газами.

Таблица 1

Состав отходящих газов

Газ	H ₂	H ₂ O	CO	CO ₂
% объёма	41,5	28,9	21,4	8,2

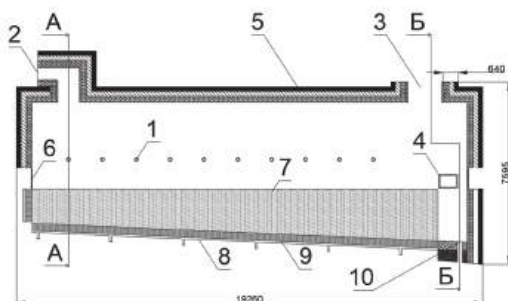
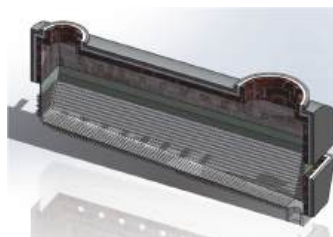


Рис. 1. Эскизная модель агрегата восстановления:

- 1 – форсунки дожигаания;
- 2 – окно пода железнорудного материала;
- 3 – патрубок для отвода отходящих газов;
- 4 – окно для слива шлака;
- 5 – футерованное ограждение;
- 6 – гарниссаж;
- 7 – уровень расплава;
- 8 – труба подачи газа (газовый коллектор);
- 9 – перфорированный под;
- 10 – патрубок для слива расплава восстановленного железа



а) триметрический вид



б) продольный разрез

Рис. 2. 3D модель агрегата жидкофазного восстановления

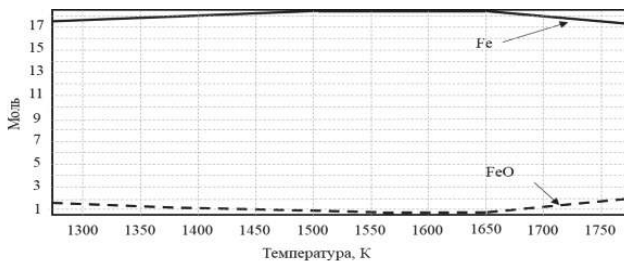


Рис. 3. Температурная зависимость количества Фек FeOв мольном выражении

Для чего был составлен тепловой баланс агрегата, представленный в таблице 2. При этом для сокращения потребления природного газа для покрытия потерь предполагается дожигание отходящих газов в техническом кислороде. Низшая рабочая теплота его сгорания, рассчитанная по формуле Менделеева, составляет 7,2 МДж/нм³.

Таблица 2

Сводная таблица расчёта теплового баланса

Ста- тья	Приход			Ста- тья	Расход		
	кДж/кг	кВт	%		кДж/кг	кВт	%
Q _{х,восс}	11329,88	110151,6	60,22	Q _{восс}	11329,88	110151,6	60,22
Q _{х,конв}	1057,27	10279,02	5,62	Q _{энд,конв}	1057,27	10279,02	5,62
Q _{х,г}	6392,06	62145,03	33,98	Q _{о,г}	3774,35	36695,08	20,06
Q _{ф,СН4}	15,72	152,81	0,08	Q _{г,п}	1387,54	13489,93	7,38
Q _{ок}	10,85	105,5	0,06	Q _{о,с}	930,57	9047,19	4,95
Q _{и,м}	8,11	78,86	0,04	Q _{ш,о}	334,29	3250	1,77
Сумма	18813,89	182912,82	100	Сумма	18813,89	182912,82	100
Расход топлива, м ³ /ч							
В _{восс}	В _{потери}	В _{доп}	В _{СН4}	Суммарный расход			
11052	5397,74	1031,34	856,61	18337,69			

В результате расчёта получен суммарный расход природного газа (метана) необходимого для внедоменного жидкофазного восстановления 35 т железа в час, который составляет 18338 $\text{нм}^3/\text{ч}$. В пересчёте на тонну восстановленного железа расход составит 524 $\text{нм}^3/\text{т}$ восстановленного железа или 640 кг у.т./т восстановленного железа, что практически в три раза меньше затрат на получение чугуна в рамках традиционного доменного производства.

Сокращение энергоёмкости производства стали положительно скажется и на экологическом аспекте производства, так для моделируемого агрегата производительностью в 35 т/ч оценочные выбросы парниковых газов составят 10,8 кг/с или 1100 кг $\text{CO}_2\text{эк.}/\text{т}$.

Заключение

Одним из способов сокращения энергоёмкость производства стали является переход на технологии внедоменного восстановления железа, которые на текущий момент уже позволяют сократить энергозатраты до двух раз, в сравнении с доменным производством, однако они всё равно далеки от теоретического минимума в 210 кг у.т./т.

На текущий момент нет промышленно реализованных технологий жидкофазного внедоменного восстановления железа природным газом, однако данная технология является перспективной, т.к. С и H_2 , получаемые при пиролизе природного газа обладают большей восстановительной активностью, чем традиционный восстановительный газ – CO . В связи с этим разработка агрегатов жидкофазного восстановления железа на основе природного газа с применением барботажа может являться одним из способов сокращения энергоёмкости.

Согласно теоретическим расчётам энергозатраты на восстановление железа в рамках такого агрегата будут ниже примерно в полтора

раза в сравнении с текущими промышленно реализованными реакторами внедоменного восстановления и составят около 640 кг у.т./т.

Сокращение энергетических затрат также приведёт и к сокращению выбросов парниковых газов практически в два раза с 2000 кг CO₂эк./т до 1100 кг CO₂эк./т.

Однако реакции восстановления железа природным газом при жидкофазном восстановлении мало исследованы и требуют дополнительного изучения.

Благодарность

Работа выполнена в рамках проекта «Исследование процесса восстановления железа углеродводородной смесью для энергоэффективного производства стали» при поддержке гранта ФГБОУ ВО «НИУ «МЭИ» на реализацию программы научных исследований «Приоритет 2030: Технологии будущего» в 2024-2026 гг.

Библиографический список

1. Total energy consumption // World Energy & Climate Statistics URL: <https://yearbook.enerdata.net/total-energy/world-consumption-statistics.html> (датаобращения: 14.10.2024).
2. World Steel in Figures 2024 // World Steel Association URL: <https://worldsteel.org/data/world-steel-in-figures-2024/> (датаобращения: 14.10.2024).
3. Технологические предпосылки создания технологии прямого восстановления железа / К.В. Строгонов, В.А. Мурашов, Д.Д. Львов, А.К. Бастынец // Нано-био-технологии. Теплоэнергетика. Математическое моделирование: Сборник статей международной научно-практической конференции, Липецк, 27–28 февраля 2024 года. – Липецк:

Липецкий государственный технический университет, 2024. – С. 130-137.

4. Картавцев С.В. Интенсивное энергосбережение и технологический прогресс черной металлургии: Монография – Магнитогорск: ГОУ ВПО «МГТУ», 2008. – 311 с.

5. Жидкофазное восстановление железных руд углеводородной смесью и водородом / К.В. Строгонов, А.Л. Петелин, А.Ю. Терехова, Д.Д. Львов, В.А. Мурашов, А.А. Борисов // Промышленная энергетика. – 2023. – № 8. – С. 43-49. – DOI 10.34831/EP.2023.43.83.006. – EDN DQKYTA.

6. Патент № 2815145 С1 Российская Федерация, МПК С21В 13/00. Агрегат восстановления железа: № 2023117098: заявл. 28.06.2023: опубл. 11.03.2024 / К. В. Строгонов, Д. Д. Львов, А. А. Борисов; заявитель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Национальный исследовательский университет «МЭИ».

В.Я. Губарев

Липецкий государственный технический университет
398055, Липецк, Московская, 30

ПОГЛОЩЕНИЕ ТЕПЛООВОГО ИЗЛУЧЕНИЯ ЗЕМНОЙ ПОВЕРХНОСТИ ДИОКСИДОМ УГЛЕРОДА АТМОСФЕРЫ

Введение

После выхода в свет в 2007 г. книги тогдашнего вице-президента США А.Гора «Неудобная правда», связавшей наблюдающийся рост средней температуры земной поверхности с антропогенным выбросом диоксида углерода и повышением его приземной концентрации, началась глобальная истерия по поводу катастрофического потепления, вся вина за которое возлагается на вклад в парниковый эффект поглощения теплового излучения земной поверхности диоксидом углерода и, соответственно, на антропогенную его эмиссию. В результате в 1997 г. был подписан Киотский протокол, в соответствии с которым введены ограничения на выброс парниковых газов, в первую очередь CO₂. Парижское соглашение 2015 г. ужесточила требования к снижению эмиссии диоксида углерода. Но во всех этих документах не приводятся никакие данные о конкретном влиянии приземной концентрации CO₂ на поглощение теплового излучения земной поверхности. Приводятся только оценки его вклада в общее поглощение всеми парниковыми газами широком диапазоне 9 – 26%.

При этом не рассматривается вклад других поглощающих газов, особенно водяного пара, концентрация которого на один – два порядка превышает концентрацию углекислого газа, не говоря уже о поглощающей способности конденсированного водяного пара в атмосфере и других аэрозолей. Все модели развития процессов так

называемого глобального потепления опираются на рост поглощения излучения земной поверхности при повышении концентрации углекислого газа.

Оценка влияния повышения концентрации CO₂ на поглощение приземного излучения земной поверхности

Оценим предельно возможное поглощение излучения земной поверхности углекислым газом.

Углекислый газ имеет множество резонансных линий поглощения которые в совокупности дают три основные полосы поглощения в инфракрасной области. Основная колебательно-вращательная полоса с центром около 15 мкм занимает широкий интервал спектра примерно 12–20 мкм. Вся эта область поглощения в литературе часто называется полосой 15 мкм, причем в центральной части 13,5–16,5 мкм уже по данным на 1980 г.г. (при концентрации CO₂ 0,03%) полностью поглощается все приходящее солнечное излучение [1]. Вторая колебательно-вращательная полоса охватывает диапазон 4,0 – 4,8 мкм и обычно представляется в литературе полосой поглощения 4,3 мкм. Третья полоса 2,3–3,0 мкм с центром 2,7 мкм. Кроме этих основных полос поглощения имеется еще ряд полос с центрами 9,4; 5,2; 2,0; 1,6; 1,4 мкм, но ширина всех этих полос около 0,1 мкм и, соответственно, вклад их в суммарное поглощение пренебрежимо мал [1–3].

Если принять, что по всем полосам имеется полное поглощение, то предельно возможное поглощение углекислым газом излучения земной поверхности в этих трех основных полосах составляет 34–36% в диапазоне температуры поверхности от +20°C до – 20°C при отсутствии поглощения другими парниковыми газами, причем свыше 97% приходится на полосу 15 мкм, полное поглощение которой составляет

33–35% излучения земной поверхности в диапазоне температур от +20 до –20°С.

Но кроме углекислого газа в атмосфере содержится ряд других парниковых газов, причем главную роль из всех играет водяной пар, концентрация которого на 1–2 порядка превышает концентрацию углекислого газа и на 3–4 порядка концентрацию метана. Водяной пар имеет множество полос поглощения как в видимой, так и инфракрасной области спектра из которых основными являются полосы 2,5–3,5 мкм; 4,5–8,0 мкм и 12–100 мкм, причем при длинах волн свыше 20 мкм для средних широт и температуре приземного слоя воздуха 15°С наблюдается полное поглощение излучения вертикальным столбом атмосферы [1,2]. Эта полоса поглощения водяным паром полностью перекрывает основную полосу углекислого газа в диапазоне 12–20 мкм. В отличие от углекислого газа концентрация водяного пара сильно зависит от температуры воздуха и относительной влажности. Поэтому чистый вклад углекислого газа суммарное поглощение определяется только полосами 4,0–4,8 мкм и 2,3–3,0 мкм и не может превышать 1% излучения земной поверхности. Вклад полосы 15 мкм может меняться в зависимости от поглощения водяным паром температуры приземного слоя воздуха.

Проанализируем влияние концентрации углекислого газа и водяного пара на суммарное поглощение системой $\text{CO}_2 + \text{H}_2\text{O}$ в полосе 12–20 мкм.

Пропускание потока излучения при прохождении слоя атмосферного воздуха от поверхности до высоты h поглощающим компонентом

$$q_h = q_0 \exp \left(- \int_0^h f_{si} \cdot n(h) \cdot dh \right) \quad (1)$$

где q_0 - плотность потока излучения поверхности, q_h - плотность потока излучения после прохождения слоя, f_{si} - среднее значение сечения поглощения в полосе спектра, m^2 ; $n(h)$ - распределение концентрации компонента по слою, $1/m^3$.

Коэффициент поглощения компонентом

$$A_{si} = 1 - \exp \left(- \int_0^h f_{si} \cdot n(h) \cdot dh \right) \quad (2)$$

Суммарный коэффициент поглощения CO_2 и H_2O

$$A_{s\Sigma} = 1 - (1 - A_{sCO_2})(1 - A_{sH_2O}) \quad (3)$$

Примем равновесное распределение концентрации частиц CO_2 и H_2O по высоте, тогда распределение парциального давления каждого компонента

$$p = p_0 \exp \left(- \frac{g\mu h}{RT} \right) \quad (4)$$

где p - парциальное давление компонента на высоте h , p_0 - парциальное давление в приземном слое, μ - молярная масса, g - ускорение земного тяготения, R - универсальная газовая постоянная, T - температура по высоте. Концентрация молекул компонента $n = \frac{p}{kT}$, где k - постоянная Больцмана. Средняя величина сечения поглощения в полосе 12 -20 мкм для CO_2 определена из условия полного поглощения в диапазоне 13,5 – 16,5 мкм при концентрации 0,03% и падения поглощения к краям полосы (12 и 20 мкм). Для определения среднего значения сечения поглощения H_2O принят линейный рост поглощения от 12 до 20 мкм (полное поглощение) при 15°C и 50% влажности воздуха.

Коэффициенты поглощения рассчитаны для приземной концентрации CO_2 от 0,04% до 0,10%. Концентрация H_2O рассчитывалась при условной относительной влажности 50% и диапазоне температур от -20°C до +20°C.

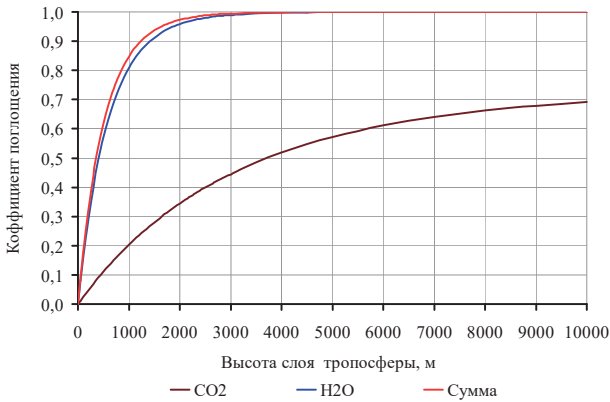


Рис. 1. Распределение коэффициента поглощения по высоте слоя тропосферы. Концентрация CO₂ 0,04%, температура приземного слоя воздуха +20°C, относительная влажность 50%

На рис. 1 представлено изменение коэффициентов поглощения излучения земной поверхности по высоте тропосферы углекислым газом, водяным паром и коэффициент суммарного (полного) поглощения при температуре воздуха +20°C и относительной влажности 50% для актуальной концентрации CO₂ 0,04% в полосе спектра 12 – 20 мкм.

Возможное поглощение полностью водяным паром реализуется в слое воздуха высотой до 3000 м, а суммарный коэффициент близок к единице и составляет 0,995. Повышение концентрации CO₂ вплоть до 0,1% дает увеличение суммарного коэффициента поглощения до единицы, т.е. фактически не влияет на суммарное поглощение излучения земной поверхности. Увеличение концентрации углекислого газа только перераспределяет роли между ним и водяным паром, увеличивая его долю в общем поглощении с 40% до 50%.

Понижение температуры воздуха, особенно при отрицательных температурах, резко снижает концентрацию водяного пара

и решающую роль начинает играть поглощение углекислым газом. На рис. 2 представлено распределение коэффициентов поглощения CO_2 и H_2O и суммарного коэффициента поглощения излучения земной поверхности при температуре -20°C и приземной концентрации CO_2 0,04%

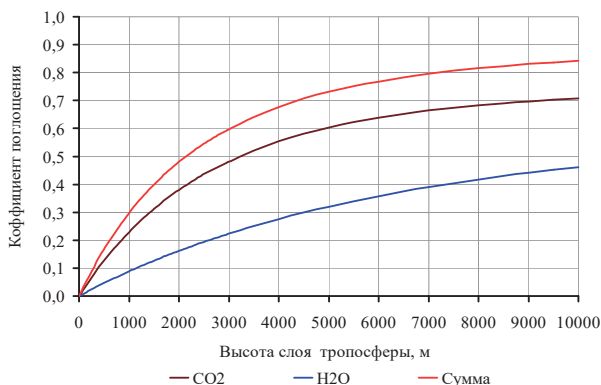


Рис. 2. Распределение коэффициента поглощения по высоте слоя тропосферы. Концентрация CO_2 0,04%, температура приземного слоя воздуха -20°C , относительная влажность 50%

Очевидно, что суммарное поглощение определяется углекислым газом при дополнительном поглощении водяным паром и при такой температуре проявляется влияние концентрации CO_2 . При повышении концентрации CO_2 с 0,04% до 0,1% происходит увеличение суммарного коэффициента поглощения с 0,84 до 0,975 и рост его вклада в суммарное поглощение совместно с водяным паром от 42% до 75%.

Заметим, что все расчеты относятся только к поглощению излучения системой $\text{CO}_2 + \text{H}_2\text{O}$ без учета других поглотителей излучения земной поверхности, среди которых главную роль играют аэрозольные поглотители (туман, водные, снежные и пылевые облака) при плотной облачности обеспечивающие полное поглощение.

На рис. 3 приведены значения суммарного коэффициента поглощения углекислым газом и водяным паром атмосферы в диапазоне температуры от -20°C до $+20^{\circ}\text{C}$ при различных концентрациях CO_2 вплоть до нереального значения $0,1\%$. Любой рост концентрации CO_2 практически не влияет на поглощение излучения земной поверхности при температурах воздуха свыше $+10^{\circ}\text{C}$ и сказывается только в случае отрицательных температур.

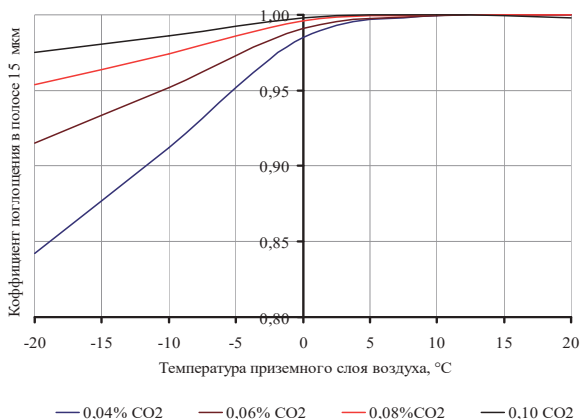


Рис. 3. Зависимость суммарного коэффициента поглощения $\text{CO}_2 + \text{H}_2\text{O}$ от температуры воздуха при различных концентрациях CO_2 .

Таким образом, влияние углекислого газа на парниковый эффект проявляется только при отрицательных температурах воздуха и рост его концентрации ведет к снижению эффекта ночного переохлаждения при безоблачном небе, так как наличие конденсированных водяных паров (туман, водяные и снежные облака) дает полное поглощение излучения земной поверхности.

Выводы

1. При температуре воздуха свыше 0°C любое увеличение концентрации углекислого газа относительно актуального значения $0,04\%$

практически не меняет суммарный коэффициент поглощения системой $\text{CO}_2 + \text{H}_2\text{O}$ а сопровождается только перераспределением долей между этими компонентами атмосферного воздуха.

2. При отрицательных температурах воздуха и отсутствии аэрозольных поглотителей (туман, водяные и снежные облака), увеличение концентрации углекислого газа относительно актуального значения 0,04% до 0,1% дает рост суммарного коэффициента поглощения системой $\text{CO}_2 + \text{H}_2\text{O}$ от 0,84 до 0,975 и дальнейший рост уже не может увеличить суммарное поглощение. Но этот эффект проявляется только при ясном безоблачном небе, снижая ночное переохлаждение воздуха.

3. Общепринятая в настоящее время гипотеза влияния роста концентрации углекислого газа на наблюдаемый рост средней температуры приземного слоя воздуха является абсолютно несостоятельной, а ограничение антропогенной эмиссии CO_2 – бессмысленно.

4. Если усматривать связь между концентрацией углекислого газа и средней температурой воздуха, то аргументом является именно температура, а концентрация углекислого газа – ее сложной функцией, включающей и антропогенную эмиссию.

Библиографический список

1. Современные проблемы атмосферной оптики. Т. 3. Спектроскопия атмосферы [Текст] / В.Е. Зуев, Ю.С. Макушкин, Ю.Н. Пономарев. – Ленинград: Гидрометеоиздат, 1987. – 248 с.

2. Арефьев В.Н. Пропускание тропосферой излучения лазеров на молекулах различных изотопов углекислого газа.– Квантовая электроника, 1985, т. 12, №3, С. 631–634.

3. Зуев В.Е. Распространение видимых и инфракрасных волн в атмосфере.– Москва: Советское радио, 1970.– 496 с.

**ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ПРОЦЕССОВ ТЕПЛО-
И МАССООБМЕНА ПРИ ТЕЧЕНИИ НАСЫЩЕННОГО
ВОЗДУХА В КАНАЛАХ ОРОСИТЕЛЕЙ ВЕНТИЛЯТОРНЫХ
ГРАДИРНЯХ**

В большинстве случаев на современных тепловых электростанциях вода оборотного цикла охлаждается в вентиляторных градирнях. В этих градирнях вода в виде пленки стекает вниз по стенкам канала оросителя, а подаваемый вентилятором воздух поднимается снизу вверх. Воздух при этом нагревается и насыщается парами воды, а вода остывает.

Исследованию процессов тепломассообмена в градирнях посвящены ряд работ. Течение воздуха в каналах оросителя вентиляторной градирни может характеризоваться наличием участка течения насыщенного влажного воздуха. В работе [5] описана методика нахождения длины участка ненасыщенного воздуха в канале градирни в зависимости от начальных параметров.

Как указано в работе [6] после достижения воздухом 100% относительной влажности, состояние насыщения воздуха будет поддерживаться при дальнейшем течении воздуха. В работе [6] предложен подход к расчету процессов тепломассообмена, согласно которому избыток испарившейся воды будет обратно конденсироваться на поверхности стекающей пленке. Стоит отметить, что необходимым условием конденсации является меньшая температура воды по сравнению с температурой воздуха, поэтому конденсация на поверхности

водяной пленки происходить не может. В данном случае более предпочтительным представляется следующий подход. Воздух нагревается за счет теплоотдачи от воды, при этом коэффициент теплоотдачи будет определяться тем же критериальным уравнением, что и при течении ненасыщенного влажного воздуха. Массовый поток пара с поверхности воды при этом не зависит от рассчитываемого по критериальному уравнению коэффициента массоотдачи, а определяется скоростью прироста функции плотности насыщенного пара при увеличении температуры воздуха.

Рассмотрим подробнее процессы массообмена при течении насыщенного влажного воздуха.

В канале оросителя воздух при движении снизу вверх нагревается и насыщается парами воды.

Нагрев влажного воздуха осуществляется за счет теплоотдачи с поверхности воды:

$$(G_{\text{воз}} \cdot c_{\text{воз}} + G_{\text{п}} \cdot c_{\text{п}}) \cdot dt_{\text{воз}} = \alpha \cdot (t_{\text{вод}} - t_{\text{воз}}) \cdot P_{\text{кан}} \cdot dh \quad (1)$$

где $G_{\text{воз}}$, $G_{\text{п}}$ – массовые расходы сухого воздуха и водяных паров соответственно, кг/с; $c_{\text{воз}}$, $c_{\text{п}}$ – теплоемкости сухого воздуха и пара соответственно, Дж/(кг·К); $t_{\text{вод}}$, $t_{\text{воз}}$ – температуры воды и влажного воздуха, °С; α – коэффициент теплоотдачи от воды к воздуху, Вт/(м²·К); $P_{\text{кан}}$ – периметр канала, м; h – высота канала, отсчитываемая от его низа, м.

Массовый поток j , кг/(м²·с) с поверхности воды в окружающий ненасыщенный воздух будет находиться по формуле:

$$j = \beta \cdot (\rho_{\text{п.нас}}(t_{\text{вод}}) - \rho_{\text{п.}}) \quad (2)$$

где β – коэффициент массоотдачи, м/с; $\rho_{\text{п.нас}}(t_{\text{вод}})$, $\rho_{\text{п.}}$ – плотность насыщенного пара при температуре воды и плотность пара в воздухе, кг/м³.

Изменение массового расхода паров воды во влажном воздухе будет описываться дифференциальным уравнением:

$$dG_{\text{п}} = j \cdot P_{\text{кан}} \cdot dh \quad (3)$$

Охлаждение воды будет происходить за счет отвода теплоты при испарении с поверхности воды и теплового потока теплоотдачей:

$$G_{\text{вод}} \cdot c_{\text{вод}} \cdot dt_{\text{вод}} = \alpha \cdot (t_{\text{вод}} - t_{\text{воз}}) \cdot P_{\text{кан}} \cdot dh + r \cdot j \cdot P_{\text{кан}} \cdot dh \quad (4)$$

где $G_{\text{вод}}$ – массовый расход охлаждаемой воды, кг/с; $c_{\text{вод}}$ – теплоемкость воды, Дж/(кг·К); r – теплота парообразования, Дж/кг.

Как правило, тепловой поток за счет испарения превышает отвод теплоты теплоотдачей. В свою очередь, тепловой поток испарением определяется величиной массового потока с поверхности воды.

Однако при достижении воздухом состояния насыщения применять формулу (2) будет неверно, так как при таком подходе расчетное количество пара в воздухе превысит максимально допустимое по условиям насыщения количество пара. Поэтому можно предложить вести расчет массового потока не по значению коэффициента теплоотдачи, а из условия поддержания воздуха в насыщенном состоянии.

Плотность паров воды в воздухе зависит от его температуры, которая в свою очередь определяется тепловым потоком теплоотдачей с поверхности воды.

Изменение температуры воздуха согласно (1) будет определяться из дифференциального уравнения:

$$dt_{\text{воз}} = \frac{\alpha \cdot (t_{\text{вод}} - t_{\text{воз}}) \cdot P_{\text{кан}} \cdot dh}{G_{\text{воз}} \cdot c_{\text{воз}} + G_{\text{п}} \cdot c_{\text{п}}} \quad (5)$$

Плотность насыщенного пара является функцией температуры. Выбрав общий вид данной функции, на основании табличных значений с помощью аппроксимации можно получить уравнение данной функции.

Скорость влажного воздуха при этом остается практически постоянной в связи с незначительной массовой долей пара во влажном воздухе.

Прирост массового потока пара в насыщенном воздухе должен определяться из дифференциального уравнения:

$$dG_{п.} = G_{п.0} \cdot \frac{d\rho_{п.нас}}{\rho_{п.0}} \quad (6)$$

где $G_{п.0}$, $G_{п.}$ – массовый расход пара на входе в канал и текущий массовый расход пара соответственно, кг/с; $\rho_{п.0}$, $\rho_{п.нас}$ – плотность пара на входе в канал и плотность насыщенного пара соответственно, кг/м³.

Данное уравнение с учетом (5) примет вид:

$$dG_{п.} = G_{воз} \cdot \frac{\rho'_{п.нас}(t_{воз})}{\rho_{воз}} \cdot \frac{\alpha \cdot (t_{вод} - t_{воз}) \cdot P_{кан} \cdot dh}{G_{воз} \cdot c_{воз} + G_{п.} \cdot c_{п.}} \quad (7)$$

Массовый расход пара во влажном воздухе определяется изменением плотности насыщения от температуры воздуха, которая в свою очередь определяется теплоотдачей с поверхности воды.

Расчет тепломассобмена в канале оросителя с наличием участка насыщенного воздуха ведется следующим образом.

Задается температура воды в нижнем сечении канала. Конечная температура воды считается истинной, если рассчитанная температура на входе в канал будет отличаться от заданной начальной температуры на величину, не превышающую определенное заданное значение.

Первым действием для данных начальных условий определяется длина участка течения ненасыщенного влажного воздуха, которая сравнивается с длиной канала.

Если длина участка ненасыщенного воздуха больше высоты канала, то участок насыщенного воздуха отсутствует. В этом случае расчет ведется по методике для ненасыщенного влажного воздуха, описанной в [5]. Воздух на выходе из канала будет ненасыщенным.

Если длина участка ненасыщенного воздуха меньше общей длины канала, то в канале существуют две области, требующие разного подхода при расчетах тепломассообмена: область течения ненасыщенного воздуха (нижняя область) и область течения насыщенного воздуха (верхняя область). Для заданной температуры воды на выходе из канала снизу вверх производится расчет параметров теплообмена и массообмена вплоть до достижения воздухом состояния насыщения, при этом массовый поток пара определяется по критериальному уравнению из аналогии процессов теплообмена и массообмена. После достижения воздухом состояния насыщения расчет массового расхода пара уже ведется по (7), с учетом функции плотности насыщенного пара от температуры воздуха. Воздух на выходе из канала в этом случае будет насыщенным. Уравнения, описывающие теплообмен для воздуха и воды, при этом не изменяются. Расчет обоих участков канала ведется до совпадения расчетной температуры воды на входе в канал с заданной начальной температурой воды.

Заключение

Можно сделать вывод, что применять аналогию процессов теплообмена и массообмена при расчете участка течения насыщенного воздуха нельзя, так как рассчитанный по критериальным уравнениям коэффициент массотдачи в этом случае дает завышенные значения массового потока пара. Если не учитывать ограничений, накладываемых величиной максимального влагосодержания насыщенного воздуха, то это приводит к повышению расчетного значения температуры воды на выходе из канала оросителя по сравнению с реальным значением температуры охлажденной воды.

Предложена методика расчета процесса тепломассообмена в градирне при наличии участка насыщенного воздуха, в основе которой

лежит разделение всей длины канала на участок ненасыщенного воздуха, на котором массовый поток пара с поверхности воды определяется с использованием коэффициента массоотдачи, и участка насыщенного воздуха, на котором массовый расход пара определяется функцией плотности насыщенного пара от температуры воздуха.

Библиографический список

1. Лаптев, А.Г. Ячеечная модель тепломассопереноса в пленочных блоках оросителей градирни / А.Г. Лаптев, Е.А. Лаптева, // Вестник технологического университета. – 2015. – Т.18, № 11. – С. 181–185.

2. Крюков, О.В. Повышение энергоэффективности водооборотных систем предприятий при оптимизации управления градирнями / О.В. Крюков // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Электротехника, информационные технологии, системы управления. – 2016. – № 19. – С. 5–27.

3. Математическая модель охлаждения оборотной воды в градирне с механической тягой / В.К. Битюков, С.Г. Тихомиров, Д.В. Арапов, С.С. Саввин // Вестник Воронежского государственного университета инженерных технологий. – 2014. – № 1 (59). – С. 51–55.

4. Suzuki, K. Heat transfer and flow characteristics of two-phase two-component annular flow / K. Suzuki, Y. Hagiwara, T. Sato // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 1983. – No. 26 (4). – P. 597–605.

5. Губарев, В.Я. Методика расчета длины участка течения ненасыщенного влажного воздуха в канале оросителя вентиляторной градирни / В.Я.Губарев, А.Г. Арзамасцев, А.И.Шарапов, Ю.О.Морева. – Вестник Московского энергетического института. 2021. №4. С. 37-43.

6. Берман, Л.Д. Испарительное охлаждение циркуляционной воды / Л.Д. Берман. – М.-Л.: Госэнергоиздат, 1949. – 440 с.

Секция 1

ТЕПЛОМАССОБМЕН И ГИДРОГАЗОДИНАМИКА В ТЕПЛОЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ

УДК 536-1

А.У. Аетов^{1,2}, К.М. Фан³, З.И. Зарипов¹, Ф.М. Гумеров¹

¹ФГБОУ ВО «Казанский национальный исследовательский
технологический университет»

420015, Казань, К.Маркса, 68

²ФГБОУ ВО «Казанский государственный аграрный университет»

420015, Казань, К.Маркса, 65

³Ханойский университет науки и технологий, Вьетнам

100000, Ханой, Район Хай Ба Чынг

ПРОЦЕСС ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ИНТЕНСИВНЫХ ПОТОКОВ ЭНЕРГИИ С ВЕЩЕСТВОМ В ИССЛЕДОВАНИИ РАСТВОРИМОСТИ АЦЕТОНА В СКФ СРЕДАХ

Энергоэффективные и ресурсосберегающие технологии для производства и передачи тепловой энергии входят в число приоритетных задач российской экономики, с решением которых будет решен целый комплекс проблем – энергетических, экологических, экономических и социальных. Описанный в работе процесс направлен на решение широко распространенной и актуальной для решения экологической проблемы переработки отходов, представленных в виде водных стоков промышленных предприятий. Задача утилизации подобных и иных отходов усугубляется возрастающими объемами производства и ужесточающимися требованиями к исключению их негативного влияния на экологию в целом и среду обитания и жизнедеятельности человека в частности.

Исследования растворимости в околокритической области бинарной системы I-II типа фазового поведения, проводимые как с границей раздела фаз, так и без нее, были осуществлены на экспериментальной установке динамического типа [1], схема которой представлена на рисунке 1. Установка позволяет проводить эксперименты по растворимости веществ в условиях сверхкритической флюидной среды, обеспечивая контроль и сбор необходимых данных.

Предварительно вычисленный объем модельной жидкости, в данном случае ацетона, аккуратно переводится в экстрактор (5) с помощью мерной пипетки через выходной регулирующий вентиль (8), в то время как входной вентиль (4) остается закрытым.

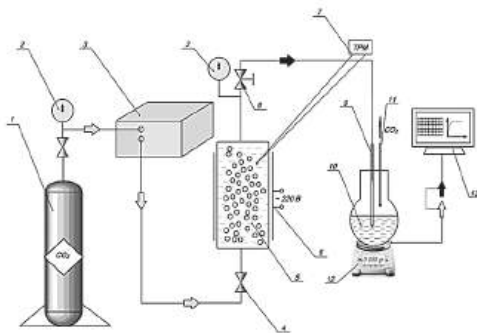


Рис. 1. Схематическое представление экспериментальной установки, предназначенной для изучения растворимости веществ, в сверхкритических флюидных (СКФ) средах: 1 - Баллон с газом; 2 - Манометр — для измерения давления; 3 - Насос высокого давления (ВД) — для создания необходимого давления; 4 - Входной вентиль экстрактора; 5 - Экстрактор — основной элемент системы; 6 - Нагреватель — для поддержания требуемой температуры; 7 - Температурный датчик (термопара); 8 - Выходной регулирующий вентиль экстрактора; 9 - Трубка для подачи раствора в стеклянную колбу; 10 - Стеклоколба — место для сбора экстракта; 11 - Трубка для отвода газа; 12 - Электронные лабораторные весы с функцией автоматической записи данных; 13 - Персональный компьютер для обработки и анализа данных

Углекислый газ (УГ), поступающий из баллона (1), направляется в насос высокого давления (3), где проходит предварительное сжатие, обеспечивая подачу флюида в диапазоне от 0,01 до 24 мл/мин и сжимающее давление, достигающее сверхкритического уровня. Затем полученный газ перемещается в экстрактор (5) через входной вентиль (4).

Давление внутри экстрактора контролируется с помощью манометра (2). После того как экстрактор заполняется флюидом и давления на манометре и в насосе выравниваются, происходит насыщение сверхкритического растворителя ацетоном в течение запланированных 30 минут.

Обогрев экстрактора до сверхкритической температуры осуществляется с использованием электронагревателя (6). Температура в экстракторе измеряется термопарой ТХА и поддерживается терморегулятором (7) марки ТРМ-1 «Овен». После достижения требуемых значений давления и температуры с помощью выходного регулировочного вентиля (8) устанавливается стабильный поток углекислого газа с растворенным экстрактом (ацетоном).

Экстрагент УГ с ацетоном затем поступает через подающую трубку (9) в стеклянную колбу (10), полную бидистиллированной воды объемом 100 мл. При снижении давления ниже критического уровня углекислый газ испаряется, а экстракт (ацетон) растворяется в воде.

Колба (10) размещена на платформе электронной лабораторной весов (8) с автоматической системой записи данных марки ОКБ «Веста», позволяющей отслеживать изменения массы растворенного экстракта (ацетона) в воде. Эти изменения фиксируются с помощью стандартного программного обеспечения, передающего информацию на персональный компьютер. На основе полученных

зависимостей изменения массы экстракта во времени рассчитывается его общее количество.

Для дополнительной верификации результатов выполняется взвешивание всего экстрактора с использованием лабораторных весов (CAS CUX-4200H). Раствор, находящийся в колбе, передается на хроматографический анализ. По завершении эксперимента вентиль баллона (1) закрывают, насос высокого давления (3) отключают, а для удаления остатков ацетона из экстрактора (5) открывается выходной регулировочный вентиль (8).

На рисунке 2 представлена кинетика изменения массы экстракта в сепараторе, исследуемого в рамках динамического метода анализа растворимости ацетона в сверхкритическом углекислом газе (СК-УГ). Измерения проводились при температуре 313,15 К и давлении 9,0 МПа, при критическом соотношении мольных долей компонентов смеси ($x=y$, $C_{\text{ацет}}=4,12$ % мол), что соответствует сверхкритической области флюидной системы и отсутствию границы раздела фаз.

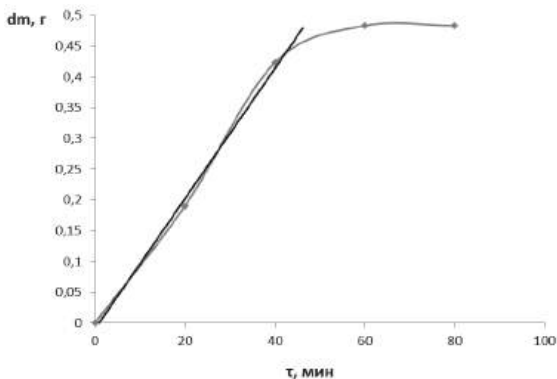


Рис. 2. Кинетика изменения массы экстракта в рамках динамического метода исследования растворимости ацетона в СК-УГ: $T=313,15$ К, $P=9$ МПа, $C_{\text{ацет}}=4,12$ % мол, расход УГ=1 мл/мин (наклонная прямая - режим равновесной концентрации)

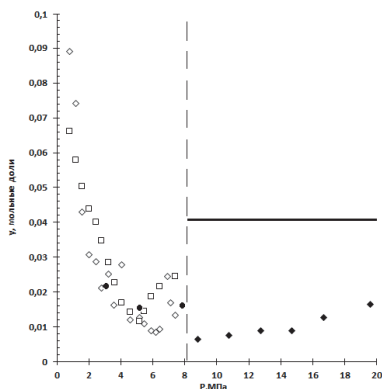


Рис. 3. Растворимость ацетона в УГ при $T=313.15$ К: □ – [2]; ◇ – [3];

- – настоящая работа (на основе результатов для паровой ветви бинадали);
- ◆ – настоящая работа (СКФ область состояния); исходная концентрация ацетона в измерительной ячейке = 4,12 % мол (горизонтальная прямая)

На рисунке 3 демонстрируются результаты исследования растворимости ацетона в углекислом газе в условиях СКФ, полученные при температуре 313,15 К в диапазоне давлений от 8,82 до 19,6 МПа, с концентрацией ацетона 4,12 % мол и расходом углекислого газа 1 мл/мин.

В данной работе интенсивный поток энергии в рамках динамического метода изучения растворимости веществ в сверхкритических флюидных (СКФ) растворителях представлен углекислым газом, который используется как растворитель и экстрагент под высоким давлением (до ~20 МПа).

К примеру, поток водяного пара, воздействуя на лопатки турбины, способен приводить её в движение, что способствует генерации электрической энергии. В контексте обсуждаемой проблемы перенос энергии без наличия вещественного носителя невозможен.

Таким образом, поток энергии, представленный в этом случае диоксидом углерода, взаимодействует с веществом, например,

с ацетоном, который необходимо перевести в нужном массовом эквиваленте из экстрактора в сепаратор в процессе растворения или экстракционного извлечения, например, из его водного раствора. Если этот процесс провести при давлении около 0,2 МПа, а не при 10, 15 или 20 МПа, то поток углекислого газа вряд ли можно будет назвать высокоэнергетическим, так как в этом диапазоне давления УГ не будет находиться в состоянии СКФ, что подтвердится практически нулевой растворимостью ацетона в углекислом газе. Это поднимает вопрос о диффузии, которая с её малым переносом массы зачастую оказывается малозначимой для промышленности.

Критерием эффективности процессов растворения ацетона или его экстракции из водного раствора является термодинамическая характеристика бинарных систем, а именно растворимость, которая выступает ключевым фактором для оценки экономической целесообразности и жизнеспособности указанных процессов. Более того, растворимость играет важную роль на этапах модели, оптимизации и масштабирования процессов от лабораторного масштаба до промышленного.

Заключение

Растворимость представляет собой равновесный параметр, который изучается с учетом ранее упомянутой необходимости. Важно отметить, что динамический метод исследования не должен вводить в заблуждение относительно своей сущности, поскольку схема реализации этого метода по сути является полной аналогией схемы экстракционного процесса в условиях сверхкритической флюидной среды (СКФ), который много раз успешно применялся в промышленности развитых стран

Работа выполнена при финансовой поддержке Российского научного фонда (проект №22-19-00117).

Библиографический список

1. Gumerov, F. M., Zaripov, et al. Some Characteristics of Thermodynamic Systems and Their Effect on the Efficiency of the Recovery of Valuable Components of Industrial Wastewater from PAO Kazanorgsintez by Supercritical Fluid Extraction / F. M. Gumerov, Z. I. Zaripov, S. V. Mazanov, R. R. Nakipov, I. Sh. Khabriev, T. R. Akhmetzyanov, V. F. Khairutdinov, A. U. Aetov, R. A. Usmanov // Russian Journal of Physical Chemistry B. – 2023. - Vol. 17. - No. 7. P. 36–42.

2. Day, C.-Y., Chang, C. J., Chen, C.-Y. Phase Equilibrium of Ethanol + УГ and Acetone + УГ at Elevated Pressures / Chany-Yih Day, Chiehming J. Chang, Chiu-Yang Chen // Journal of Chemical & Engineering Data. – 1996. – Vol. 41. – No. 4. P. 839-843.

3. Chang, C.J., Day, C.-Y., Ko, C.-M., Chiu, K.-L. Densities and P-x-y diagrams for carbon dioxide dissolution in methanol, ethanol, and acetone mixtures / Chiehming J. Chang, Chany-Yih Day, Ching-Ming Ko, Kou-Lung Chiu // Fluid Phase Equilibria. - 1997. – Vol. 131. – No. 1-2. P. 243-258.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ВОЗДУШНОГО ПОТОКА НА ПРОЦЕССЫ ГОРЕНИЯ В ИНФРАКРАСНЫХ НАГРЕВАТЕЛЯХ

Процесс горения является ключевым фактором обеспечения энергоэффективности промышленных отопительных систем, особенно тех, которые используют лучистый обогрев. Эти системы, основанные на инфракрасном излучении, требуют устойчивого и качественного горения для достижения высокой тепловой эффективности и минимизации энергетических потерь. В таких системах горение выступает основным источником тепловой энергии, а его оптимизация оказывает непосредственное влияние на общую производительность и экологическую безопасность оборудования [1-5].

Качество и эффективность горения напрямую зависят от правильной подачи воздуха в зону сгорания. Воздух выполняет двойную роль: как окислитель, необходимый для поддержания горения, и как элемент, который существенно влияет на температурное распределение, состав дымовых газов и интенсивность теплового излучения. Скорость подачи воздуха оказывает значительное воздействие на динамику процесса горения. Как избыточная, так и недостаточная скорость могут привести к неполному сжиганию топлива, что увеличивает выбросы вредных веществ и ухудшает теплопередачу от горелки к нагреваемой поверхности.

Контроль скорости подачи воздуха напрямую влияет на температуру пламени, химический состав продуктов сгорания и общую тепловую

производительность, что особенно важно для снижения вредных выбросов и тепловых потерь. Неправильная подача воздуха вызывает образование избыточных вредных выбросов, таких как оксидов азота и угарного газа, а также к снижению тепловой эффективности системы. Таким образом, исследование скорости подачи воздуха важно для повышения энергоэффективности современных систем отопления, особенно в условиях ужесточения экологических норм [2].

Горение представляет собой сложный физико-химический процесс, в ходе которого топливо взаимодействует с кислородом, высвобождая тепловую энергию и продукты сгорания. Каждый вид топлива требует своих оптимальных условий сгорания, таких как температура пламени и давление.

Многочисленные исследования показывают, что скорость подачи воздуха оказывает существенное влияние на температуру зоны горения, тепловую эффективность и полноту сгорания топлива. Один из важнейших аспектов процесса - это поддержание оптимального соотношения между подачей топлива и воздуха. Нарушение этого соотношения может привести к образованию неполных продуктов сгорания, таких как угарный газ и сажа.

Практические исследования подтверждают, что увеличение скорости подачи воздуха до определенного уровня улучшает смешивание топлива с кислородом, что способствует более полному сжиганию и снижению выбросов CO. Однако чрезмерная скорость подачи воздуха может охладить зону горения, снизив эффективность процесса и увеличив тепловые потери. Промышленный эксперимент показал: увеличение скорости подачи воздуха на 20% от оптимального снижает температуру горения на 15%, что приводит к падению тепловой мощности системы [6-8].

Современные промышленные решения по управлению воздушным потоком активно используют автоматизированные системы управления горением, обеспечивающие поддержание оптимальных параметров процесса. Такие системы позволяют достичь устойчивого горения и снизить потребление топлива и выбросы загрязняющих веществ. Внедрение подобных систем на ряде промышленных предприятий позволило существенно сократить расход топлива и снизить выбросы вредных веществ, таких как оксиды азота и угарный газ.

Одним из успешных примеров является внедрение автоматизированных систем лучистого обогрева на промышленных предприятиях. После установки интеллектуальных систем регулирования подачи воздуха предприятие сократило потребление природного газа на 15%, а выбросы загрязняющих веществ уменьшились на 25%. Это было достигнуто благодаря точной настройке подачи воздуха и минимизации тепловых потерь, связанных с избытком кислорода в зоне горения [6-8].

Исследования энергоэффективности горелок при различных настройках скорости подачи воздуха показали, что корректная настройка этого параметра может существенно повысить общую эффективность промышленных отопительных систем. В результате экспериментов с различными типами горелок и видов топлива были получены следующие результаты:

1. Недостаточная скорость подачи воздуха: неполное сгорание топлива приводит к снижению эффективности системы, увеличению выбросов угарного газа. Температура пламени снижается, что вынуждает увеличивать подачу топлива для поддержания необходимого уровня теплопередачи.

2. Избыточная скорость подачи воздуха: процесс горения охлаждается, что приводит к снижению тепловой эффективности и увеличению тепловых потерь через дымовые газы. Это также вызывает необходимость повышения подачи топлива.

Таким образом, контроль подачи воздуха способствует улучшению сгорания и снижению расхода топлива на 10–20% [6-8].

Современные технологии управления процессом горения предлагают несколько решений для стабилизации подачи воздуха и создания оптимальных условий для сжигания топлива. Важнейшими элементами системы являются вентиляторы с регулируемой мощностью и клапаны, которые обеспечивают точную настройку объема воздуха в зависимости от эксплуатационных условий и характеристик используемого топлива.

Автоматизация управления воздушным потоком становится основным инструментом для поддержания стабильного горения. Специальные системы мониторинга, оснащенные датчиками температуры, давления и состава дымовых газов, позволяют корректировать параметры горения в реальном времени. Встроенные алгоритмы контроля скорости подачи воздуха поддерживают оптимальные условия для сжигания топлива, минимизируя образование вредных выбросов и тепловых потерь.

Современные автоматизированные системы управления могут одновременно регулировать подачу топлива и воздуха, что позволяет поддерживать наиболее эффективные условия сжигания. Благодаря этому снижается уровень выбросов загрязняющих веществ и повышается энергоэффективность оборудования. Автоматизация позволяет не только повысить производительность системы, но и улучшить её экологические показатели.

Лучистые обогреватели, оснащенные автоматическими системами регулирования подачи воздуха, способны мгновенно реагировать на изменения условий эксплуатации. Эти системы адаптируют подачу воздуха в зависимости от изменений температуры, давления или состава топлива, что позволяет поддерживать оптимальный процесс горения. Автоматизация играет важнейшую роль в повышении энергоэффективности и стабильности работы оборудования [9-11].

Такие системы также могут контролировать турбулентность воздушного потока, что способствует лучшему смешиванию воздуха и топлива. Это, в свою очередь, приводит к более полному сжиганию топлива и снижению вероятности образования продуктов неполного горения. Благодаря автоматизации повышается не только общая эффективность системы, но и уменьшаются эксплуатационные расходы за счет снижения расхода топлива и уменьшения частоты технического обслуживания оборудования.

Для регулирования процесса горения в камере сгорания излучателя можно создать блок-схему, описанную в виде программного кода на основе JavaScript (инструмент для построения диаграмм и графиков), представленную на рисунке 1.

```
1 graph TD
2   A[Начало] --> B[Измерение параметров горения]
3   B --> C[Расчет эффективности, температуры и коэффициента избытка воздуха]
4   C --> D{Оптимальные условия?}
5   D -->|Да| E[Продолжение работы]
6   D -->|Нет| F[Регулирование подачи воздуха]
7   F --> G[Корректировка вентилятора и клапанов]
8   G --> B
9
```

Рис. 1. Блок-схема процесса регулирования горения в камере сгорания излучателя

Описание блок-схемы:

- Запуск системы: система запускается и собирает данные о состоянии оборудования.

- Измерение параметров: выполняются замеры температуры пламени, расхода топлива и воздуха.
- Оценка эффективности: рассчитываются параметры горения, такие как температура пламени и коэффициент избытка воздуха.
- Анализ данных:
 - если коэффициент избытка воздуха ниже оптимального, система определяет недостаточную подачу воздуха.
 - если коэффициент превышает норму, выявляется избыточная подача воздуха.
- Регулировка подачи воздуха: в зависимости от результатов анализа система корректирует работу вентилятора и положение клапанов.
- Автоматическая корректировка: система вносит коррективы и повторно измеряет параметры для поддержания оптимальных условий горения.
- Цикл регулирования: процесс повторяется до достижения заданных параметров.

Выводы

1. Регулировка подачи воздуха играет ключевую роль в обеспечении эффективности горения в лучистых обогревателях. Оптимальная настройка воздушного потока способствует полному сгоранию топлива, повышая производительность системы и снижая выбросы загрязняющих веществ.
2. Применение датчиков для мониторинга температуры пламени, расхода топлива и состава дымовых газов позволяет контролировать процесс горения с высокой точностью, предотвращая отклонения от оптимальных условий.

3. Автоматизация подачи воздуха и топлива улучшает качество процесса горения, снижает эксплуатационные расходы и повышает экологическую безопасность оборудования.

4. Интеллектуальные системы управления могут эффективно адаптировать процесс горения в зависимости от изменений эксплуатационных условий, обеспечивая стабильность и долговечность работы оборудования.

Заключение

Оптимизация процесса горения в лучистых обогревателях с помощью автоматизированных систем управления значительно повышает их эффективность и экологическую безопасность. Точные настройки подачи воздуха и постоянный мониторинг параметров горения позволяют сократить выбросы загрязняющих веществ, уменьшить тепловые потери и снизить потребление топлива. Современные технологические решения обеспечивают надежную и стабильную работу оборудования, что соответствует современным требованиям к энергоэффективным и экологически безопасным системам отопления.

Библиографический список

1. Аралов, Е. С. CFD-анализ воздушных потоков и температур на базе газолучистого отопления в промышленных условиях / Е. С. Аралов, Б. М. Кумицкий // Вестник Дагестанского государственного технического университета. Технические науки. – 2023. – Т. 50, № 4. – С. 166-174.

2. Аралов, Е. С. Влияние вредных факторов на организм человека в нефтяной и газовой промышленности / Е. С. Аралов, А. А. Лобачева, А. И. Ломанцова // Градостроительство. Инфраструктура. Коммуникации. – 2019. – № 4(17). – С. 34-38.

3. Аралов, Е. С. К методике определения плотности лучистых тепловых потоков от излучателей линейной протяженности / Е. С. Аралов, В. Н. Мелькумов, Б. М. Кумицкий, С. В. Чуйкин // Инженерно-строительный вестник Прикаспия. – 2023. – № 3(45). – С. 22-27.

4. Аралов, Е. С. Оптимизация конструкции газолучистого обогревателя темного типа / Е. С. Аралов // Жилищное хозяйство и коммунальная инфраструктура. – 2023. – № 1(24). – С. 55-61. – DOI 10.36622/VSTU.2023.24.1.006.

5. Аралов, Е. С. Эффективная конструкция двухзонного темного газолучистого обогревателя / Е. С. Аралов, С. В. Чуйкин // Математическое и экспериментальное моделирование физических процессов : Сборник материалов Всероссийской научно-практической конференции с международным участием, Биробиджан, 15 декабря 2022 года / Под научной редакцией В.М. Козина. – Биробиджан: Приамурский государственный университет им. Шолом-Алейхема, 2023. – С. 62-66.

6. Васильев, М. И. Исследование объемной скорости воздушного потока / М. И. Васильев // Вестник Московского государственного университета леса - Лесной вестник. – 2005. – № 6. – С. 153-157.

7. Золотаревский, С. А. Современные системы промышленного газового отопления. Варианты решений и экономическая эффективность / С. А. Золотаревский, И. Н. Тимошенко // Трубопроводная арматура и оборудование. – 2021. – № 2(113). – С. 56-58.

8. Кунгс, А. Я. Измерение температурного поля помещения, оборудованного лучистыми источниками тепла / А.Я. Кунгс, А.Г. Лапицкий, Т.В. Петраченко, Н.В. Цугленок // Вестник КрасГАУ. – 2007. – № 1. – С. 278-281.

9. Мухлыгин, И. Ю. Инновационные энергосберегающие технологии в сфере жилищно-коммунального хозяйства / И. Ю. Мухлыгин // Вестник Чувашского университета. – 2011. – № 4. – С. 454-457.

10. Пат. № 213700 U1 Российская Федерация, МПК F24D 5/08, F23M 9/04, F28D 1/047. Двухзонный темный газолучистый обогреватель / С. В. Чуйкин, Е. С. Аралов.; - № 2022118249: заявл. 04.07.2022 : опубл. 23.09.2022, Бюл. №27. - 4с.

11. Чуйкин, С. В. Разработка конструкции и совершенствование методики расчёта двухзонного тёмного газолучистого обогревателя для отопления промышленных и общественных помещений / С.В. Чуйкин, Е. С. Аралов // Сантехника, Отопление, Кондиционирование. – 2023. – № 2(254). – С. 29-31.

М.А. Бавыкин, В.Я. Губарев

Липецкий государственный технический университет,
398055, Липецк, Московская 30

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ ТЕПЛОТДАЧИ
ПРИ КОНВЕКТИВНОМ ПРОЦЕССЕ ТЕПЛООБМЕНА
МЕЖДУ УХОДЯЩИМИ ГАЗАМИ И ПРОКАТНОЙ ПОЛОСОЙ
В АГРЕГАТЕ НЕПРЕРЫВНОГО ГОРЯЧЕГО ЦИНКОВАНИЯ**

На сегодняшний день стоимость энергоресурсов, приобретаемых промышленными предприятиями, постоянно растет. К таким ресурсам относится природный газ, используемый в большинстве производственных процессов. Одним из агрегатов, использующих природный газ является агрегат непрерывного горячего цинкования, необходимый для нагрева прокатной полосы перед обработкой цинком.

Нагрев прокатной полосы происходит по всей длине агрегата при помощи длиннопламенных горелок, а сама полоса движется навстречу уходящим газам. Максимальное потребление природного газа агрегатом может достигать 1650-1700 м³/ч, при ориентировочной доле полезно используемого тепла в размере от 30 до 35%. В связи с этим возникает необходимость исследования и анализа протекающих в агрегате теплообменных процессов, с целью возможной будущей экономии природного топлива.

Целью данной работы является исследование конвективного теплообмена для определения коэффициентов теплоотдачи при взаимодействии потоков уходящих газов с прокатной полосой.

Для определения коэффициентов теплоотдачи на поверхности полосы была создана модель агрегата непрерывного горячего цинкования, изображенная на рисунке 1.

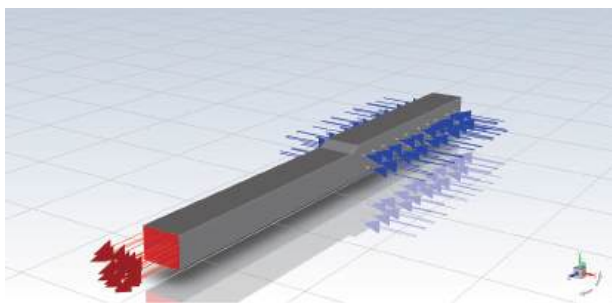


Рис. 1. 3Dмодель агрегата непрерывного горячего цинкования

В качестве граничных условий, необходимых для расчета, были заданы скорость потоков продуктов сгорания на выходе из горелочных устройств, рассчитанная ранее на основании количества подаваемого газа на каждую из 40 горелок (таблица 1,2), температура потока уходящих газов на выходе из секции, равная 1046°С, а также давление на выходе из агрегата, равное 9,5кПа. Кроме того следует отметить, что в первой зоне нагрева полосы горелки отключены согласно технологической инструкции.

Таблица 1

Расход газа в каждую зону горения АНГЦ

Расход смеси КБН-1, м ³ /ч	Расход смеси КБН-2, м ³ /ч	Расход смеси КБН-3, м ³ /ч	Расход смеси КБН-4, м ³ /ч	Расход смеси КБН, м ³ /ч
0	486	571	571	1627

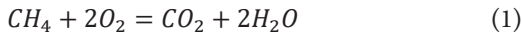
Таблица 2

Расчетные значения скоростей продуктов сгорания

Скорость истечения КБН-1, м/с	Скорость истечения КБН-2, м/с	Скорость истечения КБН-3, м/с	Скорость истечения КБН-4, м/с
0	4,31	5,06	5,06

В качестве топлива, подаваемого на горелки, используем природный газ в составе $CH_4 = 100\%$.

Реакция горения метана описывается уравнением (1).



При этом коэффициент избытка воздуха принимаем равным 0,98, для наличия его в небольшом количестве при неполном горении восстановительных газов, что позволит снизить угар металла.

Также при задании граничных условий необходимо задаться изменением температуры прокатной полосы, согласно уравнению (2).

$$T_i^п = T_0 + \frac{(T_k - T_0) \cdot x}{l}, \quad (2)$$

где T_0 – начальная температура полосы, равная; T_k – конечная температура полосы; x – координата расчетной точки относительно начала полосы, $l = 30,4$ м – длина полосы. Для наиболее точного расчета принимаем шаг по оси x равным 10 см.

В результате моделирования получаем контуры распределения коэффициентов теплоотдачи, изображенные на рисунках 2, 3.

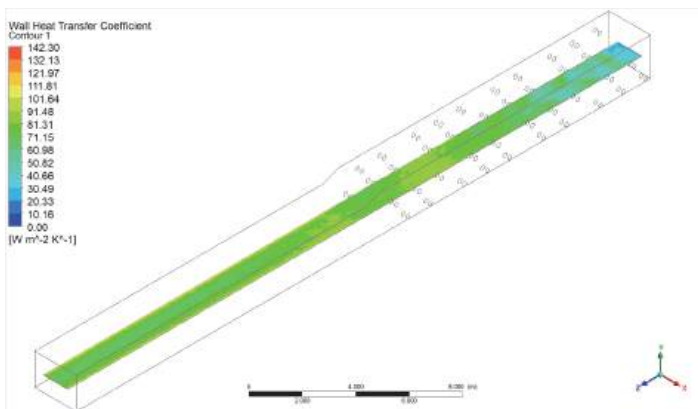


Рис. 2. Контур распределения коэффициентов теплоотдачи по верхней поверхности прокатной полосы.

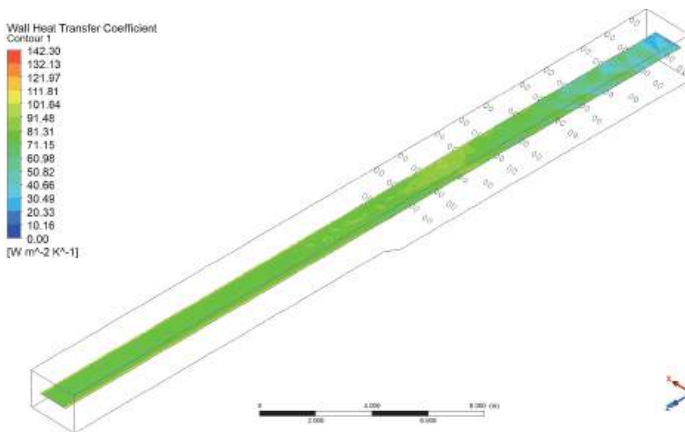


Рис. 3. Контур распределения коэффициентов теплоотдачи по нижней поверхности прокатной полосы.

Для проведения анализа значений коэффициентов теплоотдачи представим полученные результаты в виде графиков, направление движения которых отсчитывается по ходу движения отходящих газов (рисунок 4, 5).

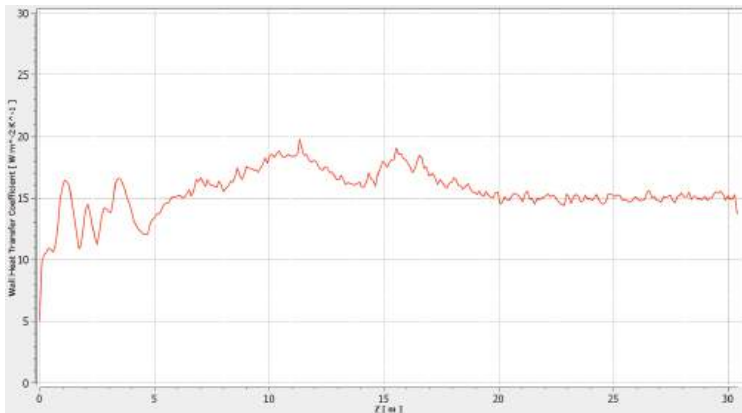


Рис. 4 График распределения коэффициентов теплоотдачи по оси симметрии на верхней поверхности полосы.

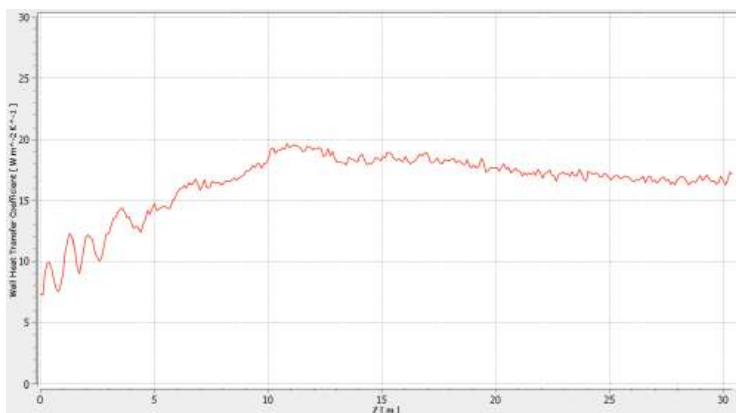


Рис. 5. График распределения коэффициентов теплоотдачи по оси симметрии на нижней поверхности полосы.

Полученные графики позволяют проследить возможное изменение коэффициентов теплоотдачи при изменении режима работы агрегата. Кроме того, на представленных графиках видно, что значения полученных коэффициентов теплоотдачи нижней поверхности выше. Среднее значение коэффициентов теплоотдачи на верхней поверхности полосы составляет $68,75 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$, в то время как на нижней поверхности полосы он равен $72,10 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$, что говорит о более интенсивном теплообмене в нижней части агрегата.

В результате работы были определены реальные значения коэффициентов теплоотдачи, позволяющие провести анализ конвективной составляющей теплообмена в секции нагрева АНГЦ. Кроме того была создана модель, позволяющая отследить изменения в процессе нагрева полосы при корректировке значений расходов природного газа, что позволит в будущем разработать режимы работы агрегата, способствующие снижению потребляемого топлива.

Библиографический список

1. Зинганшин А.М. Вычислительная гидродинамика. Постановка и решение задач в процессоре Fluent. – Казань: КГАСУ, 2013.
2. Равич М.Б. Топливо и эффективность его использования. / М.Б. Равич – М.: Наука, 1971.
3. В.В. Померанцев, К.М. Арефьев Основы практической теории горения: Учебное пособие для вузов. 2-е изд., - Л.: Энергоатомиздат. Ленингр. отд-ние, 1986.
4. Кривцов А.В. Изучение процессов гомогенного горения предварительно несмешанных компонентов в ANSYS Fluent: электронные методические указания к лабораторным работам / А.В. Кривцов, А.С. Шаблий – Самара: Изд-во Самарский государственный аэрокосмический университет им. С.П. Королева, 2013. – 45с. – 1 CD ROM
5. ТИ 05757665-ЦХПП-39-2018. Обработка холоднокатаной неотожженной, холоднокатаной отожженной, горячекатаной травленной стали в агрегате непрерывного горячего цинкования №3: технологическая инструкция. – Липецк: НАМК, 2018. – 172с.

Д.С. Баршутина, С.Н. Баршутин

Тамбовский государственный технический университет
392000, Тамбов, Советская 106

МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ ИОНИЗАЦИОННЫХ КОЭФФИЦИЕНТОВ В ГАЗОВЫХ СРЕДАХ

Ионизационные коэффициенты α для слабоионизированной плазмы определяют эффективность ионизации газа под воздействием внешнего поля. Этот параметр стал определяющим при анализе ионизированного состояния газообразной среды. Создание надежных экспериментальных методов определения ионизационных коэффициентов позволило достаточно точно определять их значение, а соответственно прогнозировать поведение ионизированной газовой среды в различных условиях.

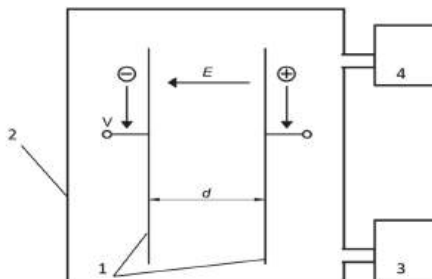


Рис. 1. Схема опыта для определения ионизационного коэффициента: 1 – электроды, 2 – герметичная емкость, 3 – вакуумный насос, 4 – датчик давления

Основоположником экспериментального исследования ионизационных коэффициентов стал Таунсенд. Он развил теорию ионизации и рекомбинации газовой среды и предложил схему эксперимента (рис. 1), позволяющую определить ионизационный коэффициент для различных газовых сред.

Представленная схема позволяет при различном давлении, которое задается вакуумным насосом 3 под контролем датчика давления 4 в герметичной емкости 2, создавать условия контролируемого процесса ионизации газовой среды между двумя электродами 1. Расстояние между электродами d возможно менять, при этом фиксировать это расстояние с относительной погрешностью не более 1 %.

В оригинальной методике на катод подается ультрафиолетовое излучение, в результате чего с поверхности материала электрода выбиваются электроны. Под действием напряженности E электрического поля, создаваемого между электродами 1, в цепи формируется электрический ток. При этом вольтамперная характеристика имеет четыре участка (рис. 2).

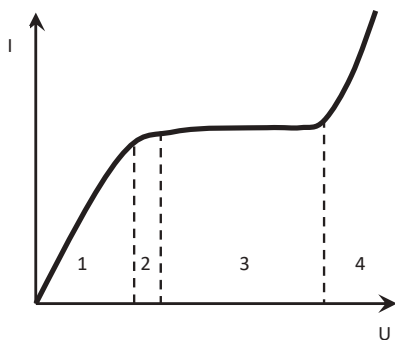


Рис. 2. Вольтамперная характеристика воздушного промежутка между двух электродов

Первый участок имеет линейный вид и подчиняется закону Ома. Второй участок имеет нелинейную характеристику и соответствует переходному процессу, который характеризуется выходом на фиксированное значение тока, называемым током насыщения. На третьем участке ток не изменяется, в связи с наступлением равновесия между процессами ионизации в газовом промежутке между электродами

и процессом перемещения электронов и ионов соответственно на анод и катод. Четвертый участок соответствует режиму пробоя газового промежутка. Определяющим процессом в этом режиме является ударная ионизация, которая возникает в связи с достижением кинетической энергии заряженных частиц под действием напряженности электрического поля уровня энергии ионизации компонентов газовой среды.

В условиях проведения эксперимента должно быть установлена возможность многократных столкновений заряженных частиц в газовом промежутке. Это условие достигается расчетом давления в герметичной камере. При этом значение давления должно быть таким, чтобы свободная длина пробега λ_{cp} заряженной частицы была намного меньше промежутка между электродами $\lambda_{cp} \ll d$.

Для определения средней длины свободного пробега электрона воспользуемся уравнением Менделеева-Клапейрона [1]:

$$P \cdot V = n \cdot R \cdot T, \quad (1)$$

где V – объем, R – газовая постоянная, n – количество молей вещества, P – давление, T – температура.

Из уравнения (1) определим среднее расстояние между молекулами в газе:

$$l_{cp} = \sqrt[3]{\frac{n \cdot R \cdot T}{P \cdot N_A}}, \quad (2)$$

где N_A – число Авогадро.

Применим формулу Бернулли [2]:

$$P_{k(r)} = C_n^k \cdot p^k \cdot q^{r-k}, \quad (3)$$

где C_r^k – количество удачных комбинаций, q – вероятность отсутствия столкновения, k – количество столкновений, p – вероятность столкновения, r – общее количество столкновений:

$$C_r^k = \frac{r!}{k! \cdot (r-k)!}, \quad (4)$$

Примем, что количество столкновений равно единице ($k = 1$). Тогда получаем:

$$P_r = r \cdot p \cdot (1-p)^{r-1}, \quad (5)$$

При определении из уравнения r получим:

$$r = \frac{\text{LambertW}\left(-\frac{\ln(1-p) \cdot P_r \cdot (p-1)}{p}\right)}{\ln(1-p)}, \quad (6)$$

где *LambertW* функция Ламберта $f(x) = x \cdot e^x$ вида.

Далее определим вероятность столкновения электрона с нейтральной молекулой газового промежутка:

$$p = \frac{\sigma^{ion}}{l_{cp}}. \quad (7)$$

где σ^{ion} – эффективное сечение ионизации.

Используемое в формуле (7) эффективное сечение ионизации зависит от многих факторов, в том числе от диаметра ионизируемой молекулы, энергии, которую приобретает электрон в электрическом поле до столкновения, энергии ионизации молекулы. Наиболее приближенно к экспериментальным данным сечение ионизации описывается следующим соотношением [3]:

$$\sigma^{ion} = \frac{\pi a_0^2}{\varepsilon^2} \left(\frac{\varepsilon - \varepsilon^i}{\varepsilon + \varepsilon^i} \right)^{\frac{3}{2}} \left[1 + \left(\frac{2}{3} - \frac{2 \cdot \varepsilon^i}{6 \cdot \varepsilon} \right) \ln \left(2.7 + \sqrt{\frac{\varepsilon - \varepsilon^i}{\varepsilon^i}} \right) \right], \quad (8)$$

где a_0 – Борковский радиус, ε^i – энергия ионизации атома, ε – энергия свободного электрона.

Объединение уравнений (2), (6), (7), (8) позволяет вывести длину свободного пробега:

$$\lambda_{cp} = I_{cp} \cdot r = \sqrt[3]{\frac{n \cdot R \cdot T}{P \cdot N_A}} \cdot \frac{\text{LanbertW} \left(\frac{\ln \left(1 - \frac{\sigma^{ion}}{\sqrt[3]{\frac{n \cdot R \cdot T}{P \cdot N_A}}} \right) \cdot P_r \cdot \left(\frac{\sigma^{ion}}{\sqrt[3]{\frac{n \cdot R \cdot T}{P \cdot N_A}}} - 1 \right)}{\frac{\sigma^{ion}}{\sqrt[3]{\frac{n \cdot R \cdot T}{P \cdot N_A}}}} \right)}{\ln \left(1 - \frac{\sigma^{ion}}{\sqrt[3]{\frac{n \cdot R \cdot T}{P \cdot N_A}}} \right)} \quad (9)$$

Как мы видим из соотношения 9 и 8, средняя длина свободного пробега зависит от давления, температуры, а также энергии свободного электрона, движущегося в направлении молекулы. А если учесть зависимость энергии электрона от напряженности электрического поля, то можно установить связь между напряженностью электрического поля в межэлектродном пространстве и средней длиной свободного пробега.

Далее определим дрейфовую скорость v_d электрона из следующих рассуждений. На электрон в электрическом поле с напряженностью E действует сила F :

$$F = e \cdot E, \quad (10)$$

где e – заряд электрона.

Тогда средняя скорость дрейфа электрона будет определяться по следующей формуле:

$$v_d = \sqrt{\frac{2 \cdot \lambda_{cp} \cdot e \cdot E}{m}}, \quad (11)$$

где m – масса электрона.

Далее предположим, что с катода площадью S под действием ионизирующих факторов выбиваются N_0 электронов за одну секунду. Тогда зная среднюю скорость дрейфа и среднюю длину свободного пробега

можно определить количество электронов, которое приходят на анод с учетом ударной ионизации в межэлектродном пространстве:

$$N_a = N_0 \cdot 2^{\frac{d}{\lambda_{cp}}}, \quad (12)$$

Тогда плотность электронов на аноде будет равна N/S .

С другой стороны при ударной ионизации появляются электрон и положительный ион. Так как подвижность ионов мала поэтому их мала, поэтому при малых напряженностях в межэлектродном пространстве формируется положительный заряд. Накопление ионов прекращается когда уровень потока ионов принимаемых катодом выравнивается с уровнем потока электронов на анод. Тогда наступает стационарное состояние. Из-за малоподвижности ионов их плотность гораздо больше чем плотность электронов. Следовательно в межэлектродном пространстве будет наблюдаться положительный объёмный заряд, но как показывает практика при небольших напряженностях электрического поля искажения, вносимые положительным объёмным зарядом, малы.

С другой стороны Таунсенд [4] предложил формулу для определения коэффициента ионизации α :

$$N_a = N_0 \cdot e^{\alpha d}, \quad (13)$$

Как мы видим формулы (12) и (13) похожи, а соответственно для теоретического определения коэффициента α достаточно знания расстояния между электродами и средней длины пробега. Однако формула (12) будет работать только в условиях электрического поля высокой напряженности, которое на средней длине пробега придаст электрону энергию не меньше энергии ионизации нейтральной молекулы. При меньших значениях напряженности электрического поля в формулу (12) необходимо вводить поправочный коэффициент,

который будет учитывать Максвеловское распределение по энергиям электронов.

Экспериментальное определение коэффициента α по электрическому току i в цепи. Этот ток связан с коэффициентом ионизации следующим соотношением:

$$i = i_0 \cdot e^{\alpha d}, \quad (14)$$

где i_0 – эмиссионный ток с катода.

Таким образом, изменяя расстояние d между электродами можно определить коэффициент ионизации α .

Библиографический список

1. Оорир Дж. Физика: учебник/ Джей Оорир; пер. с англ. и научная редактора Ю. Г. Рудого и А. В. Беркова. – М.: КДУ, 2010. 752 с.

2. Гмурман В. Е. Теория вероятностей и математическая статистика: учебное пособие для бакалавров. – 12-е изд. – М.: Высшая школа, 2013. – 478 с.

3. Расчет сечений электронной столкновительной ионизации атомов и ионов азота и кислорода по модели Хартри-Фока-Слэтера / Б.Н.Четверушкин [и др.] // Препринты ИПМ им. М.В.Келдыша. 2018. № 263. 23 с. doi:10.20948/prepr-2018-263 URL: <http://library.keldysh.ru/preprint.asp?id=2018-263>

4. Чередниченко, В.С. Плазменные электротехнологические установки [Текст]: учебник для студентов высших учебных заведений, обучающихся по специальности 140605 "Электротехнологические установки и системы", направления подготовки 140600 "Электротехника, электромеханика и электротехнологии" / В.С. Чередниченко, А.С. Аньшаков, М.Г. Кузьмин. - Новосибирск: НГТУ, 2011. - 601 с.

УДК 621.791.92

М.И. Бирюков¹, А.А. Хвостов², А.В. Иванов³, А.А. Журавлев⁴

¹ ООО НПП «Измерон-В», 394019, Воронеж, пр. Труда, 111

² Воронежский государственный технический университет, 394006, г. Воронеж,
ул. 20-летия Октября, 84

³ Воронежский государственный университет инженерных технологий, 394036,
пр-т Революции, 19

⁴ ВУНЦ ВВС «Военно-воздушная академия им. Н.Е. Жуковского
и Ю.А. Гагарина», 394064 г. Воронеж, ул. Старых Большевиков, 54а

ОПТИМИЗАЦИЯ ПРОЦЕССА РАСПРЕДЕЛЕННОЙ НАПЛАВКИ ЭЛЕМЕНТОВ СТАЛЬНОЙ КОНСТРУКЦИИ

Для предотвращения нежелательных явлений, возникающих при распределенной термической обработке элементов металлических конструкций, необходим оптимальный режим тепловой обработки, обеспечивающий заданную интенсивность теплового воздействия, его длительность, а также его пространственную локализацию [1].

В качестве целевой функции можно принять время тепловой обработки при одновременном выполнении технологических ограничений (требования к размеру и форме зоны термического влияния, ограничения максимально допустимой температуры в конструкции на заданной глубине [2] и допустимого значения критерия, характеризующего предельные механические термические напряжения и соответствующие им деформации, сила наплавочного тока, а также минимальная скорость перемещения наплавочного электрода, обеспечивающая заданную толщину наплавочного слоя). Элементы металлической конструкции, подвергающиеся тепловой обработке, распределены в пространстве и связаны между собой естественными тепловыми мостами. В процессе обработки можно варьировать

очередность и длительность обработки каждого элемента, что приводит к образованию сетевой нестационарной структуры. Для формализации нестационарной энергетической связи между узлами и их состояния процесс восстановительного ремонта наплавкой удобно представить в виде взвешенного графа [3], вершинами которого являются участки тепловой обработки, ребрами – соединяющие их физически между собой элементы металлической конструкции, а весами – инварианты теплофизических характеристик этих элементов.

Для идентификации оптимального режима разработана математическая модель температурных полей, напряжений (деформаций) в ходе технологической обработки конструкции. Поиск рационального режима рассмотрен на примере ремонта рамы тележки теплового вагона 2ТЭ116.

Моделируемая область Θ описывается геометрической 3D моделью конструкции (рис. 1). Сами поверхности разделены на несколько групп по типу взаимодействия с окружающей средой: Ω_1 – поверхности, взаимодействующие с источником тепловой энергии, которые располагаются на рабочих поверхностях клиновых пазов (задаётся плотность теплового потока от электрической дуги и условия конвективного теплообмена с окружающей средой); Ω_2 – поверхности, взаимодействующие с окружающим воздухом (задаются условия сложного теплообмена с окружающей средой); Ω_3 – поверхности, жёстко закреплённые с помощью крепёжных струбцин (задаётся нулевой вектор перемещений).

Математическая модель теплопереноса в конструкции построена на следующих допущениях. Среда изотропная, упругая, действием массовых и внешних сил пренебрегли. Конвективный перенос теплоты и изменение теплофизических свойств стали в жидкой фазе

зоны наплавки, фазовый переход испарение-конденсация стали, а также тепловой эффект химических реакций не учитывались.

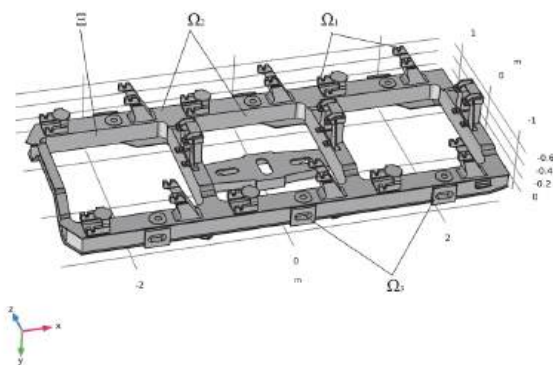


Рис. 1. Геометрическая модель рамы тележки тепловоза 2ТЭ116

Для учёта фазового перехода плавление-кристаллизация в расчетное значение теплоемкости введено слагаемое, включающее скрытую удельную теплоту плавления-кристаллизации. Генерация тепловой энергии от электрической дуги происходит на поверхности обрабатываемого объекта. Поверхностная плотность теплового потока задана функцией Гаусса. Охлаждение конструкции происходит за счёт сложного (конвективного и лучистого) теплообмена с окружающей средой. Температуры и теплоты плавления и кристаллизации стали равны. Механические свойства стали постоянные.

Основные расчетные соотношения модели включают уравнения сохранения энергии, равновесия, реологии, начальные и граничные условия, расчёт напряжений по Мизесу, механические и теплофизические свойства стали. Интегрирование уравнений модели осуществлено методом конечных элементов в среде ComsolMultiphysicsTM. Для интегрирования задачи использовался неявный BDF метод 2-го порядка.

Влияние механического поля напряжений на температурное не учтено и решалась полусопряженная задача. Первый этап решения заключался в вычислении нестационарного температурного поля, а на втором проводился механический анализ с учетом рассчитанного на первом этапе температурного поля. Математическая модель описывает эволюцию температурных (рис. 2а), деформационных полей и полей напряжений (рис. 2б) в процессе наплавки.

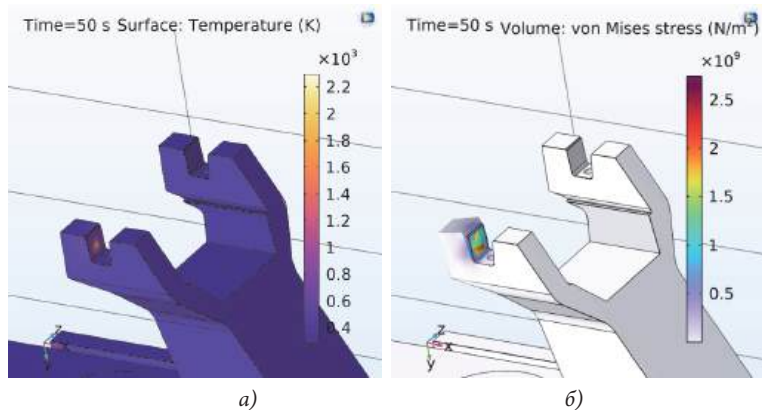


Рис. 2. Результаты вычислительного эксперимента. (а) – температурное поле, (б) – поле напряжений (цветовая шкала) и деформаций

Топология элементов конструкции задана взвешенным неориентированным графом $G(V,E)$, в котором каждый участок рабочей плоскости является его вершиной V , а путь от двух любых участков – ребром $E \subseteq V \times V$. Топология технологических участков тепловой обработки задается множеством вершин $v \subseteq V(G)$ и ребер $e \subseteq E(G)$ (рис. 3а, 3б).

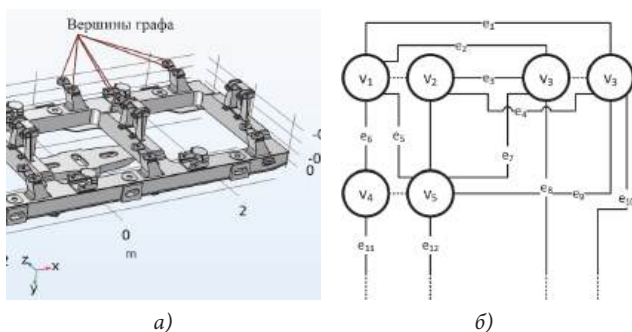


Рис. 3. Расположение обрабатываемых элементов (а) и соответствующий им фрагмент графа (б)

Для энергетической оценки расстояния между элементами стальной конструкции введена метрика, учитывающая их пространственно-энергетические параметры. Энергетически путь e_{ij} (v_i, v_j) между любыми вершинами характеризуется интенсивностью теплопереноса и описывается температурным градиентом в направлении распространения тепловой энергии к j -ой вершине ∇T_{ij} , расстоянием x_{ij} между вершинами v_i, v_j и коэффициентом теплопроводности λ_{ij} элемента конструкции. Для метрики введено понятие «тепловое расстояние».

Для приведения к безразмерному виду это расстояние между соседними вершинами x_{ij} отнесено к среднему расстоянию между v_i и остальными вершинами графа

$$\tilde{x}_{ij} = \frac{(n-1)x_{ij}}{\sum_{j=1}^{n-1} x_{ij}}, \quad (1)$$

а перепад температуры $\Delta T_{ij} = (T_i - T_j) \approx \nabla T_{ij}$ отнесён к среднему перепаду температур между i -ой и остальными вершинами графа

$$\Delta \tilde{T}_{ij} = \frac{(n-1)\Delta T_{ij}}{\sum_{j=1}^{n-1} \Delta T_{ij}}. \quad (2)$$

Тогда «тепловое расстояние» et_{ij} между вершинами v_i, v_j

$$et_{ij} = \alpha_1 \tilde{x}_{ij} + \alpha_2 \Delta \tilde{T}_{ij}, \quad (3)$$

где $\alpha_1 > 0$, $\alpha_2 < 0$ – весовые коэффициенты, определяющие вклад каждого из параметров в оценку «теплового расстояния» с учётом, что рост оценки происходит в направлении уменьшения температуры и увеличения геометрического расстояния.

Стратегия поиска оптимального режима тепловой обработки заключается в нахождении локально оптимального режима на каждом этапе обработки с точки зрения максимального «теплового расстояния» последующего участка тепловой обработки от предыдущего.

Алгоритм идентификации оптимального режима включает в себя стадии тепловой обработки произвольного участка металлической конструкции в течение времени, обеспечивающей выполнение введенных ограничений и рассчитываемой по математической модели, поиска множества кратчайших геометрических путей методом Дейкстры, оценки соответствующего каждому кратчайшему пути «теплового пути» и выбора максимального значения критерия, характеризующего «тепловое расстояние» от предыдущего

$$v_{i+1} = \max \left[St_i = \sum_k^K et_{ik} \right]. \quad (4)$$

Блок-схема алгоритма идентификации оптимального теплофизического режима обработки представлена на рис. 4.

Идентифицированный в соответствии с алгоритмом (рис. 4) оптимальный режим представляется в виде диаграммы Ганта, описывающей последовательность обработки элементов, отвечающую критерию (4) (рис. 5).

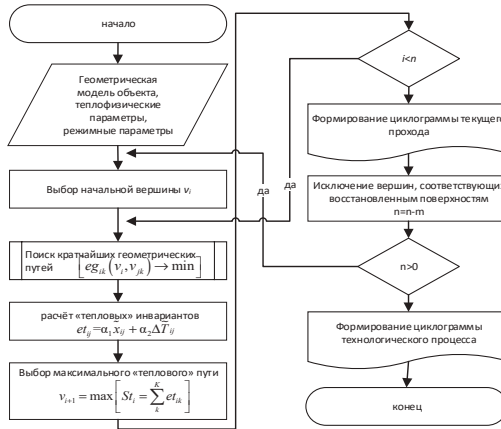


Рис. 4. Блок-схема алгоритма идентификации оптимального теплофизического режима

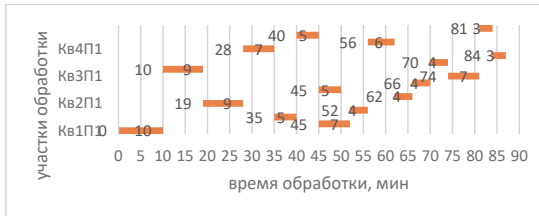


Рис. 5. Технологическая карта обработки

Библиографический список

1. Сидоров А.И. Восстановление деталей машин напылением и наплавкой. – М.: Машиностроение, 1987. – 192 с.
2. Фролов, В.В. Теория сварочных процессов / В.В. Фролов (ред.), В.Н. Волченко, В.М. Ямпольский, В.А. Винокуров, В.А. Парахин, В.И. Ермолаева, Э.Л. Макаров, А.Г. Григорьянц, В.С. Гаврилюк, В.В. Шип – М.: Высшая школа, 1988. – 559 с.
3. Черняк, А.А. Математическое программирование. Алгоритмический подход: уч. пособие / А.А. Черняк, Ж. А. Черняк, Ю.М. Метельский. – Минск: Выш. Шк., 2006. – 352 с.

С.В. Горбунов, М.Г. Зиганшин

Казанский государственный энергетический университет

420066, Казань, Красносельская, 51

СОЗДАНИЕ НАКЛОННОЙ ГЕОМЕТРИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ПЫЛЕУЛАВЛИВАЮЩЕГО АППАРАТА ЦН-11

Циклоны — наиболее распространенные пылеулавливающие агрегаты, они применяются для очистки от пыли вентиляционных и технологических выбросов во всех отраслях промышленности. При небольших капитальных затратах и эксплуатационных расходах циклоны обеспечивают очистку газов эффективностью 80–95 % от частиц пыли размером более 10 мкм. Циклоны пылеуловители являются надежными устройствами очистки, так как в их конструкции нет сложного механического оборудования, а сепарация пылевых частиц осуществляется под воздействием инерционной силы.

Обрабатываемая двухфазная среда после входа в циклон движется по сложным вращательным траекториям. После тангенциального входа через горизонтальный или наклонный патрубок в корпус циклона поток движется в его периферийной части вниз, затем совершает поворот в центральную часть корпуса и движется к выходу из аппарата. При этом в возвратно-поточных конструкциях поток направляется вверх, в прямоточных конструкциях – горизонтально. Сила инерции смещает вращающиеся в двухфазном потоке частицы по касательным к траекториям – к стенке корпуса и вниз. Сталкиваясь с внутренней поверхностью корпуса, частицы скользят по ней вниз и собираются в нижней части бункера. Если для смещения частицы с винтовой траектории инерционных сил недостаточно, то она

попадает вместе с молекулами потока газовой среды из периферийной зоны в центральную, и далее – в выхлопную трубу.

В последние десятилетия за рубежом и в РФ с повышенной интенсивностью возобновились натурные и численные исследования циклонных аппаратов [1, 2]. Отмечен прогрессивный интерес к применению вычислительной гидродинамики (Computational Fluid Dynamics, CFD) для понимания поведения потока газа и твердого вещества в циклонах и прогнозирования их производительности. При этом в существующих исследованиях заметен акцент на моделирование конструкций с горизонтальными входными патрубками. В данной работе выполнено построение модели циклона с наклонным патрубком посредством приложения ANSYS SpaceClaim Direct Modeler (SCDM). После построения модели была сгенерирована расчетная сетка и проведены расчеты сепарации взвешенных частиц из потока.

В данной работе описан процесс создания 3D-геометрии численной модели циклона ЦН-11-200. Для исследования был использован многофункциональный программный продукт SCDM в приложении ANSYS. Этот геометрический препроцессор работает по принципу прямого геометрического моделирования. Это позволяет работать с элементами 3D-объектов без построения примитивов и вспомогательных эскизов дает возможность проверки, исправления неточностей CAD-моделирования, чистки дефектов, вызванных ошибками импорта, и упрощения геометрии при импорте CAD-геометрии. Вместе с тем, в SCDM встречаются и затруднения при создании определенных элементов в объектах со сложной геометрией. В данной работе подобное затруднение при моделировании геометрии инерционного пылеулавливающего аппарата было связано с необходимостью создания сопряжения призмы и спирального 3D- объекта под

произвольным углом наклона к горизонтали. С такой проблемой может быть связано и отсутствие в доступной литературе численных моделей циклонов с наклонным входным патрубком.

Геометрия модели циклона ЦН-11-200 отличается от очистных аппаратов с горизонтальным вводом очищаемого двухфазного потока отклонением входного патрубка аппарата от горизонтали на 11° и диаметром корпуса 200 мм (рис. 1).

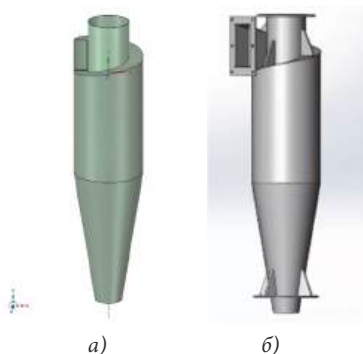


Рис. 1. Конструкция (а) и геометрическая модель (б) циклона типа ЦН-11-200.

Проблема, появившаяся в процессе работы над данной моделью, заключается в том, что SCDM не позволяет редактировать модель с вращением спирали с произвольным углом подъема (в данном случае под углом к горизонтали 11°) на полный оборот (точно на 360°). Уменьшение или увеличение угла вращения спирали не позволяет впоследствии корректно подсоединить к ней патрубок (призму, на рис. 1 б не показана), наклоненный под углом к горизонтали на 11° , так как он пересекается с телом спирали либо отрывается от нее. И то, и другое, в свою очередь, не позволяет в дальнейшем создавать корректную расчетную сетку.

Корректное разрешение геометрии было получено благодаря созданию дополнительной площадки с планками шириной 2 мм

на выходной вертикальной плоскости спирального 3D- объекта по-
верхности. Это помогло завершить процесс создания наклонного па-
трубка (рис.2). Данный прием может помочь пользователям SCDM
также при моделировании крепежных изделий для соединения дета-
лей.

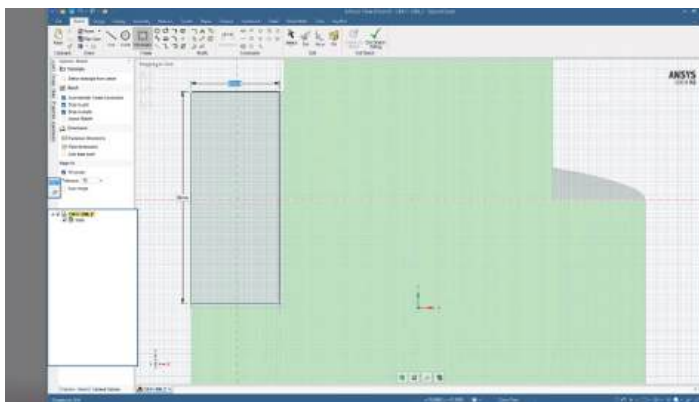


Рис. 2. Построение дополнительной площадки

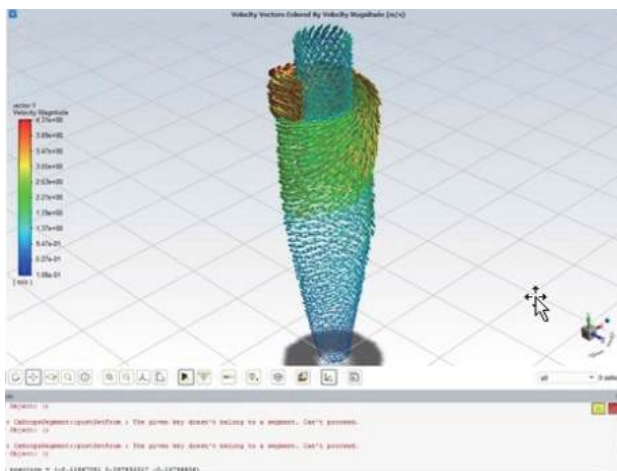


Рис. 3. Вектор скоростей на модели ЦН-11

В данной модели была проведена корректная генерация расчетной сетки, которая позволила провести в приложении Fluent (ANSYS 2020 R2) предварительные расчеты гидродинамики аппарата. В качестве варианта турбулентной вязкости была принята стандартная модель $k-\epsilon$ как оптимальная по точности и ресурсозатратности. Результаты, полученные после 5000 итераций, показаны на рис. 3.

Таким образом, выполненные расчеты показали работоспособность созданных моделей. В дальнейшем предполагается выполнение численных экспериментов на данных моделях с дисперсным потоком, содержащим твердые частицы размером 0,1-50 мкм с целью определения наиболее эффективной конструкции по степени осаждения мелких частиц размером менее 5 мкм при приемлемом сопротивлении аппарата до 1 кПа.

Библиографический список

1. Zhao B., Wang D., Su Y. Gas-Particle Cyclonic Separation Dynamics: Modeling and Characterization. Separation and Purification Reviews. 2018. pp. 3-31.
2. Замалиева А.Т., Зиганшин М.Г. Усовершенствованная установка фильтрации газа на ТЭС при подготовке топлива для городских энергетических систем. Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. 2019;21(5):124-131.
3. Chu K. W., Chen J., Wang B. Understand solids loading effects in a dense medium cyclone: effect of particle size by a CFD-DEM method. Powder Technology. 2017. N320. pp. 112-174.
4. Nakhaei, M. et al. CFD Modeling of Gas-Solid Cyclone Separators at Ambient and Elevated Temperatures. Processes 2020;(8):228.

5. Зинуров В.Э., Дмитриев А.В., Бадретдинова Г.Р. Компьютерные технологии при проектировании технологических процессов: практикум – Казань: КГЭУ, 2021.

6. Даминов Р.Р., Горбунов С.В., Зиганшин М.Г. Построение 3D- геометрии циклона ЦН-15 для численного исследования эффективности сепарации. XXVI Всероссийский аспирантско-магистерский научный семинар, посвященный дню энергетика (Казань, 6-7 декабря 2022 г.). – Казань: Центр публикационной активности КГЭУ, 2022. – Т.2. С. 15-18.

7. Zabala-Quintero, C.; Ramirez-Pastran, J.; Torres, M.J. Performance Characterization of a New Model for a Cyclone Separator of Particles Using Computational Fluid Dynamics. *Appl. Sci.* 2021, 11, 5342.

8. B. Gopalakrishnan, G. Saravana Kumar, K. Arul Prakash, Parametric analysis and optimization of gas-particle flow through axial cyclone separator: A numerical study, *Advanced Powder Technology*, 34 (2023), 103959.

9. Замалиева А.Т., Зиганшин М.Г., Потапова Л.И. Об эффективности существующих методов циклонной фильтрации при осаждении мелкодисперсных частиц классов РМ10, РМ2,5. *Известия Казанского государственного архитектурно-строительного университета*, №4, с. 415-423 (2017).

УДК 621.3.036: 519.6

О.А. Дорохова, И.Л. Батаронов

Воронежский государственный технический университет

394006, Воронеж, 20-летия Октября, 84

МОДЕЛИРОВАНИЕ РЕЖИМА Q_{\max} ТЕРМОЭЛЕКТРИЧЕСКОГО ОХЛАЖДАЮЩЕГО МОДУЛЯ С ОГРАНИЧЕНИЕМ ПО ТЕМПЕРАТУРЕ

В прикладных исследованиях широко рассматривается применение термоэлектрических модулей (ТЭМ) в качестве эффективных охладителей и теплообменных устройств. При этом обычно игнорируются особенности теплообмена на начальном участке, характерные для функционирования ТЭМ и существенно влияющие на эффективность их работы. Одной из таких особенностей является неоднородность распределения температуры вдоль холодной стороны ТЭМ, следствием которой может быть перегрев отдельных участков охлаждаемого теплонапряженного устройства (ТНУ).

Рассматривается ТЭМ, прикрепленный к ТНУ и забирающий от него однородный поток тепла с плотностью q_0 (рис.1). На горячей стороне ТЭМ охлаждается потоком теплоносителя ТН, движущегося со средней скоростью V_0 , имеющего входную температуру $T_{\text{вх}}$ и на начальном участке отбирающий у ТЭМ неоднородный поток тепла с плотностью q_1 .

Вследствие неоднородности отбираемого потока тепла на холодной стороне ТЭМ образуется неоднородное распределение температуры, которое ограничено максимально допустимым перегревом T_{max} . Требуется определить максимальную холодопроизводительность q_{max} ТЭМ при этом ограничении, плотность электрического тока j_{max} , обеспечивающего q_{max} , и кривую управления $q(j)$.

в соответствующей модели переноса [2,3]. Пример решений, приведенных на рис. 2, показывает, что на выполнение условия ограничения по температуре влияют как параметры ТЭН, так и параметры ТН.

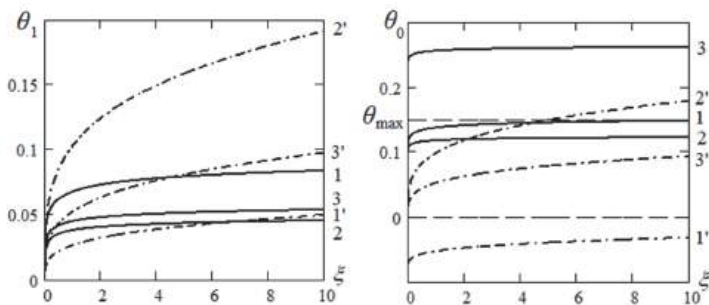


Рис.2. Распределение температуры на горячей (а) и холодной (б) стороне ТЭМ при значениях параметров $\zeta = 0,5, Pr = 7$ (1,2,3) и $0,1, 0,7$ (1',2',3');

$Re = 5000$ (1), 10000 (2,3,1',2') и 20000 (3');

$\kappa = 0.5$ (1,2), $0,7$ (3), $0,01$ (1') и $0,1$ (2',3')

Анализ полученных решений в рамках теории подобия показал, что распределение температуры θ_1 имеет вид

$$\theta_1 = \chi Q \Phi(\xi; Re, Pr, \chi \Upsilon), \quad (4)$$

где $\chi = \Lambda H / (\lambda h)$ – симплекс геометрических и физических параметров ТЭМ и ТН, λ – коэффициент теплопроводности ТН, Φ – универсальная функция, зависящая от чисел Рейнольдса Re и Прандля Pr теплоносителя и параметра Υ ТЭМ. Исследованием распределений температуры θ_1 в рамках k - ω -модели турбулентности найден общий вид функции Φ :

$$\Phi(\xi) = \frac{1}{Nu_x - (1 + \alpha) \chi \Upsilon} + \frac{\xi}{Pe}. \quad (5)$$

Здесь Nu_x – локальное число Нуссельта ТН на начальном участке без термоэлектрического охлаждения[4], Re – число Пекле ТН, а коэффициент $\alpha = 0,87(Pr+5,3)^{2/3}$ зависит только от числа Pr .

Максимальное значение θ_0 достигается в конце ТЭМ (рис.2). Пусть Φ_0 – значение функции (5) в этой точке. Тогда для приведенной холодопроизводительности при ограничении на температуру из соотношений (2)–(4) будем иметь

$$\kappa(\zeta) = \frac{(1 + \zeta)\theta_{\max} + \zeta - \frac{\zeta^2}{2z} - \chi\gamma \left(1 + \frac{2 + \zeta}{2z}\right) \Phi_0(Re, Pr, \gamma)}{1 + \frac{\chi\Phi_0(Re, Pr, \gamma)}{1 + \zeta}}. \quad (6)$$

Уравнение управления (6) в зависимости от приведенной плотности электрического тока ζ имеет максимум (рис. 3), определяющий максимально достижимую холодопроизводительность.

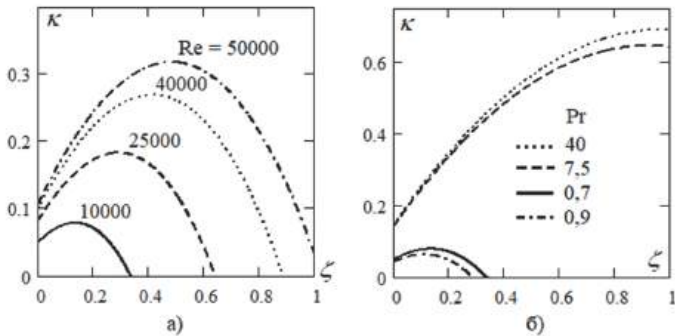


Рис. 3. Кривые управления $\kappa(\zeta)$ для $Pr = 0,7, \chi = 100$ (а)
и $Re = 10000, \chi = 100$ ($Pr < 1$), $\chi = 5$ ($Pr > 1$) (б)

Величина максимума κ_{\max} и его положение ζ_{\max} зависят от чисел Рейнольдса, Прандтля и симплекса χ . Предельно достижимое значение определяется условием $\Phi_0 = 0$ и согласно (6) составляет

$$\zeta_{\text{пр}} = z(1 + \theta_{\text{max}}) = z_m, \quad \kappa_{\text{пр}} = \frac{1}{2}z_m(1 + \theta_{\text{max}}) + \theta_{\text{max}}, \quad (7)$$

где z_m – коэффициент Иоффе, рассчитанный для температуры T_{max} . Отметим, что предельные значения (7) не зависят от симплекса χ .

Фактические значения κ_{max} и ζ_{max} всегда меньше значений (7) и увеличиваются с увеличением чисел Re и Pr и уменьшением χ . Они могут быть найдены путем решения задачи на экстремум функции (6). Эта задача не может быть решена аналитически ввиду зависимости параметра Υ от плотности тока ζ , поэтому было использовано численное решение задачи по методу Ньютона, который имеет высокую скорость сходимости (достаточно 2÷3 итераций) и хорошую устойчивость.

Для примера расчета использованы характеристики термоэлектрика $\text{Bi}_2\text{Te}_3(80)+\text{Sb}_2\text{Te}_3(20)$, в качестве охлаждающего агента рассматривалась вода ($\chi = 5$) и воздух ($\chi = 100$). Температура ТН принята равной 30°C , а предельная температура нагрева $T_{\text{max}} = 70^\circ\text{C}$, что является типичным значением для радиоэлектроники. Исследовалась зависимость κ_{max} и ζ_{max} от чисел Рейнольдса и Прандтля (рис. 4, 5), вариация параметра χ для простоты не учитывалась.

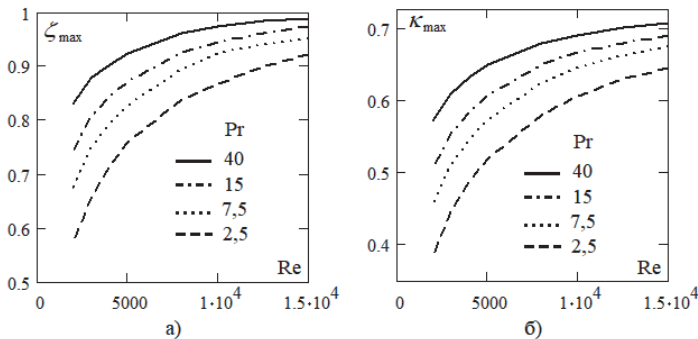


Рис. 4. Зависимости ζ_{max} (а) и κ_{max} (б) от чисел Re и Pr для жидкого теплоносителя

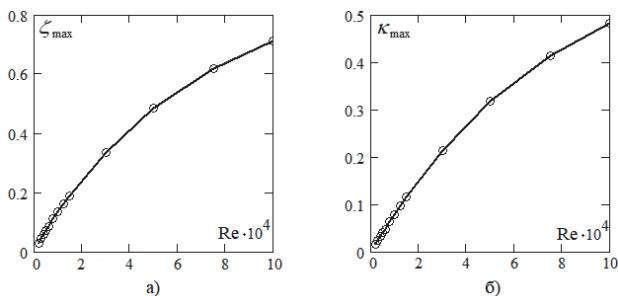


Рис.5. Зависимости ζ_{\max} (а) и κ_{\max} (б) от числа $RePr$ для газообразного теплоносителя

Результаты исследования для жидкого теплоносителя ($Pr > 1$, рис. 4) показывают, что в области развитой турбулентности ($Re > 10000$) рабочие параметры ТЭМ выходят на насыщение, в промежуточной области имеется значительное снижение эффективности ТЭМ в качестве охладителя. При этом увеличение числа Прандтля приводит к повышению критических параметров ТЭМ.

Расчет для газообразного теплоносителя ($Pr < 1$) показывает практическую независимость результата от числа Прандтля, но при этом требуемые для эффективности работы ТЭМ значения числа Рейнольдса на порядок выше, чем для жидкого ТН (рис. 5).

В общем случае полученные результаты должны быть скорректированы с учетом вариации параметра χ .

Выводы

1. Эффективность работы ТЭМ в качестве охладителя с ограничением температуры существенно зависит от теплоприемности ТН.
2. Получено уравнение управления и разработана методика расчета критических параметров ТЭМ при работе в режиме максимальной холодопроизводительности с ограничением по температуре.

3. При использовании газообразного ТН для обеспечения эффективности работы ТЭМ требуются на порядок большие значения числа Рейнольдса, чем для жидкого ТН.

Заключение

Специфика работы ТЭМ в качестве охладителя при ограничении температуры заключается в наличии предельных параметров охлаждения, которые не могут быть превышены и требуют специальной методики расчета. Предложенная методика нуждается в обобщении при учете процесса теплообмена с охлаждаемой стороны ТЭМ.

Библиографический список

1. Анатычук Л.И. Термоэлементы и термоэлектрические устройства: справочник. – Киев: Наукова Думка, 1979. – 768 с.
2. Моделирование распределения температуры на термоэлементе при охлаждении ламинарным потоком / О.А. Дорохова, И.Л. Батаронов, Т.А. Надеина, Н.А. Ююкин // Вестник Воронежского государственного технического университета. 2023. Т. 19. № 6. С. 59-68.
3. k-ε модельный расчет температурного профиля вдоль термоэлектрического модуля при охлаждении турбулентным потоком / О.А. Дорохова // Физико-математическое моделирование систем: материалы XXIVМеждународ. Семинара. – Воронеж: ВГТУ, 2023. - С. 31-42.
4. Кутателадзе С.С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 367 с.

УДК 536.24

В.В. Елисеев, Т.Е. Созинова

Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина
153003, Иваново, Рабфаковская, 34

РАЗРАБОТКА УНИВЕРСАЛЬНОЙ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ФИЗИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ПАРОВОДЯНОМ СОСУДЕ

Введение

Современная энергетика широко использует теплообменные устройства: парогенераторы, конденсаторы, реакторы, компенсаторы давления, а также смешивающие и поверхностные подогреватели и т.п. Данные устройства представляют собой сосуды, в которых происходят сложные теплогидравлические процессы.

Предложена математическая модель физических процессов [1, 2] в любом сосуде (баке) в виде универсальной системы дифференциальных уравнений. Разработанная имитационная модель станет удобным инструментом для понимания и оптимизации работы энергетических установок.

Применение модели позволит предсказывать поведение системы в различных условиях, выявлять потенциальные проблемы и разрабатывать более эффективные и безопасные решения.

Основная часть

Составленная математическая модель физических процессов является научной (*практичной*), так как базируется на эмпирических свойствах воды и водяного пара (ВВП) [3].

Система управления (воздействия) в полном виде может включать в себя следующие устройства:

- нагреватели и другие теплопроводящие конструкции;
- устройство впрыска в виде спринклерного (разбрызгивающего);
- систему подпитки-продувки, а также пароснабжения.

Модель предназначена для описания нестационарных теплогидравлических процессов в закрытом баке с наличием парового объёма над уровнем жидкости; построена на физических принципах обратных связей переходных процессов, которые стабилизируют систему, в частности:

- при повышении давления (P) в сосуде происходит конденсация пара, что приводит к снижению давления:

$$\uparrow P \Rightarrow \uparrow H_{\text{sat}} \Rightarrow \uparrow \text{Condensation} \Rightarrow \downarrow P;$$

- при понижении давления в сосуде происходит испарение жидкости, что способствует повышению давления:

$$\downarrow P \Rightarrow \downarrow H_{\text{sat}} \Rightarrow \uparrow \text{Vaporization} \Rightarrow \uparrow P.$$

При отсутствии отдельных компонентов в моделируемом сосуде (нагревателя, впрыска, пара, жидкости, входящего/уходящего расхода и т.д.) модель можно значительно упростить через приравнивание соответствующих переменных к нулю и последующего исключения их из расчётной схемы.

Модель использует экспериментальные характеристики воды как теплоносителя, что позволяет учитывать уникальные термодинамические и теплофизические свойства [3]. Для использования модели с другими теплоносителями достаточно использовать соответствующие таблицы.

В модели ВВП использованы следующие таблицы:

1. определение удельного объёма v по давлению и энтальпии (P и H);

2. термодинамические свойства ВВП на линии насыщения;
3. таблицы удельной теплоёмкости c_p , коэффициента теплопроводности λ , кинематического коэффициента вязкости ν по давлению и температуре (P и T).

Соответственно, при определённой погрешности базы экспериментальных данных будет существовать погрешность модели в области свойств ВВП.

Это означает, что точность модели напрямую зависит от точности и достоверности исходных данных. В случае наличия значительных погрешностей в экспериментальных данных, модель может давать неточные результаты, что требует дополнительной валидации и калибровки.

Состояние модели сосуда определено в виде 10 переменных:

для всего сосуда:

- P – давление на границе сред [Па];
- G_{gen} – расход при генерации пара [кг/с];
- G_{vol} – расход при конденсации в объёме [кг/с];

для 1-й области (жидкости):

- M_{f_1} – масса жидкости [кг];
- M_{v_1} – масса пара [кг];
- V_1 – объём жидкости и пара: $V_1 = V_{f_1} + V_{v_1}$ [м³];
- H_{f_1} – энтальпия жидкости [Дж/кг];

для 2-й области (пара):

- M_{v_2} – масса пара [кг];
- V_2 – объём пара: $V_2 = V - V_1$ [м³];
- H_{v_2} – энтальпия пара [Дж/кг].

Каждая переменная модели может быть представлена дифференциальным уравнением [4] или аналитическим выражением, выбор зависит от особенности моделируемого объекта.

Модель описывает состояние сосуда с помощью группы сосредоточенных параметров. Использование сосредоточенных параметров обусловлено незначительной потерей точности по сравнению с распределёнными моделями (до которой математическая модель может быть модифицирована).

Система дифференциальных уравнений обладает свойством жёсткости в начале и в конце переходных процессов, что позволяет частично использовать явные численные методы для её решения.

Так как для каждого вычисления производных выполняется поиск по таблицам ВВП, то для оптимального решения задачи Коши рекомендуется применять методы Адамса-Башфорта.

Уравнения

Уравнение для массы жидкости в 1-й области:

$$\frac{dM_{f_1}}{dt} = \Sigma G_{f_1} - G_{gen} + G_{cond}^{bub} + \Gamma^{vol} + \Gamma^{mir} + \Gamma^{wall} + \Gamma^{spr},$$

где ΣG_{f_1} – сумма расходов жидкости для 1-й области [кг/с];

G_{gen} – интенсивность генерации пара в 1-й области [кг/с];

G_{cond}^{bub} – интенсивность конденсации пара (ИКП) в 1-й области [кг/с];

Γ^{vol} – ИКП во 2-й области [кг/с];

Γ^{mir} – ИКП на поверхности раздела областей (зеркале) [кг/с];

Γ^{wall} – ИКП в паровом объёме на стенке сосуда [кг/с];

Γ^{spr} – ИКП на каплях разбрызгивающего устройства жидкости [кг/с].

Уравнение для массы пара (пузырей) в 1-й области:

$$\frac{dM_{v_1}}{dt} = \Sigma G_{v_1} + G_{gen} - G_{cond}^{bub} - G_{12},$$

где ΣG_{v_1} – сумма расходов пара для 1-й области [кг/с];

G_{12} – выход пара из 1-й области во 2-ю [кг/с].

Уравнение для массы пара во 2-й области:

$$\frac{dM_{v_2}}{dt} = \Sigma G_{v_2} + G_{12} + G_{spr} - \Gamma^{vol} - \Gamma^{mir} - \Gamma^{wall} - \Gamma^{spr},$$

где ΣG_{v_2} – сумма расходов пара для 2-й области [кг/с];

G_{spr} – расход через спринклерное устройство [кг/с].

Уравнение для объёма 1-й области:

$$\begin{aligned} \frac{dV_1}{dt} = & \frac{dM_{f_1}}{dt} \cdot v_{f_1} + \frac{dM_{v_1}}{dt} \cdot v_{v_1} + M_{f_1} \left(\frac{\partial v}{\partial H} \right)_{f_1} \frac{dH_{f_1}}{dt} + \\ & + \left(M_{f_1} \left(\frac{\partial v}{\partial P} \right)_{f_1} + M_{v_1} \left(\frac{\partial v}{\partial P} \right)_{v_1} \right) \frac{dP}{dt}. \end{aligned}$$

На рисунке 1 приведено расположение физических переменных состояния модели закрытого бака.

Уравнение для давления в баке:

$$\frac{dP}{dt} = - \frac{\frac{dM_{f_1}}{dt} \cdot v_{f_1} + \frac{dM_{v_1}}{dt} \cdot v_{v_1} + \frac{dM_{v_2}}{dt} \cdot v_{v_2} + M_{f_1} \left(\frac{\partial v}{\partial H} \right)_{f_1} \frac{dH_{f_1}}{dt} + M_{v_2} \left(\frac{\partial v}{\partial H} \right)_{v_2} \frac{dH_{v_2}}{dt}}{M_{f_1} \left(\frac{\partial v}{\partial P} \right)_{f_1} + M_{v_1} \left(\frac{\partial v}{\partial P} \right)_{v_1} + M_{v_2} \left(\frac{\partial v}{\partial P} \right)_{v_2}}.$$

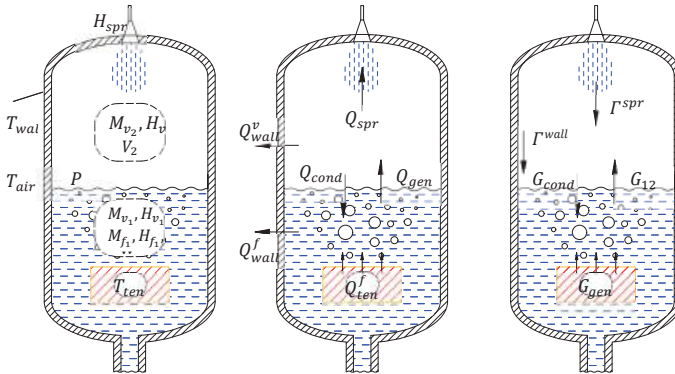


Рис. 1. Расположение переменных состояния модели.

Уравнение для энтальпии жидкости в 1-ой области:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dH_{f_1}}{dt} = \frac{Q_{f_1} + A_{f_1}}{M_{f_1}}; \\ Q_{f_1} = E_{f_1}^{in} + E_{f_1}^{vap} + E_{f_1}^{cond} + Q_{f_1}^{conv}; \\ A_{f_1} = V_1 \frac{dP}{dt}; \\ E_{f_1}^{in} = \sum G_{f_1}^{in}(H_{f_1}^{in} - H_{f_1}) + \sum G_{v_1}^{in}(H_{v_1}^{in} - H_{v_1}); \\ E_{f_1}^{vap} = (G_{cond}^{bub} - G_{gen}) \cdot (H'' - H_{f_1}); \\ E_{f_1}^{cond} = (\Gamma^{vol} + \Gamma^{wall} + \Gamma^{spr}) \cdot (H' - H_{f_1}) + \Gamma^{mir}(H_{v_2} - H_{f_1}); \\ Q_{f_1}^{conv} = Q_{ten}^f - Q_{wall}^f \end{array} \right.$$

- где $G_{f_1}^{in}$ – расход входящей жидкости в 1-ю область [кг/с];
 $H_{f_1}^{in}$ – энтальпия входящей жидкости в 1-ю область [Дж/кг];
 $G_{v_1}^{in}$ – расход входящего пара в 1-ю область [кг/с];
 $H_{v_1}^{in}$ – энтальпия входящего пара в 1-ю область [Дж/кг];
 Q_{ten}^f – тепловой поток в 1-ю область от ТЭН [Вт];
 Q_{wall}^f – тепловой поток из 1-й области к стенкам [Вт].

Уравнение для энтальпии пара во 2-й области:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dH_{v_2}}{dt} = \frac{Q_{v_2} + A_{v_2}}{M_{v_2}}; \\ Q_{v_2} = E_{v_2}^{in} + E_{v_2}^{vap} - E_{v_2}^{cond} + Q_{v_2}^{conv}; \\ A_{v_2} = V_2 \frac{dP}{dt}; \\ E_{v_2}^{in} = \sum G_{v_2}^{in}(H_{v_2}^{in} - H_{v_2}); \\ E_{v_2}^{vap} = G_{12}(H'' - H_{v_2}); \\ E_{v_2}^{cond} = \Gamma^{vol}(H' - H_{v_2}); \\ Q_{v_2}^{conv} = Q_{ten}^v - Q_{wall}^v - Q_{mir} - Q_{spr} \end{array} \right.$$

- где $G_{v_2}^{in}$ – расход входящего пара во 2-ю область [кг/с];
 $H_{v_2}^{in}$ – энтальпия входящего пара во 2-ю область [Дж/кг];
 Q_{wall}^v – тепловой поток из 2-й области к стенкам [Вт];

- Q_{mir} – тепловой поток на зеркале [Вт];
 Q_{spr} – тепловой поток на струях впрыска [Вт].

Выводы

1. Разработана математическая модель теплогидравлических процессов в пароводяном сосуде под давлением. Модель учитывает основные физические явления, происходящие в системе, включая теплообмен, парообразование и конденсацию.

2. Проведён анализ различных видов теплообмена, происходящие в закрытой системе пароводяного сосуда. Рассмотрено влияние таких факторов, как теплопередача между стенками сосуда и рабочим телом, теплообмен между паровой и водяной фазами, а также влияние фазовых переходов на общие тепловые балансы системы.

3. Проведена оценка жёсткости составленной системы дифференциальных уравнений, описывающих теплогидравлические процессы в сосуде. На основе анализа сформулированы рекомендации выбора оптимального численного метода.

Заключение

Разработанная в работе математическая модель пароводяного сосуда является универсальной и может быть использована для моделирования различных типов теплообменных устройств (баков) в энергетике [5]. Модель позволяет проводить детальный анализ теплогидравлических процессов и прогнозировать поведение системы в различных режимах работы.

Для обеспечения достоверности результатов моделирования необходимо учитывать влияние внешних и внутренних тепловых потоков. В частности, необходимо провести точную оценку тепловых потерь

[6] в окружающую среду, а также теплообмена между различными компонентами системы. Правильная оценка тепловых потерь во многом обусловлена особенностями конструкции бака.

Разработанная модель может служить инструментом для проведения научно-исследовательской работы, а также для оптимизации процесса проектирования и эксплуатации теплообменных устройств.

Библиографический список

1. Сивухин Д.В., Общий курс физики: учеб. пособие: для вузов. в 5 т. Т. II. Термодинамика и молекулярная физика. – 5-е изд., испр. – М.:ФИЗМАЛИТ, 2005. – 544 с. – ISBN 5-9221-0601-5.

2. М.П. Вукалович, И. И. Новиков, Термодинамика: учеб. пособие для вузов – М.: Машиностроение, 1972. – 670 с.

3. С.Л. Ривкин и А.А. Александров, Термодинамические свойства воды и водяного пара, Москва: Энергоатомиздат, 1984, с. 80.

4. Дифференциальные уравнения термодинамики / В.В. Сычѳв – 3-е изд., перераб. — М.: Издательский дом МЭИ, 2010. – 252 с.: ил.

5. Имитационная модель пароводяного компенсатора давления / В.В. Елисеев, А.Н. Никоноров // Энергия 2024. Том 5. Математическое моделирование и информационные технологии: Десятнадцатая всероссийская (одиннадцатая международная) научно-техническая конференция студентов, аспирантов и молодых ученых «Энергия–2024», г. Иваново, 14–16 мая 2024 г.: материалы конференции.

6. П.Л. Кириллов, Ю.С. Юрьев и В.П. Бобков, Справочник по теплогидравлическим расчетам (Ядерные реакторы, теплообменники, парогенераторы), Москва: Энергоатомиздат, 1990, с. 360.

УДК 621.9

К.В. Зубов, М.С. Чурсова, А.Е. Кувалдин

ФГАОУ ВО «Уральский федеральный университет им. первого Президента России Б.Н. Ельцина», 620062, г. Екатеринбург, ул. Мира, д. 19

ТЕПЛООТДАЧА НАСЫЩЕННОГО ПОТОКА, КИПЯЩЕГО В МАЛЫХ КАНАЛАХ

Исследование теплоотдачи двухфазных потоков в малых каналах (гидравлический диаметр менее 3 мм [1]) остается одной из важнейших задач современной теплофизики. Данное явление можно наблюдать при испарении и конденсации хладоносителей в системах холодоснабжения. Проблема определяется сложностью прогнозирования структуры потока и правильным выбором методики по расчету под конкретный хладоноситель. Все это может приводить к ошибочному расчету площади поверхности теплообмена, как в большую, так и в меньшую сторону, что влечет за собой удорожание оборудования или иные убытки, связанные с последующими неверным проектированием и эксплуатацией.

Чтобы избежать всего вышеперечисленного, в статье приводится ряд соотношений, которые позволяют рассчитать теплоотдачу двухфазного потока в малых каналах.

Существует два подхода к оценке теплообмена в двухфазном потоке. При подходе, основанном на схеме течения, сначала прогнозируется существующая схема течения и используется специальная модель для этой схемы течения. При втором подходе теплопередача напрямую рассчитывается на основе параметров и свойств потока.

Поскольку параметры, определяющие структуру потока, также отвечают за теплопередачу, неопределенность, связанная

с прогнозированием структуры потока, не переносится. Поэтому в нашей работе используется второй подход.

На сегодняшний день известно большое количество соотношений, позволяющих рассчитать кипение насыщенных жидкостей. Приведем три наиболее часто используемых.

Соотношение Чена [1] получено в 1960-м году. Использовано 600 экспериментальных точек для воды, циклогексана и пентана в вертикальном потоке для получения соотношения.

$$\alpha_{2ф} = E\alpha_{ж} + S\alpha_{кип}, \quad (1)$$

где

$$E = (1 + X_{tt}^{-0,5})^{1,78} \left[\frac{Pr_{жидк} + 1}{2} \right]^{-0,444}, \quad (2)$$

$$S = 0,9622 - \tan^{-1} \left(\frac{Re_{ж} E^{1,25}}{6,18 \cdot 10^4} \right), \quad (3)$$

$$\alpha_{жидк} = 0,023 Re_{ж}^{0,8} Pr_{жидк}^{0,4} \frac{\lambda_{ж}}{d}, \quad (4)$$

$$\alpha_{кип} = \frac{0,00122 \lambda_{ж}^{0,79} c_{p,ж}^{0,45} \rho_{ж}^{0,49}}{\sigma^{0,5} \mu_{ж}^{0,29} h_{п-ж}^{0,24} \rho_{г}^{0,24}} \Delta T_{нас}^{0,24} \Delta p_{нас}^{0,75}, \quad (5)$$

где $\alpha_{2ф}$ – коэффициент теплоотдачи двухфазного потока; E – фактор числа Рейнольдса; $\alpha_{ж}$ – коэффициент теплоотдачи при движении в трубе; S – коэффициент скольжения между жидкой и паровой фазами; $\alpha_{кип}$ – коэффициент теплоотдачи при кипении жидкости; X_{tt} – параметр Локкарта-Мартинелли; $Re_{ж}$ – число Рейнольдса; $Pr_{ж}$ – число Прандтля; $\lambda_{ж}$ – коэффициент теплопроводности жидкости; d – определяющий размер; $c_{p,ж}$ – теплоемкость при постоянном давлении; $\rho_{ж}$ – плотность жидкой фазы; σ – коэффициент поверхностного натяжения; $\mu_{ж}$ – динамическая вязкость; $h_{п-ж}$ – энтальпия пара-

жидкостной смеси; ρ_r – плотность газообразной фазы; $\Delta T_{\text{нас}}$ – разность между температурами насыщения; $\Delta p_{\text{нас}}$ – разность между давлениями насыщения.

Соотношение хорошо работает с данными по воде при низком давлении, но для хладагентов наблюдаются большие отклонения [1]. Также большие отклонения при работе с хладагентами подтверждены в статье [2], где соотношение Чена показало результаты с наибольшей погрешностью.

Соотношение Гунгора и Винтертона [1], основанное на модели Чена, получено в 1987 при использовании 3600 экспериментальных точек для воды, этиленгликоля и фреонов.

$$\frac{\alpha_{2\phi}}{\alpha_{\text{ж}}} = (1 + 3000 \cdot \text{Bo}^{0,86}) E_2 + 1,12 \left(\frac{x}{1-x} \right)^{0,75} \left[\frac{\rho_{\text{ж}}}{\rho_r} \right]^{0,41} S_2, \quad (6)$$

где Bo – число кипения; E_2 – фактор числа Рейнольдса в зоне перегрева; x – доля пара; S_2 – коэффициент скольжения в зоне перегрева.

При числе Фруда $\text{Fr}_{\text{пж}} < 0,05$:

$$E_2 = \text{Fr}_{\text{пж}}^{(0,1-2\text{Fr}_{\text{пж}})}, \quad (7)$$

$$S_2 = \text{Fr}_{\text{пж}}^{0,5}. \quad (8)$$

В остальных случаях E_2 и S_2 равны нулю.

Погрешность экспериментальных данных в приведенных источниках имеет средний показатель, однако тенденции изменения коэффициента теплоотдачи с долей пара представлены неверно [2]. Этой проблемы не наблюдается в методике Кандликара.

Соотношение Кандликара [1] получено в 1990-м году на основе экспериментальных данных с использованием более 10000 точек для хладагентов, воды и криогенов.

Данные охватывают широкие диапазоны соотношения плотности двух фаз, теплового и массового потоков. Было замечено, что влияние соотношения плотности и числа кипения являются критическими. Была представлена простая модель, основанная на определении преобладающего вида кипения: конвективного (на большей части длины канала преобладает кольцевой режим) или пузырькового (на большей части длины канала преобладают пузырьковый и снарядный режимы). Дополнительный параметр $F_{ж-п}$ был введен для учета эффектов "жидкость-поверхность".

Коэффициент теплоотдачи двухфазного потока определяется как:

$$\alpha_{2ф} = \max(\alpha_{пуз}, \alpha_{конв}), \quad (9)$$

где

$$\alpha_{пуз} = (0,6683Co^{-0,2}f_2(Fr_{ж}) + 1058,0Bo^{0,7}F_{ж-п})(1-x)^{0,8}\alpha_{1ф}, \quad (10)$$

$$\alpha_{конв} = (1,136Co^{-0,9}f_2(Fr_{ж}) + 667,2Bo^{0,7}F_{ж-п})(1-x)^{0,8}\alpha_{1ф}, \quad (11)$$

где $\alpha_{пуз}, \alpha_{конв}$ – коэффициенты теплопередачи при пузырьковом и конвективном режиме кипения, соответственно, кВт/м²К; f_2 – множитель, зависящий от числа Фруда; $\alpha_{1ф}$ – коэффициент теплоотдачи для однофазного потока, кВт/м²К.

Однофазный коэффициент теплоотдачи определяется с условием, что поток принимается полностью жидким, а теплотехнические свойства берутся по жидкой фазе. Определяется по формулам (10), (11) при $x=0...0,8$. При $x \geq 0,8$ могут происходить локальные высыхания, что приводит к занижению коэффициента теплоотдачи, поэтому рекомендуется считать при постоянном значении числа Нуссельта, равном 3,66[3], по формуле(12).

$$\alpha_{\text{чф}} = 3,66 \frac{\lambda_{\text{ж}}}{d}, \quad (12)$$

Конвективное число определяется как:

$$\text{Co} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,8} \left(\frac{\rho_{\text{пар}}}{\rho_{\text{жидк}}} \right)^{0,5}, \quad (13)$$

где x – доля пара; $\rho_{\text{пар}}$; $\rho_{\text{жидк}}$ – плотность паровой и жидкой фазы в сечении при температуре насыщения при данном давлении, кг/м³.

Число Фруда определяется как:

$$\text{Fr}_{\text{ж}} = \frac{(G / \rho_{\text{жидк}})^2}{gd}, \quad (14)$$

где G – массовый расход через единицу площади, кг/м²·с; g – ускорение свободного падения, м/с²; d – определяющий размер, м; $G_{\text{ФР}}$ – суммарный расход фреона, кг/с; $A_{\text{ТР}}$ – площадь поперечного сечения трубки, м²; $n_{\text{ТР}}$ – количество трубок в данном ходе аппарата, м.

Множитель числа Фруда определяется как:

если $\text{Fr}_{\text{ж}} < 0,04$

$$f_2(\text{Fr}_{\text{ж}}) = (25\text{Fr}_{\text{ж}})^{0,3}, \quad (15)$$

если $\text{Fr}_{\text{ж}} > 0,04$

$$f_2(\text{Fr}_{\text{ж}}) = 1. \quad (16)$$

Число кипения определяется как:

$$\text{Bo} = \frac{q}{G \cdot r}, \quad (17)$$

где r – удельная теплота парообразования при данных температуре насыщения и давлении, кДж/кг; q – тепловой поток, кВт/м².

Отмечается, что соотношение Кандликера показывает близкие значения к экспериментальным данным [1]. Также в статье [2] соотношение Кандликера дает наименьшие отклонения.

Таким образом, для расчета теплоотдачи насыщенного потока, кипящего в области смачиваемой стенки, могут использоваться существующие соотношения с учетом теплофизических свойств хладагента. Для этого необходимо использовать подходящую методику под определенный хладоноситель. Соотношение Кандликера дает наименьшие отклонения. При грамотном расчете представляется возможность использовать теплообменники с малыми каналами, которые имеют ряд преимуществ перед традиционными: увеличение площади поверхности на единицу объема, интенсификация процессов теплообмена, снижение объема заправки рабочего вещества.

Библиографический список

1. Satish G. Kandlikar, Masahiro Shoji, Vijay K. Dhir, HANDBOOK OF PHASE CHANGE: BOILING AND CONDENSATION, 1999.
2. Molés, F., «Shell-and-tube evaporator model performance with different two-phase flow heat transfer correlations. Experimental analysis using R134a and R1234yf». 2014.
3. Mohamed M. Mahmoud, Tassos G. Karayiannis, «Heat transfer correlation for flow boiling in small to micro tubes». 2013.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАПРАВЛЕНИЯ ВЕТРА С ПОМОЩЬЮ ДАТЧИКОВ ДАВЛЕНИЯ

При измерении направления ветра на горизонтально-осевых ветроэнергетических установках (ГО ВЭУ) стандартным анеморумбометром возникает известная проблема ориентации на ветер, когда между осью вращения ротора и направлением ветрового потока возникает угол. Это приводит к снижению эффективности выработки электроэнергии, т. к. для ГО ВЭУ точная ориентация ротора на ветер напрямую связана с объёмом вырабатываемой энергии. Данный угол появляется вследствие воздействия вращающихся лопастей на направление ветра [1, 2]. Из-за этого анеморумбометр считывает искажённые данные, передавая их системе управления, а та в свою очередь разворачивает ротор на недостаточный или чрезмерный угол, не соответствующий точной ориентации [3]. Как результат, ометаемая площадь ГО ВЭУ принимает форму эллипса, что наглядно показано на (рис.1). Чем больше он вытянут, тем ниже выработка электроэнергии. Систематическое влияние данного явления приносит существенные ежегодные убытки для генерирующих компаний в области возобновляемой энергетики по всему миру. В некоторых случаях недостающая выработка энергии может достигать 24% [4].

На сегодняшний день устранение данной проблемы является дорогостоящим и подразумевает использование таких приборов, как SoDAR и LiDAR [5, 6].

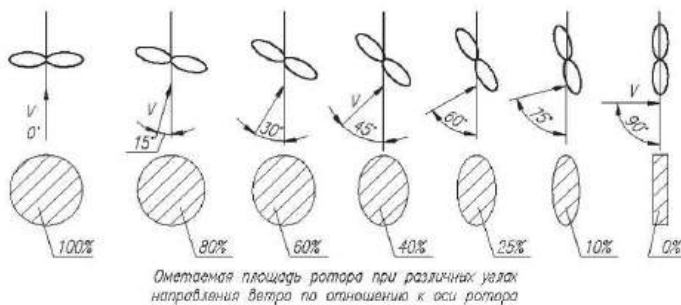


Рис.1. Зависимость эффективности выработки электроэнергии от разницы между направлением оси вращения ротора и направлением ветра

В рамках исследования предлагается новое решение для измерения направления ветра с помощью приборов с двух сторон гондолы, снабжённых датчиками давления. Оно должно стать на порядок более дешёвым вышеупомянутых аналогов. Расположив приборы в местах с наименьшим отрицательным воздействием от лопастей, можно получить намного более точные сведения о действительном направлении ветра, а работа приборов в паре должна дополнительно этому способствовать. Если их показания выравниваются, это будет означать, что ГО ВЭУ находится в правильном положении. Чтобы доказать эффективность работы новых приборов, было проведено моделирование аэродинамических процессов в программе ANSYS CFX.

Для текущего исследования выбрана ГО ВЭУ от Siemens, модель SWT-3.6-120[7], т. к. она является достаточно распространённой на рынке. Её трёхмерная модель построена в программе SolidWorks. Был выбран ряд точек на уровне средней линии гондолы, в которых проводилось измерение направления ветра, что представлено на (рис.2). Точки обозначены в виде жёлтых перекрестий. Также во время предварительных расчётов было выявлено, что участки

лопастей, расположенные далеко от ступицы, можно отсечь для более быстрого процесса расчёта. Это никак не сказалось на конечном результате, т. к. интересующая в рамках исследования область находится вокруг гондолы. Примечательно, что отсечение проведено таким образом, чтобы оно не повлияло на результат даже при моделировании с углом отклонения ротора от ветрового потока на 30 град. При моделировании применён универсальный метод RANS(осреднение по Рейнольдсу) и модель турбулентности k-ε. Её применимость в рамках текущей задачи обоснована в [8].

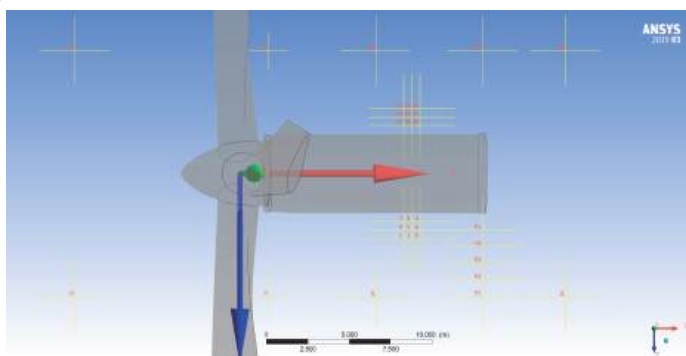


Рис.2. Расположение точек для исследования наиболее подходящего расположения приборов (вид сверху)

Обозначения точек на рис. 2 следующие: О – оценочная (в которой не меняется направление потока; точка для оценки правильности заданных условий), Л – левая, Ц – центральная, 1–5 – набор точек вблизи гондолы, П1–П5 – точки в правой (относительно представленного вида) части гондолы с шагом 1 м друг от друга, Д – диагональная (по отношению к углу гондолы), З – зеркальные точки относительно оси X.

Построение сетки выполнялось в модуле ICEM. Было сделано разделение на подвижную (вращающуюся) и неподвижную части. Для

первой кол-во ячеек составляет 1 млн, а для второй – 5,3 млн. Данное разделение необходимо для применения метода погружённого твёрдого тела (ImmersedSolid), с помощью которого осуществляется вращение лопастей. Если данное разделение не выполнять, на месте ротора по результатам расчёта будет присутствовать неподвижная копия вместе с вращающейся моделью, что является недопустимым. Также из-за наклона ротора в модели введена новая система координат, в которой ось Y повернута на 6 град. Это необходимо для правильной траектории движения при вращении.

В точках, приведённых на рис. 2, считываются составляющие векторов скорости V_x и V_z . Всего проверяется 27 расчётных случаев для различных скоростей ветра $V(3, 7$ и 12 м/с), быстроходностей ротора $Z(3, 5$ и 7 модулей) и углов отклонения ротора от ветрового потока $\delta(1, 20$ и 30 град.).

Для каждой точки производится вычисление угла между осью вращения ротора и направлением ветра по формуле:

$$\gamma = \arccos\left(\frac{|V_x|}{\sqrt{V_z^2 + V_x^2}}\right) + \delta, \text{ град.} \quad (1)$$

По результатам расчёта по каждому случаю формируется таблица с данными о численных значениях составляющих векторов скорости, которые считывались каждые 0,15 с (оптимальное значение для отслеживания динамики), после чего по формуле (1) определялись значения γ , часть из которых показана в таблице 1.

По результатам расчёта выявлено, что наименьшие значения угла γ наблюдаются в точках Д, ЗД, П1–П5, 5 и 8. Также под данный критерий, но только при низких значениях быстроходности и скорости ветра попадают Д, П4, П5 и ЗД. На высоких значениях быстроходности преимущество за точками П2 и П3.

Таблица 1

Значения γ по точкам

Расчётный случай	Δ	П1	П5	5	35	Расчётный случай	Δ	П1	П5	5	35
Z3V3δ1	5,9	5,2	6,7	7,4	10,2	Z5V7δ30	5,3	14,6	5	17,6	93,6
Z3V3δ20	1,5	10,1	2,5	13,2	73,4	Z5V12δ1	4,4	3,9	5,9	3,9	4,7
Z3V3δ30	2,3	15,9	5	19,6	55,8	Z5V12δ20	7,7	9,6	7,6	12,3	133,5
Z3V7δ1	5,4	6,7	57	8,2	12,2	Z5V12δ30	8,5	15,1	8	18,2	112,6
Z3V7δ20	3,2	12,2	4,6	13,5	69,7	Z7V3δ1	8,1	4,9	6,9	3,7	6
Z3V7δ30	3,4	15,3	5	19,1	60,9	Z7V3δ20	11,3	9,1	6,9	10,8	33,4
Z3V12δ1	5,7	6,1	7,3	9,4	30	Z7V3δ30	5,2	13,6	5,1	16,4	48
Z3V12δ20	3,7	10	4,6	12,3	91,6	Z7V7δ1	4,2	5,1	5,1	4,2	6,5
Z3V12δ30	3,7	15,7	4,9	18,7	74,4	Z7V7δ20	9,2	8,8	8,7	11,3	66,6
Z5V3δ1	5,1	5,3	5,4	4,6	3,9	Z7V7δ30	8,4	13,7	8,5	16,9	79,3
Z5V3δ20	3,7	9,1	3	9,9	28,2	Z7V12δ1	5	6,5	6,4	7,6	6,6
Z5V3δ30	4	14,9	5,5	17,8	51,2	Z7V12δ20	12	9,6	12,3	12,4	105,5
Z5V7δ1	6,7	5,6	9,7	5,6	5,3	Z7V12δ30	12	14,1	14,2	18,3	139,7
Z5V7δ20	2,8	8,9	4,4	11,1	65,5						

Однако с практической точки зрения ни одна из них не подходит для размещения прибора из-за чрезмерной удалённости от гондолы. Примечательно, что при углах отклонения ротора от ветрового потока, равным 1 и 20 град, в точках П1 и 5 фиксируются низкие значения угла γ в сравнении с вышеперечисленными точками. Обе располагаются в 1 м от гондолы, в связи с чем могут быть использованы для расположения приборов (5 и 35 или П1 и ЗП1 (не обозначена на рис. 2)).

Далее проводилось сравнение величины γ для номинального режима работы ГО ВЭУ [7] по результатам моделирования в ANSYSCFX для двух приборов при различных углах отклонения ротора от ветрового потока. Первый (стандартный) располагается на

расстоянии 8 м от ступицы и на высоте 3 м от гондолы (для модели Siemens SWT-3.6-120). Второй в точке П1. Результаты представлены в таблице 2.

Таблица 2

**Сравнение γ для двух приборов в номинальном режиме работы
ГО ВЭУ**

δ , град.	γ для стандартного прибора, град.	γ для нового прибора, град.
1	14,9	3,9
10	14,5	3,7
20	8,6	9,6
30	6,7	15,1

Из таблицы видно, что при малых углах отклонения ротора от ветрового потока разница в показаниях отличается примерно в 4 раза. Учитывая, что угол между осью вращения ротора и направлением ветра на практике редко превышает 10 град, на продолжительное время, можно утверждать об эффективности работы нового прибора.

Выводы

1. По результатам моделирования в пакете ANSYS CFX выявлено оптимальное место установки прибора, которое находится на расстоянии 1 м от стенки по бокам гондолы в районе её средней продольной линии начиная от центра и до дальнего края от лопастей.

2. При моделировании номинального режима работы ГО ВЭУ в процессе сравнения величины γ обнаружено, что эффективность нового прибора при малых углах δ примерно в 4 раза выше, чем у стандартного.

3. Особенности конструкции нового прибора, размещаемого с обеих сторон гондолы, в работе не раскрываются, так как в данном случае возможно применение широкого перечня различных датчиков.

Заключение

В рамках моделирования выбрана модель ГО ВЭУ от компании Siemens SWT-3.6-120 как одна из наиболее распространённых на рынке.

По результатам исследования поведения воздушных потоков в области стенок гондолы выявлено, что использование двух приборов по бокам гораздо предпочтительнее стандартного расположения одного сверху. Благодаря новому решению удаётся снизить влияние вращающихся лопастей почти в 4 раза. Использование большого количества датчиков в каждом приборе позволит достаточно точно определять реальное направление ветра.

Наиболее подходящими по итогам работы для размещения нового прибора признаны точки 5 и 35, а также П1 и ЗП1 (зеркальная для П1). В них выявлено наименьшее значение угла между осью вращения ротора и направлением ветра (γ), что означает минимальное влияние вращающихся лопастей на направление ветра для точек в данной области. Данные величины γ определялись как среднее арифметическое во времени, исключая (при наличии) начальные значения, не относящиеся к установившемуся колебательному режиму. Чтобы точно определять момент начала такого режима, значения γ выводились на графики для наглядности.

Исследование выполнено с использованием суперкомпьютерных ресурсов ЮУрГУиза счёт гранта Российского научного фонда № 23-11-20016, <https://rscf.ru/project/23-11-20016/>.

Библиографический список

1. Priyavadan, M. et al. Yaw Control, The Forgotten Controls Problem // Catch the Wind, Inc., 2011.

2. Solomin, E., Terekhin, A., Martyanov, A. et al. Horizontal axis wind turbine yaw differential error reduction approach // *Energy Conversion and Management*, 2022. Т. 254, № 9. doi: 10.1016/j.enconman.2022.115255.

3. Pei, Y, Qian, Z, Jing, B. et al. Data-Driven Method for Wind Turbine Yaw Angle Sensor Zero-Point Shifting Fault Detection // *Energies*, 2018. Т. 11, № 3. doi: 10.3390/en11030553.

4. Churchfield, M., Lee, S., Moriarty, P. et al. A Large-Eddy Simulation of Wind-Plant Aerodynamics // 50th AIAA Aerospace Sciences Meeting including the New Horizons Forum and Aerospace Exposition, 2012. doi: 10.2514/6.2012-537.

5. Steven, L., EamonMcK. LIDAR and SODAR Measurements of Wind Speed and Direction in Upland Terrain for Wind Energy Purposes // *Remote Sensing / MDPI*, 2011. Т. 3, № 9. С. 1871–1901. doi: 10.3390/rs3091871.

6. Scholbrock, A. K., Fleming, P. A., Fingersh, L. J. et al. Field Testing LIDAR Based Feed-Forward Controls on the NREL Controls Advanced Research Turbine // 51st AIAA Aerospace Sciences Meeting including the New Horizons Forum and Aerospace Exposition, 2013. doi: 10.2514/6.2013-818.

7. Siemens SWT-3.6-120 Data Sheet <https://en.wind-turbine-models.com/turbines/669-siemens-swt-3.6-120-offshore>.

8. Соломин Е. В., Терехин А. А., Мартъянов А. С. [и др.] Оценка влияния моделей турбулентности на описание процессов вихреобразования в ветроэнергетике // *Вестник Самарского государственного технического университета. Серия: Физико-математические науки*, 2022. Т. 26, № 2. С. 339–354. doi: 10.14498/vsgtu1885.

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛООБМЕНА В КАНАЛАХ ГОФРИРОВАННОГО ТЕПЛООБМЕННИКА И ТЕПЛООБМЕННИКА С НЕПОЛЫМИ РЕБРАМИ

Эффективный теплообмен между рабочими средами является одной из ключевых задач при проектировании теплообменных устройств, особенно в условиях необходимости повышения энергоэффективности и сокращения эксплуатационных затрат. Одним из перспективных направлений интенсификации теплопередачи является использование поверхностей с увеличенной площадью теплообмена, таких как ребренные и гофрированные каналы. Данная работа посвящена численному моделированию процессов теплообмена в гофрированных каналах, способных значительно повысить эффективность теплопередачи, за счёт турбулизации потоков и увеличению теплоотдачи от стенки.

Целями исследования является анализ влияния геометрических параметров гофрированных каналов на интенсивность теплопередачи и сравнение их эффективности с традиционными каналами с неполными ребрами. Исследование может послужить основой для разработки более энергоэффективных и компактных теплообменных аппаратов, применяемых в различных областях промышленности.

Для моделирования процессов теплообмена была создана геометрическая модель одного из каналов гофрированного теплообменника в программном комплексе ANSYS Fluent. В ходе сравнительного анализа тепловых характеристик каналов теплообменников с различными типами поверхностей изменялись их геометрические

параметры. Неизменными размерами каналов являются- диаметр цилиндрической части (0,5 м) и шаг оребрения (0,1 м). Высота и ширина ребра варьировались в следующих пределах:

- высота ребра H – 0,1; 0,15; 0,23 м.;
- ширина ребра W – 0,12; 0,2; 0,3; 0,4; 0,46 м.;

Количество элементов расчетной сетки варьировалось в пределах от 1 до 1,5 млн. ячеек (рис. 1) в зависимости от геометрических характеристик канала. Моделирование процессов теплопередачи проводилось на участке, содержащим 10 ребер.

Дополнительно были созданы модели теплообменного канала с непольными ребрами, идентичные по размерам гофрированным, что позволило провести сравнительный анализ тепловых потоков для гладкого и гофрированного каналов. В исследовании были использованы следующие граничные условия: внутри канала циркулирует воздух, внешний поток также представляет собой воздух. Начальные параметры для скорости и температуры потока на входе составляли 5 м/с и 300 °С, а для внешнего потока — 15 м/с и 0 °С. На выходе абсолютное давление соответствовало атмосферному, свойства воздуха моделировались в соответствии с уравнением идеального газа, а для расчёта вязкости была применена модель SST k-omega.

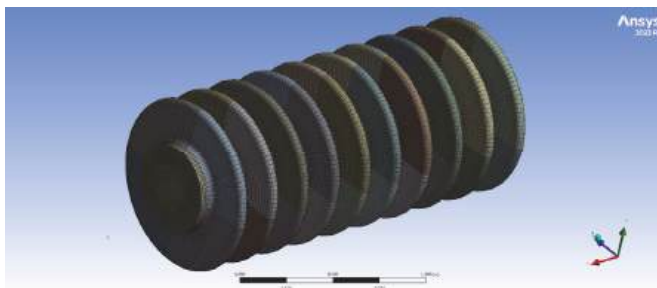


Рис. 1. Пример расчётной сетки

Для обеспечения корректности и сходимости результатов осуществлялся контроль текущих температурных значений и невязок. Кроме того, соблюдение баланса массового расхода на границах входа и выхода обеспечивало высокую точность моделирования и стабильность результатов.

Результаты моделирования, а также сравнительный анализ полученных данных отражены на рис. 2 – рис. 5

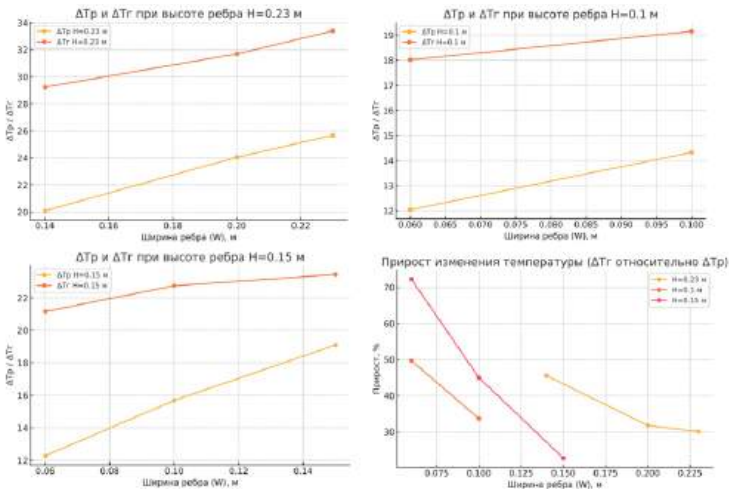


Рис. 2. Сравнительный анализ изменения температуры охлаждаемого потока по длине канала для гофрированного канала (T_g) и канала с непольми ребрами(T_r)

Результаты численного моделирования (Рис. 2) показали, что при одинаковых размерах канала гофрированный теплообменник демонстрирует значительное увеличение изменения температуры охлаждаемого потока (ΔT_g) по сравнению с каналом с непольми ребрами (ΔT_r). Это объясняется более интенсивными процессами теплопередачи, происходящими в гофрированном канале за счёт комбинированного воздействия конвективного и теплопроводного переноса.

Гофрированные каналы благодаря своей конструкции создают турбулизацию потока, что способствует увеличению теплоотдачи. В результате, температура потока в гофрированных каналах изменяется интенсивнее, чем в классической конструкции теплообменника с небольшими ребрами. Эти результаты согласуются с исследованиями, представленными в работе [5], где также указывается на значительное влияние гофра на увеличение эффективности теплообмена.

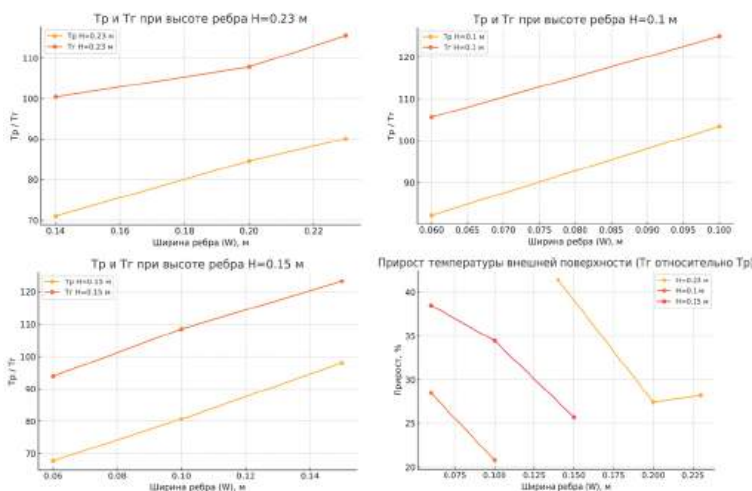


Рис.3. Сравнительный анализ температуры внешней поверхности ребер для гофрированного канала (T_p) и канала с небольшими ребрами (T_r)

Сравнительный анализ температуры внешней поверхности каналов (Рис.3) показал, что температура поверхности гофрированного канала (T_p) выше, чем у канала с небольшими ребрами (T_r). Это связано с увеличением площади соприкосновения с рабочей средой, что позволяет гофрированной конструкции отдавать больше тепла. Исследования подтверждают, что гофрированные поверхности создают условия для формирования вихревых течений, усиливающих

теплопередачу и тем самым обеспечивая более высокую температуру поверхности [6]. Прирост температуры внешней стенки для гофрированного канала (T_g) относительно канала с неполыми ребрами (T_p) для исследуемых геометрических характеристик каналов достигает значения 41,3%, что свидетельствует о повышении теплового потока при использовании гофрированных каналов.

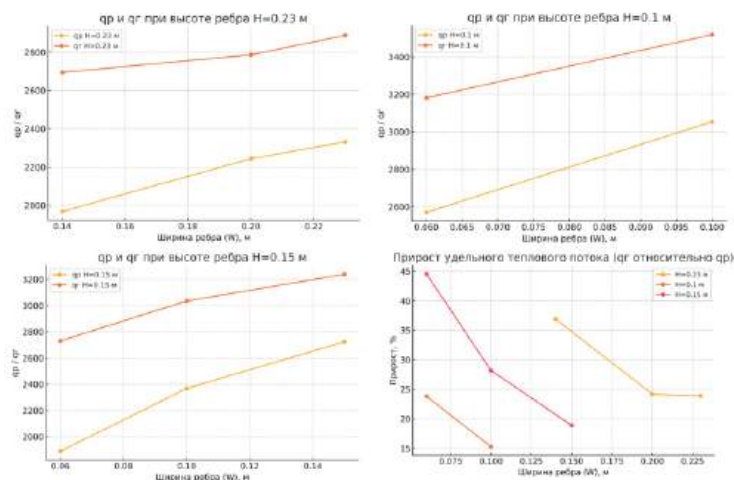


Рис.4. Сравнительный анализ значений средних удельных тепловых потоков через внешнюю поверхность ребер для гофрированного канала (q_g) и канала с неполыми ребрами (q_p)

Средние значения тепловых потоков через внешнюю поверхность ребер (Рис.4) указывают на повышенную эффективность гофрированных каналов относительно каналов с неполыми ребрами. Так, удельный тепловой поток (q_g) в гофрированном канале демонстрирует прирост до 44,5% в зависимости от геометрических параметров канала. Это объясняется повышением интенсивности процессов конвекции, создаваемыми гофрированной структурой. Более сложная структура потока в гофрированном канале способствует увеличению

конвекционной составляющей процесса теплопередачи, что приводит к увеличению общего теплового потока. Данные выводы соответствуют теоретическим исследованиям в области теплообменных аппаратов, согласно которым турбулизация потока в рабочей среде положительно сказывается на теплопередаче [4].

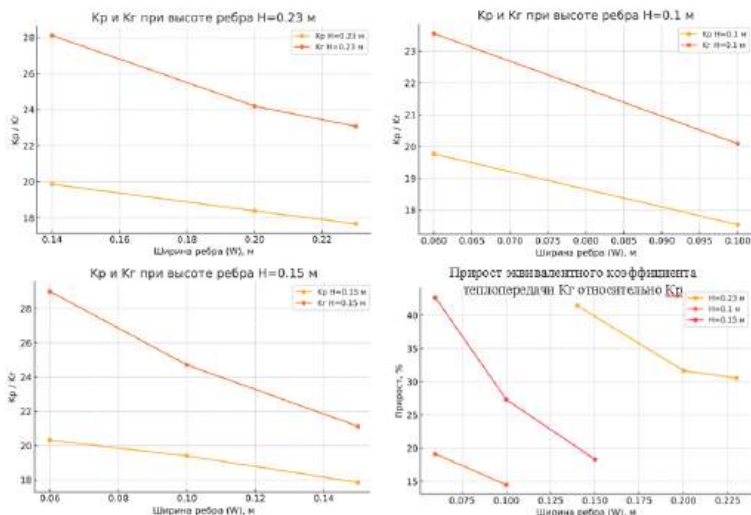


Рис.5. Сравнительный анализ эквивалентных коэффициентов теплопередачи для гофрированного канала (K_k) и канала с неполными ребрами (K_f)

Также были рассчитаны средние эквивалентные коэффициенты теплопередачи для гофрированного канала (K_f) и канала с неполными ребрами (K_k), приведенные к площади цилиндрического участка неоребренного канала идентичного диаметра и длины.

Сравнительный анализ полученных значений (Рис. 5) показал, что в случае гофрированных каналов эквивалентный коэффициент теплопередачи (K_f) оказывается выше, чем у гладких каналов с неполными ребрами (K_k), что демонстрирует прирост до 41,5%.

Выводы

1. Использование гофрированных каналов приводит к увеличению удельного теплового потока через поверхность ребер в диапазоне от 15,3% до 44,5% по сравнению с каналами с неполыми ребрами. Это обусловлено улучшением конвективного теплопереноса благодаря турбулизации потока внутри гофрированного канала

2. Температура внешней поверхности ребер в гофрированном канале выше на 20,8–41,3% по сравнению с каналом с неполыми ребрами.

3. Использование гофрированных каналов повышает изменение температуры охлаждаемого потока по длине канала на 22,7%–72,3% в зависимости от геометрии, что демонстрирует более эффективное охлаждение и потенциал для уменьшения размеров теплообменных устройств.

4. Эквивалентный коэффициент теплопередачи для гофрированных каналов увеличивается на 14,5%–41,5% по сравнению с каналами с неполыми ребрами. Это указывает на значительное повышение эффективности гофрированных теплообменников при одинаковых геометрических характеристиках.

Заключение

В ходе проведенного исследования было подтверждено, что использование гофрированных каналов в теплообменных аппаратах позволяет значительно улучшить процессы теплопередачи по сравнению с традиционными каналами с неполыми ребрами

Полученные результаты показывают, что коэффициенты теплоотдачи и эквивалентные коэффициенты теплопередачи для гофрированных каналов значительно выше, чем для традиционных гладких каналов, что делает их перспективными для применения в условиях, где требуется высокая теплоотдача и компактные размеры.

На основе результатов, полученных в данном исследовании, можно выделить перспективные направления для будущих разработок. В частности, представляется полезным провести дальнейший анализ влияния геометрических характеристик гофрированных каналов на интенсивность теплопередачи. Исследования могут быть сосредоточены на вариациях размеров и форм гофра, а также на изучении других рабочих сред, таких как жидкость, что позволит значительно расширить область применения таких теплообменников. В дополнение к этому, рассматривается возможность использования гофрированных каналов в теплообменниках типа «газ-жидкость», что может привести к созданию эффективных систем охлаждения.

Библиографический список

1. Инженерный анализ в ANSYS Workbench: учеб. пособ. / В.А. Бруняка, В.Г. Фокин, Е.А. Солдусова [и др.]. – Самара: Самар. гос. техн. ун-т, 2010. – 271 с.
2. Зиганшин, А.М. Вычислительная гидродинамика. Постановка и решение задач в процессоре Fluent: метод. пособ. / А.М. Зиганшин. – Казань: Изд-во Казанск. гос. архитектур.-строит. ун-та, 2013. – 79 с.
3. ANSYS FLUENT 14.0 User's Guide: руководство пользователя. – Издательство ANSYS: Inc., Southpointe, 2011. – 2498 с.
4. Афанасьева, И.В. Существующие технологии оребрения труб / И.В. Афанасьева // Инженерный вестник Дона. – 2019. – № 1(52). – С. 194. – EDN WRTCOI.
5. Chuang W., Yuying Y. Advances in Heat Transfer and Thermal Engineering. Proceedings of 16th UK Heat Transfer Conference (UKHTC2019) – Springer Nature Singapore Pte Ltd, 2021. – 839 s.
6. Bahman Z. Compact Heat Exchangers. Selection, Application, Design and Evaluation. – Springer International Publishing Switzerland, 2017. – 570 s.

УДК 519.876.5

М.С. Подгорнова, А.Г. Тонкошкур

Саратовский государственный технический университет имени Гагарина Ю.А.,
410054, Саратов, Политехническая, 77

К МОДЕЛИРОВАНИЮ ПРОЦЕССА КОНДУКТИВНОГО ТЕПЛОПЕРЕНОСА В ПРОИЗВОДСТВЕ ЭТИЛЕНА

В основе производства этилена лежит процесс пиролиза углеводородного сырья в трубчатых печах при температуре 800 ... 830⁰С. Полученный в печах пиролизный газ подвергается быстрому охлаждению (закалке) в закалочно-испарительном аппарате (ЗИА), представляющему собой кожухотрубный теплообменник. По трубному пространству ЗИА движутся пиролизные газы, а в межтрубное пространство подается вода. Теплота газов через стенку труб передается воде, которая, за счет воспринятой теплоты, превращается в пар [1].

Закалочно-испарительный аппарат должен удовлетворять ряду требований, обусловленных спецификой получения олефинов из углеводородного сырья. Среди прочего, необходимо здесь достаточно быстрое (в течении 0,56 секунды) снижение температуры газов до 700⁰С, при которой не протекают реакции разложения олефинов, ведущие к снижению их выхода. Для достижения этой цели устанавливается необходимая линейная скорость пиролизных газов в трубах в зоне температур 830 ... 700⁰С.

Кроме того, большое значение здесь имеет величина толщины стенки труб ЗИА, которая, представляя собой термическое сопротивление кондуктивному теплопереносу, влияет на скорость передачи теплоты и, соответственно, на скорость снижения температуры газов. На данный момент при проектировании и монтаже ЗИА в плане выбора толщины стенки труб пользуются общими рекомендациями,

основанными на стационарном представлении процесса теплопередачи. Но, поскольку процесс передачи теплоты в ЗИА является нестационарным, определение необходимой рациональной толщины стенки труб ЗИА представляется актуальной задачей.

Данная задача может быть решена на основе численного моделирования и программирования процесса кондуктивного теплопереноса как краевая задача нестационарной теплопроводности, с построением и анализом температурного поля в стенке трубы. Решению её посвящена данная статья.

Построение температурного поля осуществим на основе решения уравнения Фурье-Кирхгофа, которое для рассматриваемого случая запишется в цилиндрических координатах как

$$\rho c \frac{\partial t}{\partial \tau} = \frac{\lambda}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial t}{\partial r} \right) \quad (1)$$

где t – температура; τ – время; r – радиальная координата; ρ , c , λ – соответственно плотность, удельная теплоемкость и теплопроводность материала стенки трубы.

Условия однозначности имеют следующий вид:

- начальные условия

$$\tau = 0: \quad t = t_0, \quad R_1 \leq r \leq R_2 \quad (2)$$

где t_0 – начальная температура стенки трубы (в момент времени $\tau = 0$); R_1 , R_2 – соответственно внутренний и наружный радиусы трубы (Рис. 1);

- граничные условия

– на левой границе – граничное условие 1-го рода, при котором задается постоянная температура внутренней стенки трубы, принимаемая равной средней температуре пиролизного газа в ЗИА \bar{t}

$$r = R_1: \quad t = \bar{t}, \quad \tau > 0, \quad (3)$$

– на правой границе – граничное условие 1-го рода, при котором задается постоянная температура наружной стенки трубы, принимаемая равной температуре вырабатываемого насыщенного пара в ЗИА t^s

$$r = R_2: t = t^s, \quad \tau > 0, \quad (4)$$

В физические условия однозначности включается задание величин ρ , c , λ . Геометрические условия однозначности включают величины R_1 и R_2 .

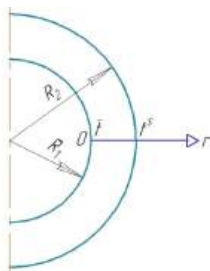


Рис. 1. Геометрия задачи: R_1, R_2 - соответственно внутренний и внешний радиусы трубы; r - радиальная координата

Для решения сформулированной краевой задачи применим метод конечных разностей на основе неявной четырехточечной схемы и равномерных пространственной и временной сетках, представляя твердое тело в виде совокупности узлов. При этом считаем, что теплофизические характеристики материала стенки трубы не зависят от температуры.

Вводим равномерную пространственную сетку [3]

$$\begin{aligned} r_i &= (i-1)h, \quad i = 1, \dots, N; \\ r_1 &= R_1, \dots, r_N = R_2; \\ h &= \frac{R_2 - R_1}{N-1}, \end{aligned}$$

где i - номер шага по радиальной координате; h , N - соответственно шаг интегрирования и количество узлов по радиальной координате.

Аналогично вводим временную сетку

$$\begin{aligned} \tau_k &= k\theta, \quad k = 0, 1, \dots, M; \\ \tau_0 &= 0, \dots, \tau_M = \tau_{\text{конечное}}; \quad \tau > 0, \end{aligned}$$

где k - номер шага по времени; θ , M - соответственно шаг интегрирования и количество узлов по временной координате.

Разобьем стенку трубы по толщине на $N-1$ равных промежутков, построив конечно-разностную сетку с шагом по радиальной координате Δr (рис. 2).



Рис. 2. Конечно-разностная сетка: r_2, r_i, r_{N-1} - координаты внутренних узлов; r_1, r_N - координаты граничных узлов.

Определим значение температуры в i -ом узле в момент времени $T = T_k = k\theta$ как $t(r_i, T_k) = t_i^k = \overset{k}{t}_i$. Далее заменим дифференциальные операторы в (1) на их конечно-разностные аналоги, пользуясь при этом схемой на рис. 2

$$\begin{aligned} \frac{\partial t}{\partial \tau} &= \frac{t_i^{k+1} - t_i^k}{\theta}, \\ \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial t}{\partial r} \right) &= \frac{1}{h^2} \left[r_{i+\frac{1}{2}} t_{i+1}^{k+1} - \left(r_{i-\frac{1}{2}} + r_{i+\frac{1}{2}} \right) t_i^{k+1} + r_{i-\frac{1}{2}} t_{i-1}^{k+1} \right], \\ \left(r_{i-\frac{1}{2}} &= \frac{r_{i-1} + r_i}{2}; \quad r_{i+\frac{1}{2}} = \frac{r_i + r_{i+1}}{2} \right). \end{aligned}$$

В результате аппроксимации частных производных соответствующими конечными разностями получаем линейное алгебраическое уравнение

$$\rho c \frac{t_i^{k+1} - t_i^k}{\theta} = \frac{\lambda}{r_i h^2} \left[r_{i+\frac{1}{2}} t_{i+1}^{k+1} - \left(r_{i-\frac{1}{2}} + r_{i+\frac{1}{2}} \right) t_i^{k+1} + r_{i-\frac{1}{2}} t_{i-1}^{k+1} \right].$$

$(i = 2, \dots, N-1; \quad k = 0, 1, \dots, M)$

В связи с тем, что рассматривается нестационарная задача, последнее уравнение необходимо решать на каждом шаге по времени. Для этого сведем его к двухточечному уравнению первого порядка, предполагая, что существуют такие наборы чисел n_i и m_i ($i = 1, N - 1$), при которых

$$t_i^{k+1} = n_i t_{i+1}^{k+1} + m_i, \quad (5)$$

где

$$n_i = \frac{A_i}{B_i - C_i n_{i-1}}; \quad m_i = \frac{C_i m_{i-1} - F_i}{B_i - C_i n_{i-1}}; \quad A_i = \frac{\lambda}{h^2 r_i} r_{i+\frac{1}{2}};$$

$$B_i = \frac{\lambda}{h^2} \frac{r_{i-\frac{1}{2}} + r_{i+\frac{1}{2}}}{r_i} + \frac{\rho c}{\theta}; \quad C_i = \frac{\lambda}{h^2 r_i} r_{i-\frac{1}{2}}; \quad F_i = -\frac{\rho c}{\theta} t_i^k.$$

Построение поля температур по (5) осуществим на основе метода прогонки, на первом этапе которого определяются прогоночные коэффициенты n_i и m_i . Первые прогоночные коэффициенты n_1 и m_1 определим из соотношения, вытекающего из формулы (5)

$$t_1^{k+1} = n_1 t_2^{k+1} + m_1.$$

Поскольку при $r = R_1$ $t = \bar{t}$, то

$$t_1^{k+1} = n_1 t_2^{k+1} + m_1 = \bar{t},$$

$$n_1 = 0, \quad m_1 = \bar{t};$$

а при $r = R_2$ $t = t^s$, то

$$t_N^{k+1} = t^s.$$

На рис. 3 представлено рассчитанное по вышеприведенной методике поле температуры в стенке трубы ЗИА для различных внешних радиусов трубы при времени пребывания пиролизных газов в ЗИА $\tau_M = 0,56$ с.

В качестве исходных данных принимались следующие параметры:

- начальная температура $t_0 = 20^\circ\text{C}$;
- средняя температура пиролизных газов $\bar{t} = 735^\circ\text{C}$;

- температура вырабатываемого насыщенного пара $t^s = 242^\circ\text{C}$;
- параметры трубы: материал изготовления – сталь, внутренний радиус 0,025 м; коэффициент теплопроводности $\lambda = 46 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot^\circ\text{C})$; плотность $\rho = 7800 \text{ кг}/\text{м}^3$; удельная теплоемкость $c = 460 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot^\circ\text{C})$. Шаг интегрирования по радиальной координате принимался $h = 0,00001 \text{ м}$.

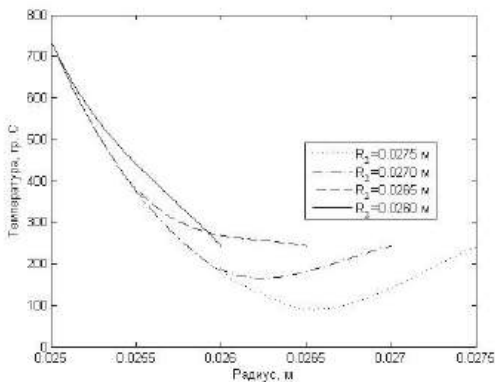


Рис. 3. Распределение температур в стенке трубы ЗИА при различном внешнем радиусе трубы R_2 при времени пребывания пиролизных газов в ЗИА 0,56 с.

Анализ графиков рис. 3 показывает, что при принятых исходных данных, в течение 0,56 секунд от начала процесса и при диапазоне внешних радиусов трубы R_2 от 0,0265 до 0,0275 м будет проходить «прогрев» трубы. И только при радиусе $R_2 = 0,026 \text{ м}$ установится рабочий режим, при котором станет возможной нормальная теплопередача.

Таким образом, искомая толщина стенки трубы составит $\delta = R_2 - R_1 = 0,026 - 0,025 = 0,001 \text{ м} = 1 \text{ мм}$.

Для сравнения, был проведен расчет поля температур в стенке трубы по конечно-элементной технологии в среде PDEToolbox MATLAB, результат которого представлен на рис. 4.

Сопоставление графиков на рис. 3 и 4 показывает идентичность результатов, полученных по предлагаемой конечноразностной и типовой конечноэлементной моделям. Как видно, в обоих случаях обеспечение рабочего процесса теплопередачи через стенку трубы при заданном времени 0,56 секунды достигается при толщине стенки трубы 1 мм, что свидетельствует о корректности и обоснованности предлагаемой модели. Методика может быть использована для расчета полей температур в стенках теплообменных аппаратов химических производств при нестационарном течении процесса теплопередачи.

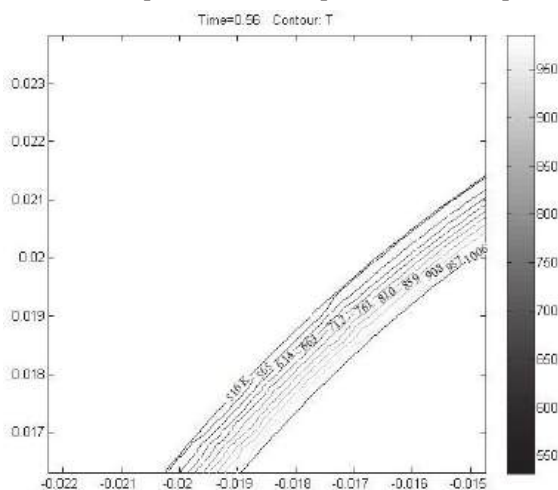


Рис. 4. Расчетное поле температур в стенке трубы ЗИА (фрагмент), построенное в среде PDEToolboxMATLAB

Библиографический список

1. Симонов В. Ф., Тверской А. К., Юсупов А. К. Расчет оптимальной скорости пирогаза в закалочно-испарительном аппарате // Химическая промышленность, 1976. № 4. С. 49.

2. Tonkoshkur A. G. Modeling Conductive Heat Transfer in Ground Air Coolers // *Mathematical Models and Computer Simulations*. 2018. Vol. 10. No. 4. Pp. 519–528.

3. Подгорнова М. С., Тонкошкур А. Г. К расчету толщины теплоизоляционного слоя трубопроводов на основе численного моделирования // *Современные тенденции и инновации в науке и производстве: материалы XII Междунар. науч.-практ. конф., Междуреченск, 26 апреля 2023 г.* Междуреченск: Филиал КузГТУ, 2023. С. 542.1-542.7.

В.И. Рязских, А.В. Рязских

Воронежский государственный технический университет

394066, Воронеж, 20-летия Октября, 84.

**ТЕРМОФОРЕЗ СИСТЕМЫ НАНОЧАСТИЦЫ-
НЬЮТОНОВСКАЯ БАЗОВАЯ ЖИДКОСТЬ В ПЛОСКОМ
ГОРИЗОНТАЛЬНОМ КАНАЛЕ С ВЕРХНЕЙ «ГОРЯЧЕЙ»
И НИЖНЕЙ «ХОЛОДНОЙ» СТЕНКАМИ**

В изотермических гетерогенных средах диффузия компонент иницируется, если их распределение по объему неоднородно, т.е. существует градиент концентраций. Оказывается [1], что температурный градиент также может выступать в качестве движущей силы диффузии массы, т.е. термодиффузии. Как правило, при термодиффузии в многокомпонентной смеси постоянно поддерживается, не зависящий от времени, температурный градиент, в результате чего наночастицы активируются и перемещаются от «горячей» стенки к «холодной» [2].

Рассматривается плоский горизонтальный разнотемпературный канал, в котором находится неподвижная наножидкость. Высота канала составляет h , верхняя стенка поддерживается при температуре t_h , а нижняя при t_c ($t_c < t_h$). Считаем, что в этом случае несущая среда стратифицирована по высоте в поле силы тяжести и свободноконвективное течение суспензии отсутствует [3].

В основу анализа положены уравнения переноса в наножидкостях [4, 5]:

уравнение неразрывности для ньютоновской среды

$$\nabla \cdot \bar{v} = 0; \quad (1)$$

уравнения движения наножидкости

$$\rho_f \left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial \tau} + \bar{v} \cdot \nabla \right) = -\nabla p - \nabla \cdot \bar{\sigma}; \quad (2)$$

уравнение неразрывности дисперсной фазы

$$\begin{aligned} \frac{\partial \varphi}{\partial \tau} + \bar{v} \cdot \nabla \varphi = \nabla \cdot \left[d_p^2 k_c \left(\varphi^2 \nabla \dot{\gamma} + \dot{\gamma} \varphi \nabla \varphi \right) + \right. \\ \left. + d_p^2 k_\mu \left(\dot{\gamma} \frac{\varphi^2}{\mu_n} \frac{d\mu_n}{d\varphi} \nabla \varphi \right) + D_b \nabla \varphi + D_t \frac{\nabla t}{t} \right]; \end{aligned} \quad (3)$$

уравнение энергии

$$\begin{aligned} \rho_f c_p \left(\frac{\partial t}{\partial \tau} + \bar{v} \cdot \nabla t \right) = \nabla \cdot (\lambda \cdot \nabla t) + \\ + (\rho c_p)_s \left(D_b \nabla \varphi \cdot \nabla t + D_t \frac{\nabla t \cdot \nabla t}{t} \right), \end{aligned} \quad (4)$$

где τ – время; \bar{v} – вектор скорости наножидкости; φ – концентрация наночастиц в объемных долях; t – температура; p – давление; ρ , c_p , λ – плотность, теплоемкость, теплопроводность наножидкости; $(\rho c_p)_s$ – плотность и теплоемкость наночастицы; D_b, D_t – коэффициенты броуновской диффузии и термодиффузии; $\bar{\sigma}$ – тензор напряжений; $\dot{\gamma}$ – локальная скорость сдвига; k_c, k_μ – кинематические коэффициенты, характеризующие миграцию наночастиц; μ_n – динамическая вязкость наножидкости; d_p – характерный размер наночастиц.

Т.к. наножидкость не движется, то из (1) – (4) следует

$$\begin{aligned} \rho c_p \frac{\partial t}{\partial \tau} = \nabla \cdot (\lambda \cdot \nabla t) + \\ + (\rho c_p)_s \left(D_b \nabla \varphi \cdot \nabla t + D_t \frac{\nabla t \cdot \nabla t}{t} \right), \end{aligned} \quad (5)$$

$$\frac{\partial \varphi}{\partial \tau} = \nabla \cdot \left(D_b \nabla \varphi + D_t \frac{\nabla t}{t} \right). \quad (6)$$

Система (5), (6) в безразмерном виде такова:

$$\frac{\partial T}{\partial \theta} = \nabla^2 T + K_b \left(\nabla \Phi \cdot \nabla T + N_i \frac{\nabla T \cdot \nabla T}{T + \tilde{T}} \right); \quad (7)$$

$$\frac{\partial \Phi}{\partial \theta} = M_b \left(\nabla^2 \Phi + N_i \frac{\nabla T}{T + \tilde{T}} \right); \quad (8)$$

где $\theta = \tau/\tau_0$; $T = (t - \tilde{t})/\Delta t$; $\Phi = \varphi/\varphi_0$; $\tau_0 = \rho c_p h^2/\lambda$; $\tilde{T} = \tilde{t}/\Delta t$; $\tilde{t} = t_c$; $\Delta t = t_h - t_c$; $K_b = (\rho c_p)_s D_b \varphi_0/\lambda$; $N_i = D_i/(\varphi_0 D_b)$; $M_b = \rho c_p D_b/\lambda$; φ_0 - начальная концентрация наночастиц в наножидкости.

Если ввести замену переменных

$$\Omega = \ln(T + \tilde{T}), \quad (9)$$

то (7), (8) будет

$$\frac{\partial \Omega}{\partial \theta} = \nabla^2 \Omega + K_b (\nabla \Phi \nabla \Omega + N_i \nabla \Omega \nabla \Omega); \quad (10)$$

$$\frac{\partial \Phi}{\partial \theta} = M_b (\nabla^2 \Phi + N_i \nabla^2 \Omega). \quad (11)$$

По физическому смыслу задачи $K_b \ll 1$, поэтому тепловая задача, следующая из (10), может быть рассмотрена автономно:

$$\frac{\partial \Omega}{\partial \theta} = \frac{\partial^2 \Omega}{\partial X^2}; \quad (12)$$

$$\Omega(X, 0) = \ln T_0 = \Omega_c; \quad (13)$$

$$\Omega(0, \theta) = \ln(1 + T_0) = \Omega_h; \quad (14)$$

$$\Omega(1, \theta) = \ln T_0 = \Omega_c, \quad (15)$$

где $X = x/h$; $T_0 = \tilde{T}$.

Решение (12) - (15):

$$\Omega(X, \theta) = \Omega_c + (\Omega_h - \Omega_c) \left\{ 1 - X + 2 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\sin[\pi n(1-X)]}{\pi n \cos(\pi n)} \exp[-(\pi n)^2 \theta] \right\}. \quad (16)$$

Введем обозначения

$$\chi(X, \theta) = \partial^2 \Omega / \partial^2 X, \quad (17)$$

тогда массообменная задача (11) может быть сформулирована в виде начально-краевой задачи

$$\begin{aligned}\frac{\partial \Phi}{\partial \theta} &= M_b \left[\frac{\partial^2 \Phi}{\partial X^2} + N_t \chi(X, \theta) \right], \\ \Phi(X, 0) &= 1, \\ \Phi(0, \theta) = \Phi(1, \theta) &= 0,\end{aligned}$$

решение которой

$$\begin{aligned}\Phi(X, \theta) &= 2 \sum_{m=1}^{\infty} \exp(-\xi_m^2 M_b \theta) \left\langle \frac{1}{\xi_m} (1 - \cos \xi_m) + \right. \\ &+ 2M_b N_t (\Omega_n - \Omega_c) \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\eta_n}{\cos \eta_n} \left(\frac{\eta_n \sin \xi_m - \xi_m \sin \eta_n}{\eta_n^2 - \xi_m^2} \right) \cdot \\ &\cdot \left. \frac{1}{\xi_m^2 M_b - \eta_n^2} \left[\exp[(\xi_m^2 M_b - \eta_n^2) \theta] - 1 \right] \right\rangle \sin(\xi_m X),\end{aligned}\quad (18)$$

где $\xi_m = \pi m$, $\eta_n = \pi n$.

Окончательный вид выражений для расчета полей температуры и концентрации таков:

$$\begin{aligned}T(X, \theta) &= -T_0 + \exp\left\{ \left[\ln(1 + T_0) - \ln T_0 \right] \cdot \right. \\ &\cdot \left. \left\{ 1 - X + 2 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\sin[\eta_n (1 - X)]}{\eta_n \cos \eta_n} \exp(-\eta_n^2 \theta) \right\} \right\};\end{aligned}\quad (19)$$

$$\begin{aligned}\Phi(X, \theta) &= 2 \sum_{m=1}^{\infty} \exp(-\xi_m^2 M_b \theta) \left\langle \frac{1}{\xi_m} (1 - \cos \xi_m) + \right. \\ &+ 2M_b N_t \left[\ln \left(1 + \frac{1}{T_0} \right) \right] \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\eta_n}{\cos \eta_n} F(m, n) \cdot \\ &\cdot \left. \frac{1}{\xi_m^2 M_b - \eta_n^2} \left[\exp[(\xi_m^2 M_b - \eta_n^2) \theta] - 1 \right] \right\rangle \sin(\xi_m X),\end{aligned}\quad (20)$$

где

$$F(m, n) = \begin{cases} \frac{1}{2}(-1)^{n+1}, & m = n \\ 0, & m \neq n \end{cases}.$$

Вычислительный эксперимент с использованием полученного аналитического решения подтвердил правомочность и корректность допущений, положенных в модель, которая может рассматриваться как инструментарий исследования термофореза в статических гетерогенных системах

Библиографический список

1. Wegand S. Thermal diffusion in liquids mixtures and polymer solutions // J. Phys.: Condens. Matter. – 2004. – V.16. – pp. 357-379.
2. Padrino J.C., Sprittles J.E., Lockerby D.A. Therophoresis of a spherical particle: modelling through moment-based, macroscopic transport equations// J. Fluid Mech. – 2019. – V.862. – pp. 312-347.
3. Гебхарт Б., Джалаурия Й., Махаджан Р., Саммакия Б. Свободно-конвективные течения, тепло- и массообмен. – М.: Мир, 1991. – 678с.
4. Buongiorno J. Convective transport in nanofluids // J. of heat transfer. – 2006. – V.128(3). - pp. 240-250.
5. Lyon M.K., Leal L.G. An experimental study of the motion of concentrated suspensions in two-dimension channel flow. Part I. Monodisperse systems // J. Fluid Mech. – 1998. – V.363. – pp. 25-56.

Секция 2

ПРОМЫШЛЕННАЯ ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКА, ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКА МЕТАЛЛУРГИИ

УДК 620.9

А.Г. Батухтин, С.Г. Батухтин, В.И. Рудой, О.П. Яковлева

Забайкальский государственный университет

672039, Чита, Александро-Заводская, 30

ПРИНЦИП РАБОТЫ ПЛАЗМЕННОЙ СИСТЕМЫ БЕЗМАЗУТНОЙ РАСТОПКИ ПЫЛЕУГОЛЬНОГО КОТЛОАГРЕГАТА

Снижение качества энергетических углей требует все большего вовлечения в топливно-энергетический баланс низкосортных углей. Использование низкосортных углей характеризуется трудностями их воспламенения и выгорания. В мировой практике одним из направлений развития подобных энергетических систем признано плазменное воспламенение пылеугольных смесей (ТХПТ и плазменно-циклонные технологии сжигания угля) с минимизацией или полным исключением жидких растопочных топлив. Первым важным преимуществом технологии плазменного розжига является повышенная эффективность сжигания топлива. Плазменный розжиг отличается от действующих стандартных систем розжига более полным сгоранием топлива, что позволяет увеличить КПД энергетического оборудования и сократить выбросы вредных веществ в окружающую среду. Во-вторых, плазменные технологии розжига позволяют использовать низкокачественное топливо, что особенно важно для крупных энергетических установок, для которых доставка качественного топлива может

быть ограничена. Помимо этого, использование плазменных технологий розжига может уменьшить эмиссию CO_2 , так как в процессе розжига минимизируется недожог и увеличивается эффективность горения. Это особенно важно с учетом повышенного внимания к проблемам экологии и климатических изменений. Также, развитие плазменных технологий розжига может повысить надежность и безопасность эксплуатации ТЭЦ, так как плазменный розжиг в перспективе развития станет более стабильным и менее подверженным отказам, в отличие от традиционных методов розжига.

Низкотемпературная плазма – это ионизованный газ, поэтому ее взаимодействие с частицами угля является гетерогенным процессом, который состоит из двух фаз: газ (плазма) и твердая дисперсная среда (поток воздуха и угольной пыли). Такие системы отличаются развитой поверхностью раздела фаз, наличием активных химических центров, высокими температурами, уровнем ионов, что характерно для электродуговой плазмы, обуславливает сложные воздействия последней с частицами угля.

Технология использования электродуговых плазмотронов на теплоэлектростанциях предусматривает воздействие плазмы на аэросмесь (воздушно-угольный поток), поступающую в пылеугольные горелки. Исходная температура потока небольшая (333-373 К) и зависит от вида угля. При смешивании электродуговой плазмы, температура которой на выходе плазмотрона достигает 3000-4000 К, с аэросмесью способствует возникновению градиентов температуры. Причем, процесс смешения может быть турбулентным, так как эффективное число Рейнольдса составляет 10^4 из расчета, что средняя скорость плазмы на выходе из плазмотронного сопла (диаметр 0,04-0,05 м) около 200 м/с.

При соприкосновении электродуговой плазмы с холодной аэро-смесью происходит нагрев окислителя (воздуха) и частиц угля. Первоначально в зоне реакции находится 3-5 % аэро-смеси, что обуславливается теплофизическими границами «факела плазмы», горение которого происходит в объеме горелочного устройства. При этом воздух нагревается закономерно с его тепловой мощностью, разностью температур с плазмой, тогда как на частицы угля при скорости повышения температуры 103-104 град/с приходится «тепловой удар», что влечет за собой тепловой взрыв частиц. Это явление связано с деструкцией угольных крупинки размером до 250 мкм (пыль промышленного помола) на 8-10 осколков за 0,01-0,05 с вследствие развивающихся термических напряжений. Процесс сопровождается ростом площади поверхности раздела в системе «газ – твердая фаза» и реакционной способности топлив.

В области контакта «плазменного факела» с относительно холодной аэро-смесью ($T_a = 348$ К) частицы угля (100 мкм) под действием теплового удара распадаются на осколки (5-10 мкм), из которых выделяются летучие (угарный и углекислый газы, азот, вода, метан, бензол), пиридин, пиррол. Далее образуются атомарные формы кислорода, водорода, серы, азота, углерода, кремния, кальция, алюминия, радикалы (ОН, СН, NH, CN), электроны, ионы (C^+ , H^+ , N^+ , CO^+ , O^+ , Si^+ , O^- , H^- , N_2^-). В результате процесс протекает с большей скоростью. В газовой фазе летучие компоненты вступают в реакции с воздухом и между собой, причем на данном этапе наиболее проявляется активирующее действие низкотемпературной плазмы, за счет увеличения количества активных химических центров и снижения энергии активации. Все это ведет к быстрому выделению тепла, ускоренному

нагреву коксового остатка и переходу С в газовую фазу, с дальнейшей интенсификацией его превращений.

В диапазоне 1600-1900 К, характерном для топочных камер, величина активных центров достигает не более 1 %, при температуре плазмы ($T > 2000$ К) уровень центров растет до 7,5 % (3000 К), 41,5% (4000 К). При таких температурах быстро идет диссоциация, фото-, термоионизация, что способствует синтезу реакционноспособных интермедиатов, ускоряющих кинетику превращений в зоне плазмы, а, следовательно, и сгорание угольно-воздушной аэросмеси.

К несомненным преимуществам плазменных технологий следует отнести высокую температуру плазмы, концентрацию энергии в единице объема (до 250 МВт/м³), присутствие повышенных количеств активных атомов, радикалов, ионов, электронов, оптимальные конструкции плазмогенераторов, с небольшими массогабаритными параметрами на единицу полезной мощности, возможностью автоматизации процессов с использованием в разных рабочих средах. Плазма имеет уникальные свойства и сочетает достоинства других способов активации топлива, что позволяет отнести плазменные технологии к перспективным методам воспламенения углей на ТЭС без использования мазута.

На процесс плазменного воспламенения угля затрачивается 0,05-0,4 кВт•ч/кг электроэнергии, то есть общие затраты на топливо могут быть высокими, что приведет к неэффективности воспламенения угольной пыли без мазута.

Кружилиным Г.Н. [1] показано в случае паро-плазменной газификации углей (процесс аллотермический, - все топливо подвергается воздействию электродугового газификатора), что эндотермический эффект процесса компенсируется энергией плазмы полностью.

Для крупнотоннажных процессов сжигания топлива в энергокотлах аллотермический принцип хода процесса неприемлем так как крайне затратен. Данная проблема решается исключительно на основе алло-автотермического принципа топливопреобразования когда плазмотрон играет роль инициатора воспламенения.

В начале электродуговая плазма реагирует с малой частью аэросмеси, при этом формируется высокорекреакционное топливо, состоящее из двух компонентов: коксовый остаток и горючий газ. Далее это двухкомпонентное топливо окисляется в первичном воздухе аэросмеси, что ведет к нагреву оставшейся аэросмеси, не подвергавшейся плазменной обработке. В результате компактный факел плазмы активирует исходно небольшую долю топлива, которая затем возбуждает всю аэросмесь.

Реализация алло-автотермического превращения твердого топлива осуществляется при иницировании, активации системы электродуговой плазмой (аллотермический источник) и при определенных условиях способствует переводу ТХПТ в самоподдерживающийся автотермический режим. Все топливо в результате подвергается ЭТХП, воспламеняется при входе в топочную камеру со смешиванием с вторичным воздухом.

В ситуации использования низкорекреакционных углей ($V_{daf} < 30\%$) аэросмесевый поток разделяется на две неравные части до плазменной области, куда идет только небольшая доля топлива. Нагревание большей доли аэросмеси осуществляется за счет горения первой части топлива, подготовленной электротермохимически. Применение высокорекреакционных углей ($V_{daf} > 30\%$) не предусматривает предварительное разделение аэросмеси, в этом случае в зону плазмы сначала попадает 3-5 % аэросмеси, что обуславливается естественными

теплофизическими контурами компактного факела плазмы, который горит в объеме устройства горелки.

Составляющая аэросмеси, нужная для термохимической подготовки, выводится из уравнения теплового баланса с учетом того, чтобы величина выделяющегося при сгорании топлива тепла, в сумме с энергией плазмы нагрела основной поток до температуры воспламенения [2].

В целях сохранения эффективности метода перемещение двухкомпонентного топлива с основным аэросмесевым потоком и ТХПТ происходили до смешивания с вторичным воздухом и выхода в топочное пространство. Таким образом реализуется рост реакционной способности пылеугольного потока благодаря активации плазмой небольшой доли в пространстве горелочного устройства при организации достаточного времени нахождения в нем топлива. В результате увеличивается возможность поддержания уровня химически активных короткоживущих центров, которые ускоряют термохимические реакции окислителя и угля. Это отличает данную технологию от других методов активации горения углей в корне плазменного факела, а также в зоне топки.

Данный подход при применении высокоэнтальпийных источников плазмы для ЭТХП топлив с точки зрения теплофизики и экономики является более рациональным и перспективным для увеличения эффективности использования топлива, уменьшения опасных выбросов.

Экспериментальные и расчетные исследования разных типов термохимической подготовки твердых топлив (электрическая дуга, газовая горелка, термоэлектрические нагреватели) установили преимущество плазменной активации – энергетическая эффективность

и степень превращения угля в 2-3 раза выше (при эквивалентной тепловой мощности источников и других условий [3]).

Результат обусловлен уменьшением энергии активации диссоциированных форм кислорода, водорода, азота и других частиц с продуктами термического разложения угля в газофазных превращениях и методом нагревания контрагированной дугой плазмогенерирующего газа. Кроме того, из-за снижения скорости реакций рекомбинации диссоциированных интермедиатов при смешивании с холодной аэросмесью происходит быстрого охлаждения, время их жизни становится эквивалентно времени выхода угольных летучих в газофазу (0,001-0,1 сек). Данное явление ведет к участию атомов O, H, радикалов в газофазных процессах термохимической подготовки угля.

Плазменно-энергетические процессы отличаются высоким уровнем химически активных центров, что способствует быстрому окислению топлива из-за снижения энергии активации реагентов. Традиционные (огневые) способы воспламенения, подготовки, газификации твердого топлива имеют более низкую энергоэффективность, уступая плазменным технологиям. Последние представляются наиболее перспективными в решении задач уменьшения мазутопотребления на угольных теплоэлектростанциях.

Благодарность

Работа выполнена в рамках государственного задания Министерства науки и высшего образования Российской Федерации (тема № 123102000012-2 Комплексное исследование аэродинамических характеристик плазменных систем термохимической подготовки топлива, соглашение № 075-03-2023-028/1 от 05.10.2023 г.)

Библиографический список

1. Кружилин Г.Н. Плазменная газификация углей // Вестник АН СССР. - 1980. - № 12. - С. 69-79;
2. Е.И. Карпенко, В.Е. Мессерле, А.Б. Устименко. Математическая модель процессов воспламенения, горения и газификации пылеугольного топлива в устройствах с электрической дугой. // Теплофизика и аэромеханика. Т.2, № 2, 1995, С. 173-187;
3. Мессерле А.В. Математическое моделирование процессов термохимической подготовки пылеугольного топлива с использованием электродуговых плазмотронов: диссертация кандидата технических наук / Мессерле А.В. – Москва, 2005. – 119 с.

**ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ
К ФОРСУНКАМ ПРИ СЖИГАНИИ ВОДОУГОЛЬНОГО
ТОПЛИВА В КОТЕЛЬНЫХ АГРЕГАТАХ**

Водоугольные суспензии (ВУС), или водоугольное топливо (ВУТ), представляют собой перспективный вид экологически чистого и энергоэффективного топлива для котельных агрегатов, превосходящее по ряду параметров традиционные жидкие (мазут) и твердые (уголь) энергоносители. ВУС состоит из минеральных компонентов с размерами частиц от 0 до 450 мкм, инертной жидкости и модификаторов. Теплота сгорания ВУС около 2500 ккал/кг. Переход на ВУТ позволит получить значительные преимущества с точки зрения энергетической эффективности, экономики и экологии: снижение загрязняющих атмосферу выбросов оксидов серы и азота до 18 %, снижение рисков возникновения самовозгорания топлива, а также разнообразие компонентов в составе суспензий [1].

Однако, несмотря на очевидные преимущества, водоугольное топливо пока не получило широкого применения в теплоэнергетике. Одним из барьеров внедрения технологий ВУТ в энергетический сектор является:

– образование крупных капель топлива в процессе распыления. В силу высокой, по сравнению с горячим мазутом, вязкости, крупные капли способствуют уменьшению площади контакта топлива с окислителем (воздухом), что приводит к снижению эффективности сжигания из-за долгого воспламенения капель, неполного их сгорания,

нарушения стабильности факела и как следствие - снижению КПД котла с увеличением выбросов несгоревших углеводородов.

- сложность эксплуатации, связанная с низкой реакционностью при воспламенении и необходимостью постоянного контроля за процессом сжигания. Из-за неоднородности состава и свойств ВУС, его факел может быть нестабильным, что приводит к колебаниям температуры в топке и снижению эффективности теплопередачи. Для решения данной проблемы необходима разработка систем автоматического регулирования процесса горения;

- необходимость использования дополнительного растопочного топлива и наличия отдельной системы топливоподачи;

- потребность в модернизации топливоподготовительного оборудования, форсунок, топок и систем очистки дымовых газов. Это требует значительных финансовых затрат и может быть технически невыполнимо на старых электростанциях.

Для решения поставленных задач необходимо добиться качественного распыления ВУС и определить основные параметры форсуночных устройств.

Эффективность процессов сжигания и газификации во многом зависит от скорости массопереноса. Водоугольное топливо (ВУТ) представляет собой особый тип неньютоновской жидкости, и его реологические свойства соответствуют модели Гершеля-Балкли.

Экспериментальные исследования показали, что распыление водоугольного топлива с помощью воздуха или водяного пара проходит в две стадии. Первая: струя топлива дробится благодаря кинетической энергии распыляющего агента. Вторая: в скоростном потоке происходит дальнейшее дробление капель за счет сопротивления газовой среды. В это время капли струи разрываются на более мелкие

частицы, происходит столкновение друг с другом, а также с твердыми поверхностями.

На эффективность сжигания распыленного топлива влияют несколько ключевых факторов:

– Диаметр сопел. Применение пневмомеханических форсунок позволяет уменьшить диаметр сопел, что повышает скорость распыла и как следствие улучшает качество. Однако уменьшение диаметра сопел также увеличивает риск забивания форсунок крупными частицами угля.

– Угол раскрытия струи, отвечающий за равномерное распределение капель топлива по камере сгорания и увеличение площади поверхности распыленного потока.

– Давление основного потока и распыляющего агента. Оптимальные условия складываются, когда давления подачи обоих потоков примерно равны. В таком случае взаимодействие между двумя фазами усиливается, и выходная струя приобретает двухфазную (газожидкостную) характеристику смешения с увеличенным углом распыления [2].

Исследования различных типов форсунок [3] показали, что, если увеличить объемную долю угля в составе водоугольного топлива, повысится его теплотворная способность, но увеличится вязкости суспензии. Высокая вязкость ухудшает распыление топлива, диаметр капель увеличивается, а также способствует образованию крупных агломератов топлива и образованию отложений на распыляющих устройствах и в камере сгорания. В свою очередь, снижение вязкости ВУС улучшает качество распыления и гомогенизации струи и дает возможность разделить жидкую и твердую компоненты ВУС после распыления, что несомненно положительно сказывается на характеристиках зажигания топлива.

В большинстве случаев, технологии распыления и сжигания ВУС в котлах реализуется по технологии для жидких топлив (нефти, мазута, дизельного топлива). Полученный опыт использования для распыливания ВУС имеющихся в эксплуатации горелок, в которых разгон топлива производится внутри специальных камер, показали свою неэффективность и низкий ресурс эксплуатации.

В целях улучшения распыления проводятся исследования по использованию различных типов форсунок [4-13], а также влиянию добавок в ВУС на ее реологические свойства. Перспективными направлениями являются использование двухфазных форсунок, а также разработка новых реологических модификаторов для снижения вязкости ВУС. Особенно актуальны пневматические форсунки, которые нашли широкое применение при сжигании ВУС. Это связано с их относительной простотой как в конструкции, так и в эксплуатации, что делает их доступными для различных котельных агрегатов. [14]. Также ученые активно работают над модификацией состава ВУС для повышения его воспламеняемости, например, путем добавления катализаторов горения или использования предварительного подогрева ВУС.

Пневматические форсунки имеют ряд значительных преимуществ. Во-первых, они обладают универсальностью конструкции, которая позволяет создавать мелкодисперсную струю, способную эффективно впрыскивать как жидкие, так и пылевидные топлива. Это особенно важно в контексте современных требований к экологии и эффективности сжигания, так как более мелкие частицы обеспечивают более полное и равномерное сгорание. Во-вторых, некоторые модели форсунок имеют возможность регулировки угла поворота распылительного устройства, что позволяет варьировать степень дисперсности

капель. Это свойство может быть использовано для оптимизации процесса сжигания в зависимости от типа топлива и условий его подачи.

Тем не менее, несмотря на все эти преимущества, пневматические форсунки также имеют свои недостатки. Одним из основных недостатков является малый диаметр топливного канала. Крупные частицы топлива способны закупорить каналы, что в свою очередь негативно скажется на эффективность работы системы. Для предотвращения засорения форсунок необходимо более мелко измельчать уголь и использовать хорошо гомогенизированное топливо, что может сказаться на экономической эффективности. В процессе эксплуатации форсунок следует учитывать возможность возникновения механических повреждений, таких как сколы материала, из которого они изготовлены. Это может быть связано с высокими температурами и агрессивной средой, в которой они работают.

Рассматривая основные требования к качеству изготовления форсунок, надежности и долговечности использования, то форсунки должны изготавливаться из материалов, обладающих как износостойкостью, так и жаропрочностью. Это связано с высокими температурами и абразивными свойствами ВУТ, которые могут значительно сокращать срок службы оборудования.

Традиционно для изготовления сопел применяются жаропрочные и износостойкие стали: X6C, X6CM, X7CM, X13N7C2. Выбор конкретной марки стали зависит от множества факторов, включая тип сжигаемого топлива, давление и температура рабочей среды, а также требуемый срок службы сопла. Сталь X6C – это легированная хромистая сталь, содержащая значительное количество хрома, обеспечивающего высокую коррозионную стойкость. Добавление молибдена в стали

типа Х6СМ повышает жаропрочность и сопротивляемость ползучести при высоких температурах, делает ее предпочтительной для работы в более экстремальных условиях. Сталь Х7СМ обладает ещё большей жаропрочностью благодаря увеличенному содержанию легирующих элементов. Сталь Х13Н7С2, содержащая хром, никель и другие легирующие добавки, обеспечивает отличный баланс между жаропрочностью, коррозионной стойкостью и износостойкостью. Она эффективна в условиях высокой абразивной нагрузки, которая может быть обусловлена агрессивностью продуктов сгорания ВУТ, содержащих твердые частицы.

К тому же, все эти стали обладают высокой прочностью на разрыв, высоким пределом текучести, способностью к образованию защитных оксидных пленок, что снижает скорость окисления и, что крайне важно для работы при высоких температурах, высоким пределом ползучести. Состав оксидной пленки может быть дополнительно модифицирован специальными покрытиями, например, термостойкими тугоплавкими составами, для улучшения защиты от абразивного и коррозионного износа. Высокий предел ползучести гарантирует сохранение геометрических размеров сопла в течение длительного времени эксплуатации, что критично для поддержания стабильности процесса распыления топлива [15].

Помимо выбора материала, на срок службы форсунок влияет также технология изготовления. Точная обработка, обеспечивающая минимальную шероховатость поверхности, снижает риск образования центров напряжений и увеличивает стойкость к образованию трещин. Применение современных технологий 3D-печати также открывает новые возможности по созданию сопел сложной геометрии.

Выбор оптимального подхода определяется конкретными условиями работы и экономическими факторами.

Вывод

В результате анализа состава и условий распыления и сжигания ВУС можно установить ряд обязательных параметров, предъявляемые к форсункам при сжигании ВУТ в котельных агрегатах:

1. Качество распыла. Форсунки должны обеспечивать высокое качество распыла, что критически важно для достижения оптимального процесса сгорания. Неправильное распыление может привести к недостаточному испарению влаги и неэффективному сгоранию угля, что, в свою очередь, увеличивает выбросы и снижает эффективность работы котлов.

2. Устойчивость к абразивному износу. Водоугольное топливо содержит мелкодисперсные твердые частицы, что приводит к высокому абразивному износу форсунок. Поэтому конструкции форсунок должны быть разработаны с учетом этого фактора, избегая узких каналов и высоких скоростей движения топлива, чтобы минимизировать эрозию.

3. Способности к регулировке. Форсунки должны иметь возможность регулировки расхода топлива и размеров капель, что позволяет адаптировать процесс сгорания под различные условия эксплуатации. Это особенно важно для котлов средней и большой мощности, где требуется гибкость в управлении тепловой отдачей.

4. Работа при различных давлениях. Форсуночные устройства должны быть способны работать при различных давлениях в топке, что позволяет оптимизировать процесс газификации и улучшить качественные характеристики сгорания. Исследования показывают, что

увеличение давления может значительно повысить эффективность сжигания.

5. Совместимость с различными типами топлива. Форсунки должны быть разработаны так, чтобы их можно было использовать как для водоугольного топлива, так и для других видов топлива, что обеспечивает гибкость в выборе топлива в зависимости от его доступности и экономической целесообразности.

6. Устойчивость к высоким температурам. Процесс сжигания ВУТ происходит при температурах от 950 до 1150 °С, поэтому форсунки должны быть изготовлены из материалов, способных выдерживать такие условия без потери функциональности и обеспечивать надлежащий распыл топлива.

Таким образом, выбор и эксплуатация форсунок для сжигания ВУС требуют комплексного подхода и тщательного анализа всех факторов, влияющих на их эффективность и долговечность. Инновационные технологии и материалы, а также современные методы контроля и диагностики могут значительно повысить надежность и производительность этих систем, что, в свою очередь, будет способствовать более экологически чистому и экономически эффективному сжиганию топлива.

Заключение

1. Имеющиеся промышленные испытания ВУС на котельных агрегатах показали существенное повышение КПД котлов по сравнению со слоевым сжиганием угля. Это связано с более равномерным распределением тепла в топке и улучшенным теплообменом. Отмечено снижение выбросов диоксида серы и азота.

2. Требования к форсуночным устройствам для сжигания водоугольного топлива включают высокое качество распыла, устойчивость к абразивному износу, возможность регулировки, эффективность работы в различных условиях и наличие систем контроля параметров. Выбор жаропрочных и износостойких сталей для изготовления сопел форсунок является критически важным для обеспечения их долговечности и эффективности при сжигании водоугольного топлива. Соблюдение этих требований является залогом успешной эксплуатации котлов на водоугольном топливе.

3. Дальнейшие исследования ВУС должны быть направлены на оптимизацию состава топлива для различных типов угля, разработку новых типов диспергаторов и совершенствование технологий сжигания. Так же, для внедрения сжигания ВУТ и технической модернизации котельных агрегатов остается решить вопросы стандартизации водоугольного топлива, разработки технических условий его производства и регламентов по транспортировке, хранению, сжиганию данного вида топлива.

Библиографический список

1. Гвоздяков Д.В., Зенков А.В., Губин В.Е., Березиков Н.И., Марышева Я.В. Исследование характеристик распыления и зажигания водоугольных топлив с добавлением изопропилового спирта // Вестник ЮУрГУ. Серия: Энергетика. 2021. №4.

2. Зенков А.В. Свойства водоугольных топлив с добавлением жидких горючих компонентов и характеристики их распыления для котлов промышленной теплоэнергетики: Диссертация кандидата технических наук: 05.14.04 / Зенков А.В; [Место защиты: Национальный

исследовательский Томский политехнический университет]. — Томск, 2021. — 122 с.

3. Ping Lu, Mingyao Zhang. Experimental investigation on atomizing characteristics of coal–water paste for pressurized fluidized bed. *Fuel*. Volume 83, Issue 16, November 2004, Pages 2109-2114.

4. Deng Jianxin, Ding Zeliang, Zhou Houming, Tan Yuanqiang. Performance and wear characteristics of ceramic, cemented carbide, and metal nozzles used in coal–water–slurry boilers. *International Journal of Refractory Metals and Hard Materials*. Volume 27, Issue 5, September 2009, Pages 919-926.

5. Atomization behavior of composite liquid fuels based on typical coal processing wastes / G.V. Kuznetsov, P.A. Strizhak, T.R. Valiullin, R.S. Volkov // *Fuel Processing Technology*. – January 2022. – Vol. 225. – P. 107037.

6. Influence of burner geometry on atomization of coal water slurry in an entrained-flow gasifier / Xiaoxiang Wu, Qinghua Guo, Yan Gong, et al. // *Chemical Engineering Science*. – 16 January 2022. – Vol. 247. – P. 117088.

7. Characteristics of particle size and velocity of droplets of coal water slurry subjected to airblast electrostatic atomization using a phase Doppler particle analyzer / J. Zheng, Y. Xu, Q. Wang, H. He // *Journal of Electrostatics*. – March 2019. – Vol. 98. – P. 40–48.

8. Д.В. Гвоздяков, А. В. Зенков, С.В. Лавриненко, Я.В. Марышева, К.Б. Ларионов. Характеристики распыления водоугольно-спиртовых суспензий с низким содержанием угля. *Химический Инженерия и технологии*. 2022. Том 45, С. 936-945.

9. Е.Ю. Шадрин, И.С. Ануфриев, О.В. Шарыпов Исследование процесса распыления и сжигания водоугольного топлива

с использованием пневматической форсунки // Институт теплофизики им. С. С. Кутателадзе СО РАН, Новосибирск, Прикладная механика и техническая физика 2021 год, № 3 Страницы: 165-171 DOI: 10.15372/PMTF20210316

10. Патент №2523816. РФ В05В7/08. Мальцев Л.И., Алексеенко С.В., Алексеенко С.В., Мальцев Л.И., Кравченко И.В., Кравченко А.И. // Пневматическая форсунка. – Оpubл. 27.07.2014

11. Патент РФ № 2492390. Форсунка "Факел-ВУТ" для распыливания водоугольного топлива. 2013 г.

12. Патент KZ № 30471. Форсунка для распыливания водоугольного топлива. 2015г.

13. Патент РФ № 2390386 от 27.05.2010г. Пневматическая форсунка.

14. Мальцев Л.И., Кравченко И.В., Кравченко А.И., Самборский В.Е. Пневматическая форсунка для распыливания ВУТ // Сб. докл. VII Всероссийской конф. с межд. участием «Горение твердого топлива». Новосибирск, Россия, 10–13 ноября. – 2009. – Ч. 2. – С. 83–88.

15. Адамов В.А. Сжигание мазута в топках котлов / В. А. Адамов. - Ленинград : Недра : Ленингр. отд-ние, 1989. - 303,[1] с. : ил.; 23 см.; ISBN 5-247-00883-9

УДК 681.5.015

А.Н. Грибков, Д.С. Луцков, Н.Г. Буранова

Тамбовский государственный технический университет

392000, г.Тамбов, ул.Советская, д.106/5, помещение 2

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ РЕЖИМОВ ТЕПЛОТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ АППАРАТОВ

В настоящее время весьма актуальны вопросы практического применения современных цифровых технологий на промышленных предприятиях. При этом, одной из наиболее приоритетных задач является проектирование и внедрение систем автоматизации и управления теплотехнологическими аппаратами (ТТА), поскольку они находят широкое применение во многих отраслях промышленности, потребляют значительное количество энергоресурсов и оказывают значительное влияние на качество выпускаемой продукции.

Важным этапом создания системы управления является идентификация математических моделей динамических режимов ТТА. Практически все ТТА, применяемые в современной промышленности, с точки зрения автоматизации представляют собой сложные многосвязные объекты, система управления которыми должна вести непрерывный мониторинг множества технологических параметров и осуществлять синтез управляющих воздействий в реальном масштабе времени.

В большинстве случаев ТТА относятся к классу объектов с распределенными параметрами, динамические режимы которых моделируются системами нелинейных дифференциальных уравнений в частных производных, что значительно усложняет решение задач синтеза управляющих воздействий в реальном масштабе времени, а также разработку алгоритмического обеспечения систем управления.

К математическим моделям, применяемым в современных системах управления, предъявляется ряд требований, таких как: адекватность моделей для всех возможных состояний функционирования объекта управления; возможность использования моделей в задачах анализа и синтеза оптимального управления в реальном масштабе времени; простота алгоритмов идентификации и др. Помимо этого, получаемые в результате решения задачи идентификации, математические модели должны иметь допустимые характеристики компактности и быстродействия [1].

Общую задачу идентификации математической модели динамики ТТА обычно формулируют в следующем виде: необходимо, по экспериментальным данным в виде массива значений входных и выходных переменных объекта управления, получить оптимальную или допустимую по величине погрешности аналитическую модель, пригодную для оперативного решения задач анализа и синтеза оптимального управления и использования ее при разработке алгоритмического обеспечения системы управления. Алгоритм решения общей задачи идентификации математической модели ТТА можно разделить на отдельные этапы.

На первом этапе осуществляется выбор оптимальной структуры модели. Одним из возможных и часто применяемых вариантов математических моделей, пригодных для использования в системах управления динамическими режимами ТТА, являются «многостадийные» модели в виде систем обыкновенных дифференциальных уравнений с разрывной правой частью

$$\dot{Z} = \begin{cases} A_1 Z_1(t) + B_1 U_1(t), & Z_1 \in [Z_1^0, Z_1^K]; \\ A_2 Z_2(t) + B_2 U_2(t), & Z_2 \in [Z_2^0, Z_2^K]; \\ \dots & \dots \\ A_s Z_s(t) + B_s U_s(t), & Z_s \in [Z_s^0, Z_s^K], \end{cases} \quad (1)$$

где $A, B_i, i = \overline{1, s}$ – матрицы параметров для i -ой стадии; $Z_i(t), U_i(t)$ – векторы фазовых координат и управляющих воздействий i -ой стадии; Z_i^0, Z_i^k – границы i -ой стадии; s – количество стадий модели.

Для моделирования конкретных стадий могут применяться различные виды моделей. Но при этом, необходимо учитывать, что большое количество стадий и выбор сложных видов моделей стадий (высокой размерности с большим числом параметров), как правило, позволяет достичь более высоких показателей точности общей модели, но при этом может существенно усложнить этап разработки алгоритмического обеспечения системы управления и повысить требования к аппаратному обеспечению системы.

На втором этапе идентификации производится оценка значений параметров отдельных стадий модели на основе имеющихся экспериментальных данных (массивов значений фазовых координат и управляющих воздействий, полученных в результате измерений параметров теплотехнологического процесса на реальном ТТА).

На заключительном этапе оценивается адекватность полученной модели. При этом понятие адекватности модели для использования в системе управления рассматривается не только с точки зрения точности. Помимо этого, адекватная модель должна: обеспечивать принципиальную возможность решения задач оптимального управления с данной моделью и имеющимися в базе знаний системы алгоритмами синтеза управляющих воздействий; иметь определенную устойчивость решений задачи к возможным изменениям значений параметров модели и т.д.

Рассмотрим особенности получения математической модели динамических режимов ТТА на примере одного из ключевых элементов (бункера исходного материала) установки для гидротермальной

карбонизации биоотходов (ГТКБ) в кипящем слое в среде перегретого водяного пара[2]. Структурная схема установки приведена на рис. 1. Ключевыми элементами установки ГТКБ являются: бункер исходного материала I; реактор II; бункер угля VI; циклон V.

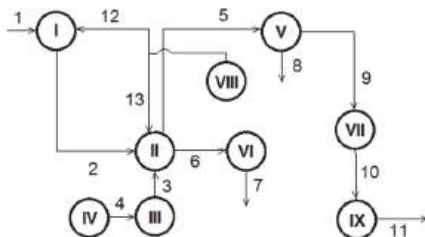


Рис. 1. Структурная схема установки ГТКБ: I – бункер исходного материала; II – реактор гидротермальной карбонизации; III – пароперегреватель; IV – электрогенератор; V – циклон; VI – бункер биоугля; VII – теплообменник; VIII – баллон с азотом; IX – емкость сбора конденсата; 1, 2, 6, 7 – потоки биоугля; 3, 4, 5, 9 – потоки пара; 8 – поток мелких частиц угля; 10 – поток конденсата; 11 – поток несконденсированных газов; 12, 13 – потоки азота

Бункер исходного материала представляет собой закрытый контейнер или резервуар, предназначенный для хранения и подачи биоотходов в процесс карбонизации. Бункер обычно изготавливается из прочных материалов, таких как нержавеющая сталь или специальные полимерные покрытия, чтобы обеспечить устойчивость к высоким температурам и давлению, которые могут возникнуть во время процесса.

Размер и конструкция бункера могут различаться в зависимости от масштаба установки и объема биоотходов, которые необходимо обработать. Бункер может быть оснащен механизмом загрузки, например конвейерной лентой или воронкой, для удобства подачи материала. В бункере контролируется и регулируется температура и количество исходного материала, который поступает в процесс.

Для получения исходных данных, необходимых для решения общей задачи идентификации математической модели, был проведен эксперимент и снята термограмма разогрева бункера при загрузке 4 кг исходного материала.

На этапе решения задачи структурной идентификации модели была выбрана четырехстадийная модель в виде системы дифференциальных уравнений с разрывной правой частью. В качестве моделей отдельных стадий были выбраны модели двойного интегратора (для первой и второй стадий) и апериодического звена первого порядка (для третьей и четвертой стадий). Также были определены граничные значения времени и фазовых координат для каждой стадии модели. Далее, в результате решения задачи параметрической идентификации были определены оптимальные значения параметров моделей всех четырех стадий.

В результате решения общей задачи идентификации была получена следующая математическая модель динамических режимов бункера исходного материала установки ГТКБ:

$$\begin{pmatrix} \dot{z}_1 \\ \dot{z}_2 \\ \dots \\ \dot{z}_1 \\ \dot{z}_2 \\ \dots \\ \dot{z}_1 \\ \dots \\ \dot{z}_1 \end{pmatrix} = \begin{cases} \begin{pmatrix} 0 & 1 \\ 0 & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} z_1(t) \\ z_2(t) \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ 0,00011 \end{pmatrix} u(t), & z_1(t) \in [16; 24,5], t \in [0; 25]; \\ \dots & \dots \\ \begin{pmatrix} 0 & 1 \\ 0 & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} z_1(t) \\ z_2(t) \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ 0,00959 \end{pmatrix} u(t), & z_1(t) \in (24,5; 53,9], t \in (25; 30]; \\ \dots & \dots \\ -0,125 \cdot z_1(t) + 0,10467 \cdot u(t), & z_1(t) \in (53,9; 94], t \in (30; 33]; \\ \dots & \dots \\ -0,452 \cdot z_1(t) + 0,2122 \cdot u(t), & z_1(t) \in (94; 104], t \in (33; 43,5]. \end{cases} \quad (2)$$

В модели (2) используются следующие обозначения: $z_1(t)$, $z_2(t)$ – фазовые координаты (температура и скорость ее изменения); $u(t)$ – управляющее воздействие; t – текущее время.

Термограммы разогрева бункера исходного материала, полученные в результате лабораторного эксперимента и расчета по полученной математической модели, показаны на рис. 2.

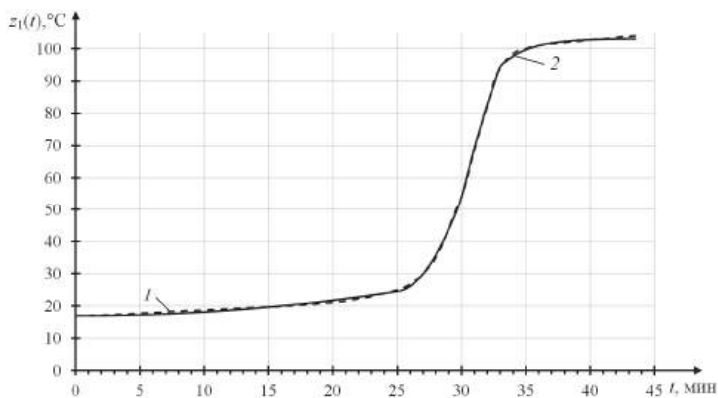


Рис. 2. Термограммы разогрева бункера исходного материала: 1 – экспериментальные данные (пунктирная линия); 2 – расчет по модели (сплошная линия)

Оценка адекватности полученной модели проводилась по величине максимальной ошибки, рассчитанной для каждой стадии, которая в среднем не превышает 1 °C, что позволяет сделать вывод об адекватности полученной модели и соответствии ее заданному критерию точности.

Заключение

Математическое моделирование динамических режимов ТТА является важным этапом разработки алгоритмического обеспечения системы управления, поскольку к моделям предъявляется ряд существенных требований в части их точности, компактности, быстродействия и т.д.

Полученная математическая модель динамических режимов установки ГТКБ по своим характеристикам соответствует всем требованиям и может быть использована при разработке алгоритмического обеспечения системы управления установкой ГТКБ.

Разработка и практическое применение системы управления позволит осуществлять непрерывный мониторинг и управление тепло-технологическим процессом ГТКБ, что обеспечит оптимизацию режимов работы установки, снижение затрат энергоресурсов и получение конечного продукта требуемого качества.

Библиографический список

1. Муромцев, Д.Ю. Методы и алгоритмы синтеза энергосберегающего управления технологическими объектами: Монография Д.Ю. Муромцев. – Тамбов; М.; СПб.; Баку; Вена: Издательство «Нобелистика», 2005. – 202 с.
2. Муратова, Н.С. Гидротермальная карбонизация биоотходов в кипящем слое в среде перегретого водяного пара: дис. ... канд. техн. наук: 05.17.08 / Муратова Наталья Сергеевна. – Тамбов, 2021. – 209 с.

УДК 628.511.4

А.Р. Дятчин, В.Д. Коршиков

Липецкий государственный технический университет

398055, г. Липецк, ул. Московская, д. 30

О ВЗВЕШЕННЫХ ЧАСТИЦАХ В ГАЗОВЫХ ПОТОКАХ ДЕЙСТВУЮЩИХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СИСТЕМ

Промышленность нашей страны включает в себя множество взаимосвязанных отраслей, охватывающих не только сферу производства той или иной продукции, но и окружающую среду, производя на неё негативное экологическое воздействие. Так современные промышленные предприятия, в результате технологических процессов и своей деятельности в целом, транспортируют или выбрасывают в атмосферу загрязненные различными веществами, в том числе твердыми - газообразные смеси, воздух, продукты сгорания и др.

Отечественная промышленность охватывает многообразные по характеру производства, в которых протекают различные физические процессы. Такие как механические, гидроаэромеханические, тепловые, массообменные, химические и другие, которые связаны с транспортировкой газовых сред.

При перемещении в газоздушных трактах газовых потоков, загрязненных твердыми частицами, аэромеханические процессы, происходящие в аппаратах, трубопроводах, каналах, являются определяющими для условий транспортировки твердых веществ. При этом они существенно влияют на выделение частиц из потоков взвесей, а также на разделение этих загрязнений по массогабаритным показателям. В аэромеханических процессах важное значение имеет скорость потока, которая определяется законами аэро и гидродинамики.

К аэромеханическим процессам относятся: перемещение и перемешивание газов, разделение потоков неоднородных систем под действием сил тяжести, или центробежных сил, а также, движение твердых частиц (тел) в газе, движение запылённых дымовых газов в сушилках, котельных установках, работающих на твердом топливе, транспортировке сыпучих материалов и т.д.

Зачастую, выбрасываемые в атмосферу потоки газов, содержат в себе твёрдые компоненты, являющиеся ценным сырьем для основных технологических процессов, которые могут быть использованы не только для вторичного производства, но и для основного.

Современные промышленные предприятия экономически заинтересованы в применении такого вторичного сырья и отходов. Примером может стать отрасль черной металлургии. В уходящих газах различных агрегатов содержатся частицы кокса, известняка, металла и др. В настоящее время активно развивается технология вдувания в доменную печь пылеугольного топлива [2]. В стекольном производстве, в удаляемых потоках, остаются частицы доломита, кварца и др., которые также можно повторно использовать для выпуска новых изделий и т.д.

В каналах, дымоходах, газоходах, запыленные потоки зачастую обтекают твердые тела (препятствия), которые создают им аэродинамические сопротивления. При этом потоки закручиваются, направляются в обратную сторону и т.д. Характер обтекания препятствий, зачастую, зависит не только от формы препятствия, но и от формы и размеров частиц в потоке, их плотности, а также от режима течения. При спокойном ламинарном потоке газа, он плавно обгибает препятствия практически без возмущений. Тогда основные потери энергии расходуются на преодоление сил трения. Линии тока, для этих условий, например, при обтекании шара, показаны на рис. 1.

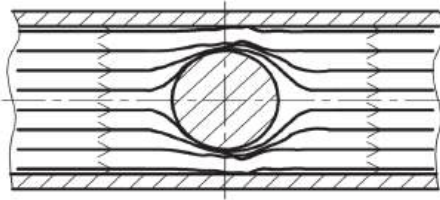


Рис. 1. Обтекание газом шара при ламинарном режиме

С увеличением скорости, поток газа приобретает характеристики турбулентного режима, при этом, сила инерции начинает играть более значимую роль. За препятствием появляются зоны пониженного давления и зоны образования завихрений рис. 2. Возникает направленное в сторону потока дополнительное сопротивление от обтекаемого тела, зависящее от его формы.

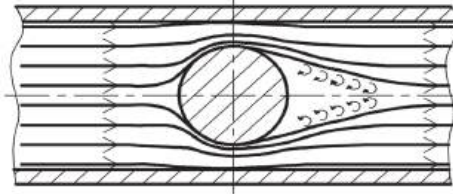


Рис.2. Обтекание газом шара при турбулентном режиме

В работе [1] отмечается, что форма обтекаемого тела и режим течения потока существенным образом влияют на образование вихрей за обтекаемым телом. Анализ течения газовых потоков, обтекающих препятствия, позволяет сделать вывод, что при движении запыленных потоков в каналах, возможно специально создавать зоны завихрений и зоны пониженного давления для выделения из потоков твёрдых частиц.

Так как в газоздушных трактах транспортируемые потоки перемещаются по горизонтальным, наклонным, либо вертикальным каналам, а взвешенные вещества, находящиеся в потоках, имеют различные физические свойства, их можно концентрировать в определенных частях

транспортной системы. При этом, в зависимости от положения потока в пространстве, частицы возможно разделять и по массогабаритным характеристикам (фракционному составу).

В процессе повышения концентрации твердых частиц газового потока в отдельных местах или участках газотранспортной системы, важную роль может сыграть и коагуляция, т.е. укрупнение частиц. Увеличивая размеры частицы, ее массу, возможно создавать условия для ускорения выпадения этой частицы из основного потока.

Комбинируя вышеперечисленные способы воздействия на запыленный поток и частицы, весьма интересным представляется разработка способа и устройства для локальной концентрации, укрупнения и улавливания частиц из загрязненного потока с возможностью разделения взвесей по отдельным фракциям и возвращения их в полезный технологический цикл. В настоящее время, в существующих системах очистки запыленных газов не удалось выявить в литературных источниках таких способов и устройств. Основанное на вышеуказанных принципах устройство, сможет выполнять одновременно несколько функций, что в современных действующих систем пылеочистки, осуществляют многоступенчатые системы.

Библиографический список

1. Еремин Н.Ф. Процессы и аппараты в технологии строительных материалов: учеб. для вузов по спец. «Пр-во строит. изделий и конструкций». -М.: Высш. шк., 1986. – 280 с.: ил.

2. Рьженков А.Н., Ярошевский С.Л., Замуруев В.М. Технология доменной плавки с вдуванием в горн пылеугольного топлива и природного газа на дутье, обогащенном кислородом, обеспечивающая замену 30-40% кокса // *Металлургические процессы и оборудование*. - 2005 - №1 - С. 18-22

**ОСОБЕННОСТИ КОМПЕНСАЦИИ ЕМКОСТНЫХ ТОКОВ
В УСЛОВИЯХ ВОЗДЕЙСТВИЯ ВЫСШИХ ГАРМОНИЧЕСКИХ
СОСТАВЛЯЮЩИХ НА МЕТАЛЛУРГИЧЕСКИХ
ПРЕДПРИЯТИЯХ**

На сегодняшний день любое металлургическое предприятие имеет обширную сеть электроснабжения, где используются мощные электроустановки, в том числе и установки с нелинейной вольтамперной нагрузкой, такие как дуговые сталеплавильные печи. При эксплуатации такого мощного оборудования приводит к появлению высших гармонических составляющих в системе электроснабжения, негативно влияющих на качество электроэнергии, повышение потерь мощности, снижение срока службы оборудования распределительной сети. Компенсация емкостных токов, возникающих в электрических сетях, является одним из важных элементов обеспечения качественного электроснабжения, однако в условиях воздействия высших гармоник она приобретает свои особенности. Поэтому компенсация высших гармоник является актуальным вопросом.

Одним из способов улучшения качества электроэнергии является компенсация емкостных токов, которые возникают в системе электроснабжения с емкостной нагрузкой. Однако в условиях воздействия высших гармонических составляющих компенсация емкостных токов приобретает свои особенности, которые необходимо учитывать при проектировании и реализации компенсирующих устройств.

Дуговые сталеплавильные печи, будучи нелинейными приемниками с переменным сопротивлением дуги, являются основным источником высших гармонических составляющих (ВГС) на металлургических предприятиях. В условиях воздействия высших гармоник компенсация емкостных токов становится более сложной, так как возникают следующие проблемы.

Первое. Нелинейность компенсирующих устройств – традиционные конденсаторные батареи, которые обычно используются для компенсации емкостных токов, обладают линейной характеристикой. При наличии гармоник они неэффективны, так как не могут их компенсировать в полном объеме.

Второе. Резонансные явления – гармонические составляющие тока могут вступать в резонанс с емкостью компенсирующих устройств, что приводит к увеличению амплитуды тока в цепи и повреждению электрооборудования.

Третье. Дополнительные потери – гармоника вызывают дополнительные потери активной мощности в компенсирующих устройствах, трансформаторах, а также в кабельных линиях [1].

Для решения проблемы компенсации емкостных токов в условиях воздействия высших гармоник применяют силовые фильтры высших гармоник, или фильтрокомпенсирующие устройства (ФКУ), предназначены для снижения искажения кривой питающего напряжения и тока частотой 50 Гц [2]. Применение таких устройств в сети сталеплавильного производства, поможет оптимизировать технологические процессы в электрических сетях. В основном ФКУ состоят либо из активных, либо из пассивных элементов. Но постепенно внедряются гибриды – выполненные как из активных, так и из пассивных элементов.

Активные силовые фильтры (АСФ) представляют собой более современное решение, которое позволяет компенсировать высшие гармонические составляющие в широком диапазоне частот. АСФ обычно реализованы на основе инверторов, которые управляются электронным блоком. Активные компенсаторы позволяют компенсировать как основную гармонику, так и высшие гармоники, обеспечивая более эффективную компенсацию.

Пассивные фильтрокомпенсирующие устройства (ФКУ) это фильтры, состоящие из RLC-элементов и эффективно работающие в узком диапазоне частот. Пассивные фильтры эффективны для компенсации определенных гармоник, но могут быть неэффективными для компенсации широкого спектра гармоник. Однако они морально устарели и не всегда справляются с задачей компенсации ВГС в реалиях современного технологического процесса на производстве.

Гибридные фильтры объединяют преимущества обоих фильтрокомпенсирующих устройств, обеспечивая более эффективную и универсальную настройку для компенсации высших гармоник.

Заключение

Применение фильтрокомпенсирующих устройств (ФКУ), в частности активных силовых фильтров (АСФ) или гибридных фильтров, позволяет эффективно решить проблему компенсации емкостных токов в условиях воздействия ВГС. АСФ, обладая широким спектром частот и возможностью автоматической настройки, обеспечивают более эффективную компенсацию по сравнению с пассивными ФКУ. Гибридные фильтры, объединяющие преимущества обоих типов, обеспечивают более универсальное решение для компенсации ВГС. Их применение позволит повысить качество электроэнергии, снизив

искажения тока и напряжения, уменьшить потери мощности, повысить энергоэффективность распределительной сети, увеличить срок службы электрооборудования, защитив его от перегрузок, обеспечить стабильную и надежную работу электросетей, снизив риск аварийных ситуаций [3]. А также современные ФКУ могут интегрироваться с системами автоматизации предприятия, позволяя оптимизировать работу электросетей и повысить уровень автоматизации процессов.

Библиографический список

1. Корнилов, Г.П. Технично-экономическое сравнение компенсирующих устройств для дуговых сталеплавильных печей широкого класса мощности / Г.П. Корнилов, А.А. Николаев, Д.Ю. Пястолова // Электротехнические системы и комплексы. – 2016. – № 1(30). – С. 34-38. – EDN VQXAIV.

2. Записочный, Е.Д. Мероприятия по улучшению качества электроэнергии в сети объекта с дуговыми сталеплавильными печами / Е.Д. Записочный, М.А. Кулага // Фёдоровские чтения — 2020: L Международная научно-практическая конференция с элементами научной школы, Москва, 17–20 ноября 2020 года. – Москва: Издательский дом МЭИ, 2020. – С. 328-336. – EDN CPUTNL.

3. Повышение энергоэффективности производства за счет применения силовых фильтров высших гармоник / О.В. Нос, А.С. Востриков, А.А. Штанг, Е.Ю. Малявко // Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов. – 2019. – Т. 330, № 12. – С. 28-36. – DOI 10.18799/24131830/2019/12/2389. – EDNYEYDQD.

УДК 621.5

И.Ю.Картель, В.Я.Губарев, А.Ю.Картель

Липецкий государственный технический университет

398055, Липецк, Московская, 30

МОДЕРНИЗАЦИЯ СХЕМЫ УСТАНОВКИ ЧАСТИЧНОГО СЖИЖЕНИЯ ПРИРОДНОГО ГАЗА С ТЕПЛООБМЕННИКОМ-ВЫМОРАЖИВАТЕЛЕМ

На сегодняшний день для получения сжиженного природного газа (в дальнейшем СПГ) существуют различные установки, работающие на базе расширительных устройств. Принцип работы установки заключается в охлаждении потока газа перед дросселирующим устройством с его последующим расширением и частичной конденсацией. Установки получения СПГ с использованием детандеров дают возможность помимо сжижения самого газа получать так же механическую энергию за счет преобразования кинетической энергии потока газа. Использование теплообменника-вымораживателя в установках такого типа позволяет снизить начальное влагосодержание потока газа, путем его охлаждения и конденсации водяных паров, содержащихся в природном газе. Тем самым уменьшается нагрузка на блок осушки, что в свою очередь ведет к снижению капитальных и эксплуатационных затрат.

Точка росы является постоянной величиной и может существенно изменяться в зависимости от величины начального влагосодержания газа. Согласно СТО [1], точка росы газа в умеренном климате должна быть не выше -10°C , что соответствует (при давлении в магистральном газопроводе 3,92 МПа) величине максимального значения влагосодержания газа $d(\text{max}) = 0,082$ г/кг сухого газа.

Давление газа в магистральном трубопроводе согласно тому же, СТО от 2,5 МПа до 7,5 МПа. Температура газа в магистральном трубопроводе зависит от ряда факторов (сезон, регион пролегания, удаленность от компрессорной станции), но в большинстве случаев изменяется в промежутке от 0°C до 15°C.

Была построена кривая зависимости точки росы от давления газа. Для примера несколько точек (для влагосодержания 82 мг/кг):

Давление, МПа	Точка росы, °C
3	-12
4	-8,5
5	-6

Была построена кривая зависимости точки россы от давления газа. Для примера несколько точек (для влагосодержания 40 мг/кг):

Давление, МПа	Точка росы, °C
3	-20
4	-16,5
5	-14

Таким образом, снижение температуры газа на 16°C (для случая с входным давлением 5 МПа и температурой 0 °C) на входе в теплообменнике-вымораживателе позволит снизить влагосодержание до 40 мг/кг, что в свою очередь, потенциально снижает нагрузку на адсорбер до 2х раз (при величине начального влагосодержания 82 мг/кг).

Установка работает следующим образом.

Природный газ, поступающий по линии 1 из источника газа высокого давления (магистралю), подается в теплообменники-вымораживатели 15, затем в блок осушки 2, где очищается от влаги. После осушки поток разделяется на два – технологический и дополнительный, который направляется на очистку от CO₂ в блок очистки 3.

После очистки от CO_2 из дополнительного потока выделяется продукционный поток, а оставшаяся часть через трубопровод 14 подмешивается к технологическому потоку, снижая концентрацию CO_2 в сжимаемом потоке до значений, которые гарантируют не выпадение твердого CO_2 в проточной части турбинного модуля.

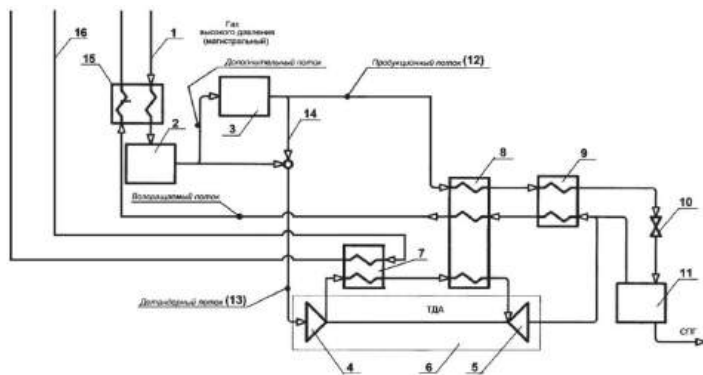


Рис. 1. Принципиальная схема установки частичного сжижения природного газа с теплообменником-вымораживателем.

После подмешивания к технологическому потоку части очищенного от CO_2 поток, называемый детандерным поступает в компрессорную ступень 4 турбодетандерного агрегата 6, где сжимается за счет энергии, отводимой с вала турбодетандера.

Сжатый в компрессорной ступени 4 поток охлаждается отдельным потоком 16 в охладителе природного газа 7, а затем поступает в предварительный теплообменник 8, где происходит его охлаждение за счет рекуперации холода возвращаемого потока. После предварительного теплообменника 8 поток подается в детандерную ступень 5 турбодетандерного агрегата 6, где расширяется и охлаждается с совершением внешней работы, которая расходуется на поджатие потока осушенного и разбавленного по CO_2 газа.

Охлажденный в детандерной ступени 5 расширенный газ подается в межтрубное пространство основного теплообменника 9, где его холод используется для охлаждения продукционного потока перед дросселированием в дросселе 10 в сборник-сепаратор 11. Сборник-сепаратор служит для отделения и накопления жидкой фазы (СПГ). Не-сжиженный газ из сборника-сепаратора 11 и детандерный поток смешиваются в межтрубном пространстве основного теплообменника 9 и последовательно перепускаются в межтрубное пространство предварительного теплообменника 8 и теплообменника-вымораживателя 15, после чего прогретый газ сбрасывается в трубопровод на выходе из ГРС.

Продукционный поток последовательно проходит теплообменник предварительного охлаждения 8 и основной теплообменник 9, охлаждается до криогенных температур и дросселируется в сборник-сепаратор 11. Отделенная от пара в сепараторе жидкость представляет собой продукт - СПГ.

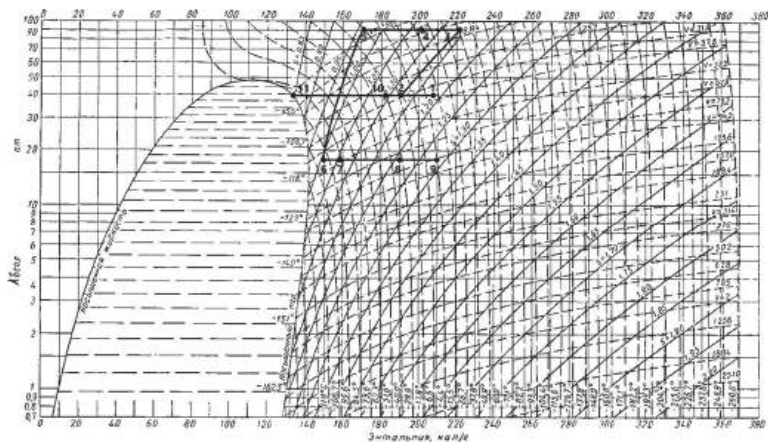


Рис. 2. *H-logP* диаграмма цикла работы установка частичного сжижения природного газа с теплообменником-вымораживателем.

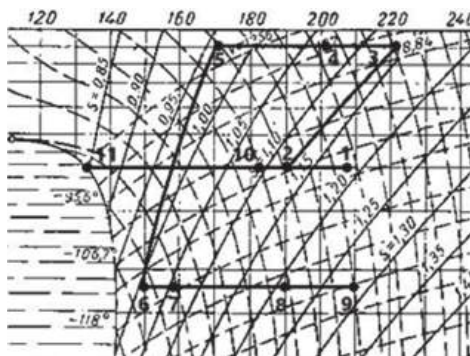


Рис. 3. $H\text{-log}P$ диаграмма цикла работы установка частичного сжижения природного газа с теплообменником-вымораживателем.

На $H\text{-log}P$ диаграмма цикла работы установка частичного сжижения природного газа с теплообменником-вымораживателем изображены следующие процессы:

- 1-2 Охлаждение поступающего в установку потока газа в теплообменнике-вымораживателе;
- 2-3 Сжатие детандерного потока газа в компрессорной части турбодетандера;
- 3-4 Охлаждение сжатого детандерного потока в охладителе внешним потоком газа;
- 4-5 Охлаждение детандерного потока в предварительном теплообменнике;
- 5-6 Расширение детандерного потока в детандере;
- 6-7 Нагрев возвращаемого потока в основном теплообменнике;
- 7-8 Нагрев возвращаемого потока в предварительном теплообменнике;
- 8-9 Нагрев возвращаемого потока в теплообменнике-вымораживателе.

Вывод

1. Результаты расчета показали эффективность использования теплообменника-вымораживателя в установке частичного сжижения природного газа.

2. Полученные по результатам расчетов значения свидетельствуют о возможности сокращения начального влагосодержания потока газа в 2 и более раз, что в свою очередь повлечет за собой уменьшение адсорбционного блока и как следствие снижение капитальных и эксплуатационных затрат.

Заключение

Таким образом из предоставленных материалов видно, что даже при неблагоприятных условиях работы (высокой начальной температуре газа в трубопроводе высокого давления) установка частичного сжижения природного газа с теплообменником-вымораживателем показывает свою эффективность, снижая начальный процент влагосодержания в 2 раза. Целесообразность использования схемы считаю обоснованной. Вопрос конечной эффективности является перспективным направлением исследования и во многом зависит от условий эксплуатации установки.

Библиографический список

1. СТО Газпром 089.2010. Газ горючий природный, поставляемый и транспортируемый по магистральным газопроводам. Технические условия. – М.,2010. – 4 с.
2. Анализ энергетической эффективности использования схем с детандер-генераторным агрегатом для когенерационных котельных с двигателями внутреннего сгорания : автореферат дис. ... кандидата технических наук : 05.14.01 / Картель Александр Юрьевич.— М., 2020. — 20 с.
3. Горбачев С. П., Медведков И. С. Особенности малотоннажного производства СПГ на газопроводах на основе дроссельных циклов высокого давления // Технические газы. 2016. Т. 16. № 1. С. 29–36.
4. Федорова Е. Б. Современное состояние и развитие мировой индустрии сжиженного природного газа: технологии и оборудование. М.: РГУ нефти и газа имени И.М. Губкина, 2011. 159 с.

УПРАВЛЕНИЕ ЦИФРОВИЗИРОВАННОЙ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОЙ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ СЕТЬЮ

В данной статье мы рассмотрим основные концепции ЦРЭС, ее преимущества, ключевые технологии, а также вызовы и перспективы развития.

Современный мир все больше зависит от электроэнергии, и ее надежная и эффективная доставка становится жизненно важной задачей. Традиционные распределительные электросети, построенные на основе аналоговых технологий, все чаще сталкиваются с вызовами, связанными с ростом потребления, внедрением возобновляемых источников энергии и повышением требований к надежности.

В эпоху цифровизации и технологического прогресса управление электрическими сетями находится на пороге значительных изменений. Внедрение цифровых технологий в распределительные электрические сети открывает новые перспективы для оптимизации работы инфраструктуры, повышения эффективности и надежности сетей передачи электроэнергии. Управление цифровизированными распределительными сетями становится ключевым элементом в современной энергетике, обеспечивая возможность автоматизированного контроля, мониторинга и управления электропитанием.

Разъединители с моторным приводом(РМИ) – предназначенный для выделения участка ЛЭП 6-10 кВ при аварийном отключении или выполнении плановых/неплановых работ. РМИ можно оперировать местно или дистанционно с ДП (всегда без U). В нем, в зависимости

от места установки, заложены функции индикации КЗ, автоматического отключения в бестоковую паузу.

Комплектация РМИ:

1. Разъединитель вертикального типа (ном. напр. 20 кВ, ток 400 А);
2. Привод электромоторный;
3. Логический контроллер;
4. Аккумуляторные батареи на 24 V 2 шт. емкостью 12 А/Ч;
5. Комплект индикаторов КЗ (по одному на каждую фазу или один общий);
6. Трансформатор собственных нужд;
7. Ограничители перенапряжения 2 шт.

Примеры установки разъединители с моторным приводом и ШУ РМИ приведены на (рис.1 и 2).



Рис. 1. Примеры установки РМИ 6-10 кВ

РМИ могут быть установлены как на основной линии электропередачи, так и на её ответвлениях, в зависимости от настроек сети и требований потребителей. Возможны варианты выделения участков для потребителей или разделения линии на одинаковые сегменты для более быстрого обнаружения повреждений.



Рис. 2. ШУ РМИ 6-10 кВ

Существует также схема, при которой для питания специально охраняемой зоны, РМИ отключается без перерыва в подаче электроэнергии, а напряжение передается на неповрежденный участок линии приведен на(рис. 3 и 4).

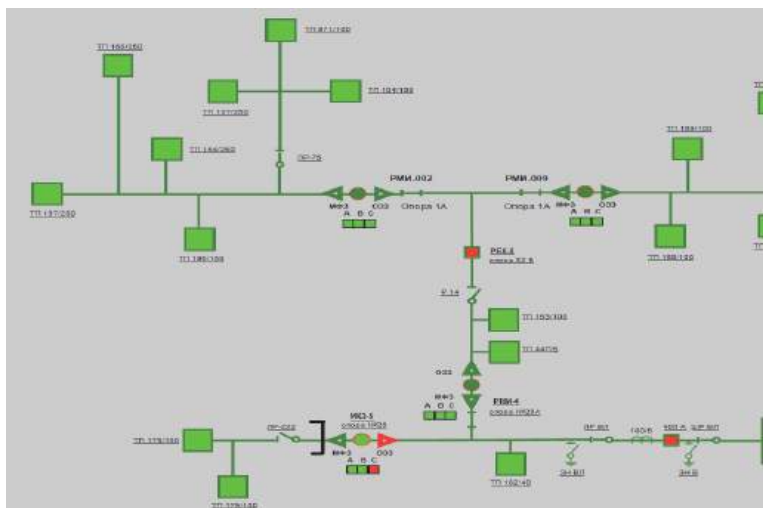


Рис. 3. Примеры установки РМИ 6-10 кВ и ИКЗ 6-10

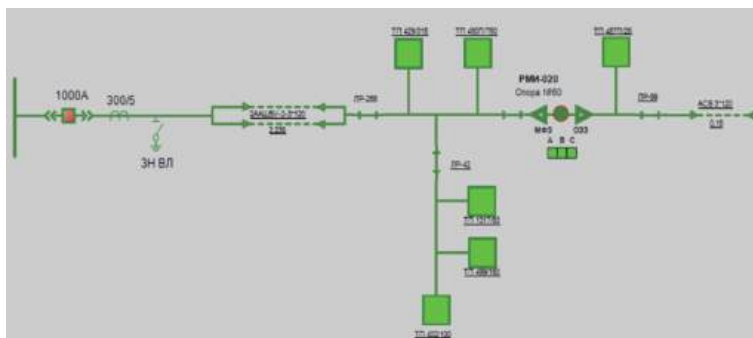


Рис. 4. Примеры установки РМИ 6-10 кВ

На ДП могут быть выведены следующие данные с РМИ:

- Токи по каждой фазе;
- Наличие напряжения пофазно;
- Автоматическое отключение (ввод/вывод);
- Ключ ДУ, в каком управлении (местное/дистанционное);
- Батарея (заряжена/разряжена);
- Неисправности;
- Срабатывание защит МФЗ/ОЗЗ с указанием фаз/фазыприведен (рис. 5).

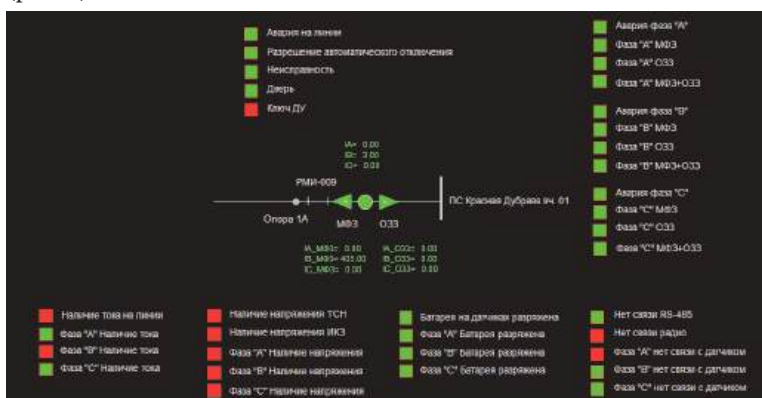


Рис. 5. Данные с РМИ 6-10 кВ

Цифровые системы управления распределительной электрической сетью обеспечивают возможность автоматического резервирования и быстрого восстановления работы сети в случае аварий или неполадок. Автоматические механизмы переключения и синхронизации исключают необходимость ручного вмешательства, что сокращает время простоя и улучшает общую надежность электроснабжения.

Несмотря на значительный потенциал, ЦРЭС также сталкивается с рядом вызовов:

1. Высокая стоимость внедрения: Построение ЦРЭС требует значительных инвестиций в инфраструктуру, программное обеспечение и квалифицированные кадры.

2. Вопросы кибербезопасности: Защита от киберугроз является первостепенной задачей, так как хакерские атаки могут привести к серьезным нарушениям в работе сети.

3. Сложность интеграции: Внедрение ЦРЭС требует интеграции множества различных систем и технологий, что может представлять сложности.

4. Недостаток квалифицированных кадров: Для успешной реализации проектов ЦРЭС требуются специалисты с глубокими знаниями в области информационных технологий, энергетики и кибербезопасности.

Заключение

Управление цифровизированной распределительной электрической сетью представляет собой переход от традиционных методов управления к новым инновационным подходам, способным сделать работу энергетической инфраструктуры более надежной, эффективной и гибкой.

Цифровая трансформация энергетики открывает новые возможности для оптимизации работы сетей, повышения качества обслуживания и обеспечения стабильного и устойчивого электроснабжения в условиях постоянно меняющейся энергетической среды.

Библиографический список

1. Сулова, А. В. Реклоузеры для автоматического управления и защиты воздушных ЛЭП / А. В. Сулова // Мавлютовские чтения : Материалы XVI Всероссийской молодежной научной конференции. В 6-ти томах, Уфа, 25–27 октября 2022 года. Том 3. – Уфа: Уфимский государственный авиационный технический университет, 2022. – С. 436-440.
2. Воротницкий, В. Реклоузер – новый уровень автоматизации и управления ВЛ 6(10) кВ / В. Воротницкий, С. Бузин // Новости электротехники. – 2005. – №3.

УДК 628.165

В.М. Лапинова¹, М.В. Козлова², А.В. Банников²

¹ООО «Научно-производственное предприятие «АНТАРУС»

188640, Ленинградская область, р-н Всеволожский, г. Всеволожск, Дизельная, 2.

²Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина

153003, Иваново, Рабфаковская, 34

ГЛУБОКАЯ УТИЛИЗАЦИЯ ТЕПЛОТЫ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ В ОПРЕСНИТЕЛЬНЫХ УСТАНОВКАХ КОНТАКТНОГО ТИПА

Утилизация тепла уходящих газов, покидающих судовые энергетические установки, является одним из основных способов повышения эффективности процесса опреснения [1].

Использование теплоты уходящих газов в контактных установках является перспективным поскольку в таком случае процессы тепло-массообмена, протекающие между газом и опресняемой водой протекают более интенсивно, кроме этого возможна очистка продуктов сгорания от парниковых газов [2].

Авторами разработаны тепловые схемы опреснительных установок (рис. 1), в которых в качестве греющей среды используются уходящие газы, покидающие судовой двигатель. При этом рассматривается два варианта – политропное и адиабатическое увлажнение.

Процесс получения пресной воды в тепловой схеме с адиабатным увлажнением (рис. 1а) осуществляется следующим образом. Морская вода, предварительно нагретая в теплообменнике дымовыми газами, насосом подается в верхнюю часть контактной колонны и разбрызгивается в виде мелких капель. Дымовые газы после энергетической установки через газодувку поступают в нижнюю часть контактной колонны, создавая противоточное движение между дымовыми газами и каплями морской воды.

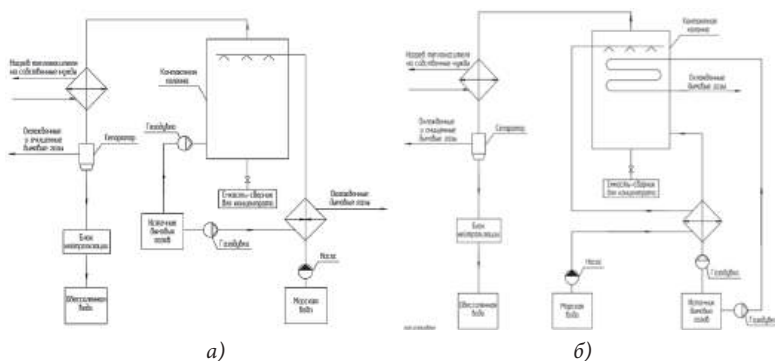


Рис. 1. Принципиальная схема опреснительной установки с адиабатным (а) и политропным увлажнением дымовых газов

В ходе тепломассообменных процессов дымовые газы насыщаются влагой, охлаждаются, очищаются и покидают контактную колонну в верхней ее части. В ходе взаимодействия морской воды и дымовых газов происходят химические реакции, в результате которых дымовые газы очищаются от сажи, диоксида углерода и диоксида серы. Все эти компоненты остаются в концентрате, который также насыщается солью из поступающей морской воды. Концентрат отправляется в емкость-сборник для дальнейшего хранения и утилизации. Увлажненные дымовые газы затем направляются в теплообменный аппарат, где происходит их охлаждение и осушка, после чего в сепараторе происходит разделение на охлажденные и очищенные дымовые газы, выбрасываемые в атмосферу, и обессоленную морскую воду, которая подается в блок нейтрализации для восстановления нейтральной рН среды. Далее обессоленная вода используется по назначению.

Особенностью установки с политропным увлажнением рис. 1б является наличие активной насадки в контактной колонне. При этом морская вода перед ее диспергированием подогревается до температуры выше температуры мокрого термометра.

Система распыления опресняемой воды содержит спринклеры для диспергирования опресняемой воды. Спринклеры расположены равномерно в верхней части колонны. В верхней части колонны над системой распыления опресняемой воды установлен каплеотбойник для исключения уноса капелек морской воды. Распыление с помощью спринклеров в виде мелких брызг в закручивающемся потоке повышает интенсивность процесса тепло- и массообмена между опресняемой водой и дымовыми газами.

Предложенные тепловые схемы работают в соответствии с циклами, приведенными на рис. 2а и 2б.

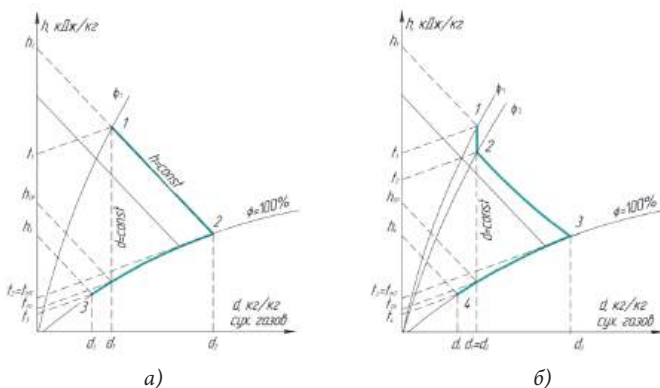


Рис. 2. Цикл работы опреснительной установки с адиабатным(а) и политропным(б) увлажнением: с адиабатным увлажнением: 1-2 – адиабатное увлажнение; 2-3 осушка уходящих газов; с политропным увлажнением:

1-2 – охлаждение дымовых газов; 2-3 политропное увлажнение;

3-4 – осушка дымовых газов

В ходе работы данных установок происходит взаимодействие подогретой морской воды и дымовых газов, в результате чего продукты сгорания увлажняются, а затем охлаждаются при этом происходит конденсация водяных паров, которые представляют собой обессоленную воду.

Для оценки эффективности работы данных установок были составлены уравнения теплового и материального балансов. Материальный, тепловой и солевой балансы составляют для установившегося режима газоконтактной опреснительной установки, учитывая, что сумма материальных, тепловых и солевых потоков, поступающих в опреснительную установку, равна сумме материальных, тепловых, солевых потоков, покидающих ее. Авторами была разработана программа, позволяющая определять производительность установки в зависимости от температуры морской воды, поступающей в установку, состава продуктов сгорания, их температуры, исходной солёности морской воды [2].

Основным параметром, оказывающим влияние на производительность установки, является температура уходящих газов. Для работы опреснительной установки с адиабатным увлажнением необходимо определять температуру уходящих газов по мокрому термометру, которая зависит от влагосодержания поступающих в установку продуктов сгорания, а также от их температуры. Для малосернистого мазута зависимость температуры дымовых газов по мокрому термометру от температуры продуктов сгорания на входе в установку показано на рис. 3.

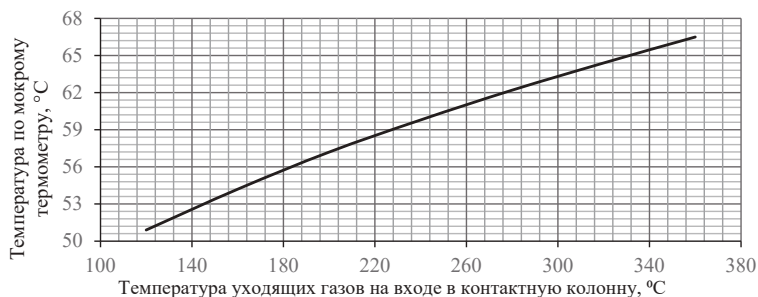


Рис. 3. Зависимость температуры дымовых газов по мокрому термометру от температуры продуктов сгорания на входе в установку

Как видно из рис. 3 зависимость температуры дымовых газов по мокрому термометру от температуры продуктов сгорания носит нелинейный характер.

В ходе оценки влияния различных параметров на производительностьгазоконтактной установки было принято, что охлаждение дымовых газов в конденсаторе-осушителе осуществляется до 40 °С. Поскольку при дальнейшем снижении температуры продуктов сгорания их влагосодержание меняется незначительно.

В ходе расчета рассматриваются дымовые газы, полученные в результате сжигания флотского мазута-5 следующего состава: С (углерод) = 84,4%; Н (водород) = 12,3%; О (кислород) = 0,15%; N (азот) = 0,15%; S (сера) = 2%; А (зольность) = 0,1%; W (влажность) = 1%. Соленость морской воды, поступающей в установку принята равной 30 г/л.

Для опреснительной установки с политропным увлажнением дымовых газов определяющим параметром является температура распыляемой морской воды. При ее увеличении производительность установки существенно возрастает. Данное обстоятельство сопряжено с особенностями свойств дымовых газов. Зависимость производительности опреснительной установки от температуры распыляемой морской воды приведена на рис. 4.

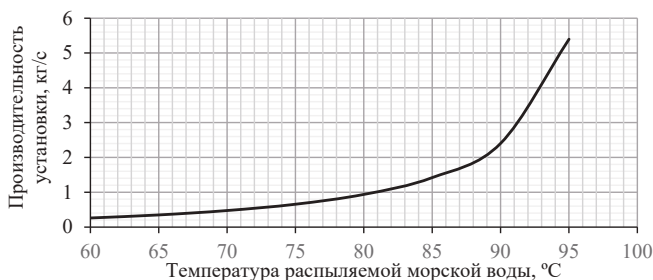


Рис. 4. Зависимость производительности установки от температуры распыляемой морской воды

Морская вода характеризуется сложными физико-химическими свойствами, что объясняется многообразием ее состава. Вещества, содержащиеся в составе морской воды, классифицируются на растворенные в ней соли, газы, электролиты, не-электролиты и органические соединения, а также находящиеся в форме самостоятельной фазы твердые частицы и газовые пузыри.

В основном растворенные в воде элементы обычно находятся не в чистом виде, а в виде соединений, например: хлориды (NaCl , MgCl_2 , KCl); сульфаты (MgSO_4 , CaSO_4 , K_2SO_4); карбонаты (CaCO_3).

При взаимодействии морской воды и дымовых газов могут происходить несколько химических реакций, которые зависят от состава дымовых газов и химического состава морской воды. Данные обстоятельства учитываются при выполнении расчетов.

Соленость поступающей в установку морской воды является одним из основных параметров, оказывающих влияние на производительность. При увеличении исходной солености возрастает требуемый расход дымовых газов для получения того же количества обессоленной воды. На рис. 5 приведена зависимость расхода уходящих газов от их температуры и исходной солености опресняемой воды.

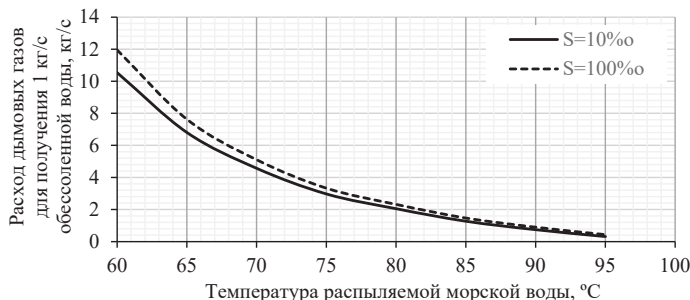


Рис. 5. Зависимость требуемого расхода уходящих газов для получения 1 кг/с обессоленной воды

Анализируя результаты, приведенные на рис. 5, можно сделать вывод о том, что возрастание солености при высоких температурах распяемой морской воды приводит к меньшему увеличению требуемого расхода уходящих газов.

В ходе работы таких установок образуется концентрат, который содержит в себе различные соли и кислоты. Обращение с этим концентратом требует особого подхода для минимизации воздействия на окружающую среду.

Возможны несколько способов обращения с концентратом:

1. Утилизация на месте путем выпаривания в испарительных бассейнах, например, под действием солнечного тепла. Данный метод распространен в теплых и сухих регионах.

2. Другим вариантом является захоронение концентрата в специально подготовленных хранилищах. Этот метод требует создания герметичных и устойчивых к коррозии резервуаров.

3. Повторное использование и переработка. Из концентрата можно извлекать ценные минералы и соли, такие как магний, калий, литий, бром и другие. Это может потребовать дополнительных этапов химической обработки и разделения. Использование в промышленных процессах. Некоторые промышленные процессы могут использовать соленую воду или концентраты в качестве сырья. Например, для производства хлора и натрия.

Обращение с концентратом, полученным в результате дистилляции морской воды, требует комплексного подхода, учитывающего как технические возможности, так и экологические аспекты. Выбор конкретного метода зависит от местных условий, доступных технологий и требований к охране окружающей среды.

Выводы

1. На эффективность работы опреснительных установок с контактными теплообменниками, в которых осуществляется глубокая утилизация теплоты уходящих газов в первую очередь оказывает влияние температура диспергируемой морской воды.

2. Увеличение температуры дымовых газов, поступающих в установку с адиабатным увлажнением, в 3 раза приводит к увеличению температуры мокрого термометра в 1,3 раза, а производительности в 2,75 раза.

3. Для установки с политропным увлажнением дымовых газов увеличение температуры распыляемой воды с 60 до 95 °С приводит к увеличению производительности в 20 раз. Данное обстоятельство обусловлено значением предельного влагосодержания, которого могут достигнуть продукты сгорания при взаимодействии с диспергируемой водой. Способность газа удерживать с увеличением температуры меняется нелинейно, при приближении к температуре насыщения водяных паров при давлении в колонне скачкообразно увеличивается.

4. Увеличение солености морской воды с 10 до 100 г/л приводит к снижению производительности, для ее поддержания на заданном уровне при температуре распыляемой морской воды 60 °С необходимо увеличить расход дымовых газов в 1,13 раза. Влияние солености на требуемый расход дымовых газов снижается при увеличении температуры диспергируемой морской воды.

5. При работе опреснительной установки осуществляется очистка продуктов сгорания от парниковых газов, что позволяет снизить негативное влияние на окружающую среду.

Заключение

Таким образом, разработанные тепловые схемы газоконтактных опреснительных установок, являются энергоэффективными, имеют широкий спектр применения, их использование позволяет получать

обессоленную воду для технических и коммунально-бытовых нужд, способствует снижению теплового загрязнения атмосферы за счет охлаждения и утилизации дымовых газов, а также сокращению углеродного следа, за счет очистки уходящих газов от оксидов углерода, серы и сажи. В работе установлено влияние температуры диспергируемой морской воды, дымовых газов, а также солености морской воды на эффективность работы разработанных тепловых схем опреснительных установок с глубоким охлаждением уходящих газов.

Библиографический список

1. Крива, И. Е. Повышение эффективности судовой энергетической установки / И. Е. Крива // Наука, техника, промышленное производство: история, современное состояние, перспективы : Материалы региональной научно-практической конференции студентов и аспирантов, Владивосток, 13–28 декабря 2021 года. – Владивосток: Дальневосточный федеральный университет, 2022. – С. 265-270.

2. Лапшова, В. М. Особенности работы газоконтактной опреснительной установки / В. М. Лапшова, М. В. Козлова // Тинчуринские чтения - 2024 «Энергетика и цифровая трансформация»: Международная молодежная научная конференция. В четырех томах, Казань, 24–26 апреля 2024 года. – Казань: Казанский государственный энергетический университет, 2024. – С. 628-631.

3. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2024666115 Российская Федерация. Расчет тепловой схемы газоконтактной опреснительной установки : № 2024664340 : заявл. 24.06.2024 : опубл. 10.07.2024 / М. В. Козлова, А. В. Банников, В. М. Лапшова ; заявитель федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина».

ПРЕИМУЩЕСТВА ПЛАЗМЕННОЙ ГАЗИФИКАЦИИ ОТХОДОВ ПЕРЕД МУСОРОСЖИГАТЕЛЬНЫМИ ЗАВОДАМИ

Вопрос утилизации отходов в настоящее время является актуальным. Проводится большое количество исследований для поиска наиболее удачного решения. В научных разработках уделяется большое внимание не только экологическому аспекту, но и энергетическому. Твёрдое органическое топливо имеет высокую теплотворную способность, которой достаточно для рекуперации энергии [1]. Для реализации данного подхода по всему миру построено большое количество мусоросжигательных заводов. Несмотря на возможность уменьшить на 90-95% массу отходов, у данного метода есть и свои недостатки, среди которых:

1. Высокая стоимость заводов;
2. Строгие нормы выбросов в атмосферу, что требует высоких затрат на модернизацию мусоросжигательных заводов;
3. Эмиссия металлов и продуктов неполного сгорания;
4. Загрязнение сточных вод солями тяжелых металлов;
5. Образование опасных твердых отходов.

Переработка отходов на мусоросжигательных производствах имеет следующие этапы. Сначала отходы собираются с различных источников и транспортируются на мусоросжигательные предприятия. Там они тщательно сортируются и очищаются от примесей и загрязнений, измельчаются до приемлемых размеров и разделяются по химическому составу материалов [2]. При этом выделить различные

материалы позволяют такие методы как флотация и магнитная сепарация. Далее утилизируемые отходы спрессовываются до окончательного этапа утилизации [3].

Мусоросжигательные установки подразделяются на несколько типов в соответствии с методом сжигания:

1. Сжигание на статичной, неподвижной решётке;
2. Сжигание отходов на подвижной решётке;
3. Сжигание в кипящем слое.

Существенно более эффективным методом утилизации отходов является их газификация. Газификация отходов — это процесс термической переработки отходов с принудительной подачей газифицирующего агента. Агентом газификации может быть воздух, кислород, углекислый газ или смесь указанных газов [4]. Воздух является неисчерпаемым ресурсом, однако высокое содержание азота в воздухе снижает теплотворную способность топлива и затрудняет процесс газификации. Теплотворная способность чистого кислорода значительно выше, но требует значительных затрат на его получение. Пар имеет существенно большую теплотворную способность, чем воздух, и при использовании его как агента газификации увеличивается содержание водорода и угарного газа. Углекислый газ, в свою очередь, позволяет получить более высокое содержание водорода и монооксида углерода по сравнению с другими агентами газификации, но имеет ограничение в окислении из-за отсутствия кислорода. Кроме того, требуется внешний подвод тепла для поддержания стабильного процесса газификации [5].

Основными факторами, влияющими на процесс газификации и получаемый синтез газ являются:

1. Процентное содержания кислорода;

2. Температура;
3. Площадь горения;
4. Размер частицы твёрдого отхода;
5. Структура отхода.

Многочисленные эксперименты доказывают, что увеличение размера частиц твёрдых отходов приводит к снижению в топливе содержания водорода и углеводородов, а содержание угарного газа увеличивается. Это следствие того, что в ходе процесса газификации крупных частиц отходов происходит их неполное горение.

Процесс плазменной газификации применяется во многих странах мира, где разработано большое количество различных моделей и установок. На рисунке 1 приведена схема двухступенчатого процесса плазменной газификации.



Рис. 1. Схема двухступенчатого процесса плазменной газификации

Установка состоит из газификатора с неподвижным слоем и реактора. Твёрдые отходы подаются сверху газификатора при предварительно нагретом воздухе или паре. Продукт из газификатора, содержащий летучие газы, влагу и смолы, попадает в плазменный реактор,

где образуется высокотемпературная плазма и происходит крекинг смолы.

Плазменная газификация является наиболее передовой технологией. Она позволяет утилизировать практически любые виды отходов, и отходы с примесями. Синтез-газ, получаемый в ходе плазменной газификации, характеризуется высокой чистотой [6].

Заключение

Можно сделать вывод, что плазменная газификация имеет следующий ряд преимуществ перед другими методами утилизации отходов:

1. Наименьший вред окружающей среде по сравнению с другими методами утилизации отходов. Кроме того, использование высоких температур (около 1200°C) позволяет разлагать органические и неорганические отходы.

2. Данный тип газификации не требует тщательной сортировки отходов.

3. Не требуется складирования – отходы сразу отправляются на утилизацию. Получаемый твёрдый остаток меньше, чем в других методах утилизации отходов и его можно эффективно использовать в строительстве.

Библиографический список

1. Твёрдые бытовые отходы как источник альтернативного топлива / И.Н. Чмырев, М.В. Конев, В.Д. Коршиков [и др.] // В.И. Вернадский: устойчивое развитие регионов: материалы Международной научно-практической конференции: Электронный ресурс: в 5-ти томах, Тамбов, 07–09 июня 2016 года. Том 5. – Тамбов: Тамбовский государственный технический университет, 2016. – С. 147-152. – EDN XZPEAR.

2. Утилизация в плавильных циклонах шлаковых отходов металлургического комбината / Е.В. Исаев, В.Д. Коршиков, И.Н. Чмырев, И.П. Маклакова // Школа молодых ученых по проблемам технических наук : Сборник материалов областного профильного семинара, Липецк, 09 ноября 2018 года. – Липецк: Липецкий государственный технический университет, 2018. – С. 86-90. – EDN YORXWX.

3. Мартынов, А. В. Повышение эффективности и надежности получения электроэнергии на мусоросжигательных заводах / А.В. Мартынов, Н.Е. Кутько // Надежность и безопасность энергетики. – 2019. – Т. 12, № 4. – С. 281-285. – DOI 10.24223/1999-5555-2019-12-4-281-285. – EDN SUXZEX.

4. Мартынов, А.В. Повышение эффективности и надежности получения электроэнергии на мусоросжигательных заводах / А.В. Мартынов, Н. Е. Кутько // Надежность и безопасность энергетики. – 2019. – Т. 12, № 4. – С. 281-285. – DOI 10.24223/1999-5555-2019-12-4-281-285. – EDN SUXZEX.

5. Патент № 2572998 С2 Российская Федерация, МПК С10J 3/18, С01В 3/34, С10J 3/00. Сингаз, полученный с помощью плазменной газификации : № 2013126521/05 : заявл. 10.11.2011 : опубл. 20.01.2016 / Г. Кришнамурти, К.П. Крец, Ч.Р. Хикдоніі [и др.] ; заявитель ЭР ПРОДАКТС ЭНД КЕМИКАЛЗ, ИНК., АЛТЕР НРГ КОРП. – EDN QYUGHG.

6. Коршиков, В. Д. Современное состояние и техническая оценка качества природной среды : Учебное пособие для СПО / В. Д. Коршиков, Т. Г. Мануковская, А. И. Шарапов. – 2-е издание, исправленное. – Липецк, Саратов : Липецкий государственный технический университет, Профобразование, 2022. – 66 с. – (Среднее профессиональное образование). – ISBN 978-5-00175-125-0. – DOI 10.23682/121373. – EDN QPTTCS.

УДК 004.382.4

А.А. Орлов¹, Е.В. Крылова¹, А.В. Сириченко¹, О.Н. Буданин²,

Е.А. Калашиников³, В.Ю. Фурман¹, В.М. Щербаков¹,

А.М. Кенжалыев¹, Д.И. Стоянов¹

¹ФГБОУ ВО «НИУ «МЭИ»

²АО ЦНИИСМ

³НИТУ МИСИС

ПРИМЕНЕНИЕ ОТЕЧЕСТВЕННОГО МИКРОКОНТРОЛЛЕРА МИК-32 ПРИ АВТОМАТИЗАЦИИ ДИАГНОСТИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ В ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКЕ

Актуальность

В соответствии с указом президента [1] на объектах теплоэнергетики и объектах критической информационной инфраструктуры Российской Федерации необходимо использовать отечественные разработки, одной из которых является первый полностью отечественный микроконтроллер с ядром на открытой архитектуре RISC-V – МИК-32 АМУР Российской компании [2], предназначенный для промышленной автоматизации, беспроводной периферии, интеллектуальных сетей, телеметрии.

Проанализировав совокупность характеристик микроконтроллера МИК-32, авторы приняли решение использовать отечественную разработку для контроля и последующего регулирования (вне данной публикации) температуры в среде измерения в автоматизированном диагностическом оборудовании объектов теплоэнергетики (газотурбинных двигателей, парогазовых установок, котлов и т.д.) [3-6].

Цель работы и задачи

Исследование возможности применения отечественного микроконтроллера МИК-32 для измерения и анализа диагностируемого теплового параметра объекта теплоэнергетики.

- Разработать функциональную схему опытного диагностического стенда, включающего микроконтроллер МИК-32;
- Разработать схему электрических соединений измерения диагностируемого теплового параметра объекта теплоэнергетики;
- Запрограммировать микроконтроллер МИК32 АМУР;
- Настроить вывод значений на автоматизированное рабочее место оператора;
- Получить и проанализировать измеренные значения диагностируемого теплового параметра объекта теплоэнергетики.

Научная новизна

Разработка диагностического лабораторного стенда, включающего микроконтроллер МИК-32 и измерение с помощью него диагностируемого теплового параметра объекта теплоэнергетики.

Исследования

Для проведения исследования был разработан лабораторный стенд, функциональная схема которого представлена на рисунке 1. Контролируемая область диагностического стенда равномерно нагревается до температуры 200 °С при подключении нагревательного элемента к сети. В среду измерения помещена термопара и эталонный ртутный термометр для измерения температуры различными способами с последующим сравнением и анализом результатов.

Измерение температуры ртутным термометром основано на изменении объема ртути в зависимости от температуры. Значение

параметра можно узнать, посмотрев на градуированную шкалу прибора.

Измерение температуры электронным способом заключается в возникновении термо-ЭДС на концах термопары. Сигнал усиливается при помощи инструментального усилителя высокой точности AD620. Далее сигнал поступает в микроконтроллер и по протоколу UART на автоматизированное рабочее место оператора (персональный компьютер, с установленным специализированным программным обеспечением.

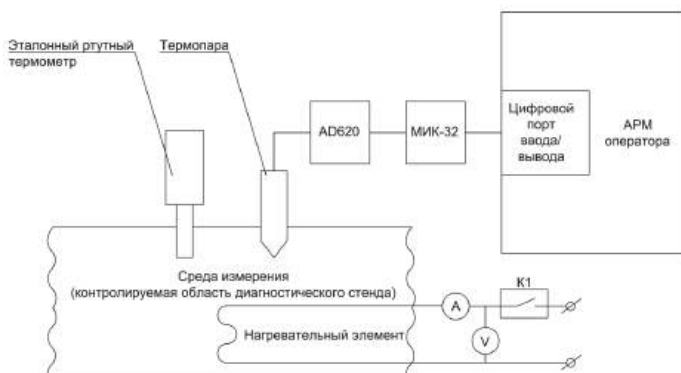


Рис. 1. Функциональная схема

При сборке лабораторного стенда подключили термопару к входам +Si -S усилителя. Также подали питание 5 В на усилитель.

Температура в среде измерения находится в диапазоне от 20 °С до 200 °С. А напряжение, подаваемое на АЦП микроконтроллера, находится в диапазоне 0 – 1.2 В. AD 620 имеет два подстроечных резистора. Ноль отрегулировали при помощи первого подстроечного резистора. При температуре 20 °С напряжение на выходе из усилителя будет равно 0 В. Далее подключили нагревательный элемент и ждали, когда температура достигнет до максимального значения 200 °С.

Отрегулировали коэффициент усиления при помощи второго подстроечного резистора, чтобы на выходе из AD620 было значение 1.2 В.

После регулировки AD620 его выход «+Vout» и землю можно подключать к порту «P0.4» и земле микроконтроллера соответственно. Все подключения показаны на рисунке 2.

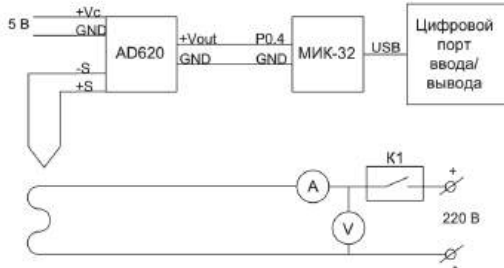


Рис. 2. Схема электрических соединений

Для вывода информации на АРМ оператора установили программу «Terminal 1.9b» [7] и подключили микроконтроллер по USB. Программа дает возможность принимать и отправлять данные через СОМпорт по протоколу RS232. Для правильного вывода информации на терминал применили настройки, показанные на рисунке 3.

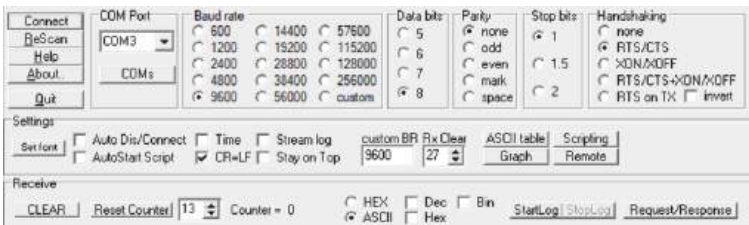


Рис. 3. Настройки Терминала

Для конфигурации тактов в системе необходимо вызвать функцию SystemClock_Config в main. Пример функции представлен на рисунке 4.

В микроконтроллере есть интерфейсы передачи данных UART 0 и UART 1. По умолчанию СОМпорт заведен на выводы UART 1.

Для передачи данных по нему в функцию main запишем код: UART_Init(UART_1, 3333, UART_CONTROL1_TE_M | UART_CONTROL1_RE_M | UART_CONTROL1_M_8BIT_M, 0, 0); и добавили функцию xputc, представленную на рисунке 5.

```
void SystemClock_Config(void)
{
    GPIO_0->DIRECTION_IN = 1 <<11;
    GPIO_0->OUTPUT &= ~(1<<11);

    PCC_InitTypeDef PCC_OscInit = {0};

    PCC_OscInit.OscillatorEnable = PCC_OSCILLATORTYPE_ALL;
    PCC_OscInit.FreqMon.OscillatorSystem = PCC_OSCILLATORTYPE_OSC32M;
    PCC_OscInit.FreqMon.ForceOscSys = PCC_FORCE_OSC_SYS_UNFIXED;
    PCC_OscInit.FreqMon.Force32KClk = PCC_FREQ_MONITOR_SOURCE_OSC32K;
    PCC_OscInit.MHBDivider = 0;
    PCC_OscInit.APBMDivider = 0;
    PCC_OscInit.APBPDivider = 0;
    PCC_OscInit.HSI32MCalibrationValue = 128;
    PCC_OscInit.LSI32KCalibrationValue = 128;
    PCC_OscInit.RTCClockSelection = PCC_RTC_CLOCK_SOURCE_AUTO;
    PCC_OscInit.RTCClockCPUSelection = PCC_CPU_RTC_CLOCK_SOURCE_OSC32K;
    HAL_PCC_Config(&PCC_OscInit);
}
```

Рис. 4. Функция SystemClock_Config

```
void xputc(char c)
{
    UART_WriteByte(UART_1, c);
    UART_WaitTransmission(UART_1);
}
```

Рис. 5. Функция xputc

Далее для инициализации АЦП и его параметров вызвали в функции main функцию ADC_Init и создали ее в коде программы (см. рисунок 6). В данном примере выбран порт P0.4, который соответствует входу АЦП. Также для получения правильных значений отключили опорное напряжение.

Записали код, представленный на рисунке 7, который выводит на терминал значение напряжения, поступающего на МИК-32. Исходя из значений напряжения можно сделать вывод о температуре в контролируемой области.

```

static void ADC_Init(void)
{
    GPIO_0->DIRECTION_IN = 1 <<11;
    GPIO_0->OUTPUT_0 = ~(1<<11);

    hadc.Instance = ANALOG_REG;

    hadc.Init.Sel = ADC_CHANNEL3_PORT_0_4;
    hadc.Init.EXTref = ADC_EXTREF_OFF;
    hadc.Init.EXTClb = 0; /* ВЫБОР ИСТОЧНИКА

    HAL_ADC_Init(&hadc);
}

```

Рис. 6. Функция ADC_Init

```

uint16_t adc_value = 0;
while (1)
{
    HAL_ADC_Single(&hadc);
    adc_value = HAL_ADC_GetValue(&hadc);

    xprintf("ADC: %d (V - %d,303d)\n", adc_value, ((adc_value * 1200) / 4095) / 1000, ((adc_value * 1200) / 4095) % 1000);

    for (volatile int i = 0; i < 1000000; i++)
        ;
}

```

Рис. 7. Вывод напряжения, поступающего на МИК-32

На АРМ оператора выводится напряжение, при помощи которого находится температура по формуле (1):

$$t = \frac{190 \cdot U}{1.2} + 10 \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (1)$$

где U – значение напряжения.

При нагревании контролируемой области были получены данные, представленные на графике (см. рисунок 8). На оси ординат отобразена температура в $^\circ\text{C}$, а на оси абсцисс время в секундах. Синий график построен по значениям с эталонного ртутного термометра, а оранжевый по значениям с термодатчика.

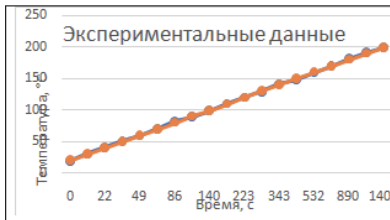


Рис. 8. Нагревание контролируемой области

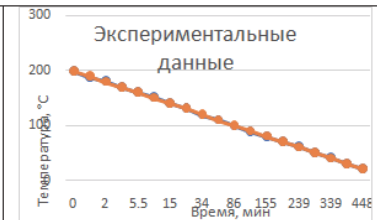


Рис. 9. Охлаждение контролируемой области

В таблице 1 и 2 рассчитано расхождение значений диагностируемого нелинейного теплового параметра в каждой точке записи данных для процессов нагревания и охлаждения соответственно.

Таблица 1

Расхождение значений при нагревании

№	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$ \Delta $	1	0,3	0,8	0,9	0,8	0	2	1,1	0,2	0,5
№	11	12	13	14	15	16	17	18	19	
$ \Delta $	0,4	0,8	1,4	1,8	1,4	0	0,7	0,9	0,2	

Таблица 2

Расхождение значений при охлаждении

№	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$ \Delta $	0,2	1,9	1,4	0,1	0,4	0,9	1	1	0,8	0,5
№	11	12	13	14	15	16	17	18	19	
$ \Delta $	0,6	0,5	0,2	1	1,9	0,1	0,8	1,2	0,5	

Выводы

Расхождение значений диагностируемого теплового параметра, измеренного двумя способами, при нагревании и охлаждении на всем промежутки измерения не превышает 2 °С. Значит канал измерения, состоящий из термопары, усилителя, отечественного микроконтроллера и АРМ оператора работает верно. Функциональная схема, схема электрических соединений и программа микроконтроллера составлены верно. Канал измерения можно применять при автоматизации объектов критической инфраструктуры.

Библиографический список

1. Указ Президента РФ от 30 марта 2022 г. № 166 «О мерах по обеспечению технологической независимости и безопасности критической информационной инфраструктуры Российской Федерации».

2. RISC-V микроконтроллер МК32 АМУР [Электронный ресурс] URL: <https://mikron.ru/products/mikrokontrollery/mk32-amur> (дата обращения: 25.10.2024).

3. Автоматизированная система производственного неразрушающего контроля / А.Н. Рыков, О.Н. Будадин, С.Н. Сычугов [и др.] // Промышленные АСУ и контроллеры. – 2020. – № 4. – С. 8-16. – DOI 10.25791/asu.4.2020.1172. – EDN MZSYSH.

4. Автоматизированный неразрушающий контроль качества изделий сложной конструкции и структуры материалов / А.А. Орлов, О.Н. Будадин, А. С. Богачев [и др.] // Промышленные АСУ и контроллеры. – 2023. – № 9. – С. 3-12. – DOI 10.25791/asu.9.2023.1456. – EDN NWFLRF.

5. Цифровизация элементов объектов энергетической отрасли на примере лопатки газотурбинного двигателя / А.А. Орлов, Е.В. Крылова, В.М. Щербаков [и др.] // Инновационные перспективы Донбасса : материалы 10-й Международной научно-практической конференции, Донецк, 28–30 мая 2024 года. – Донецк: Донецкий национальный технический университет, 2024. – С. 103-105. – EDN OOXQME.

6. Интеллектуальная Система автоматического управления технологическими режимами работы энергоемкого агрегата / А.А. Орлов, Е.В. Крылова, В.М. Щербаков [и др.] // Электротехническая сталь 2024: сборник материалов научно-технической конференции, Москва, 30–31 мая 2024 года. – Москва: Национальный исследовательский технологический университет «МИСИС», 2024. – С. 13-14. – EDN UACGKN.

7. Terminal 1.9b [Электронный ресурс] URL: <https://micro-pi.ru/terminal-1-9b> (дата обращения: 25.10.2024).

УДК 621.9

Н.В. Резников, К.В. Строгонов, Д.Д. Львов, В.А. Мурашов

Национальный исследовательский университет

«Московский энергетический институт»

111250, Москва, Красноказарменная, 17

МОДЕЛЬ ЭЛЕМЕНТАПЕРФОРИРОВАННОГО ОГРАЖДЕНИЯ ДЛЯ ПЛАВИЛЬНЫХ ПЕЧЕЙ БАРБОТАЖНОГО ТИПА

Снижение потерь теплоты является одной из ключевых задач по снижению расхода энергоресурсов [1]. Это особенно актуально в условиях растущих цен на энергоносители и необходимости заботиться об окружающей среде. Чем меньше энергии теряется, тем меньше ее нужно использовать, а значит, меньше вредных выбросов в атмосферу.

Одним из способов повышения энергоэффективности является рассредоточенная продувка расплава, которая позволяет не только равномерно распределить теплоту по всему объему расплава, но и ускорить процесс плавки [2]. Кроме того, организация подачи газового потока через перфорированный под позволяет снизить тепловые потери в окружающую среду [3]. В целом, применение рассредоточенной продувки расплава – это комплексный подход к оптимизации процесса плавки, направленный на повышение эффективности и снижение затрат.

Исследование перфорированного ограждения актуально для разработки новых высокотемпературных реакторов [4-6]. Для минимизации рисков, финансовых и временных ресурсов при моделировании высокотемпературных процессов, на начальных этапах применяется численное моделирование процессов. Однако, модель необходимо

верифицировать, для этого была создана физическая модель для проведения холодных экспериментов (рис. 1).

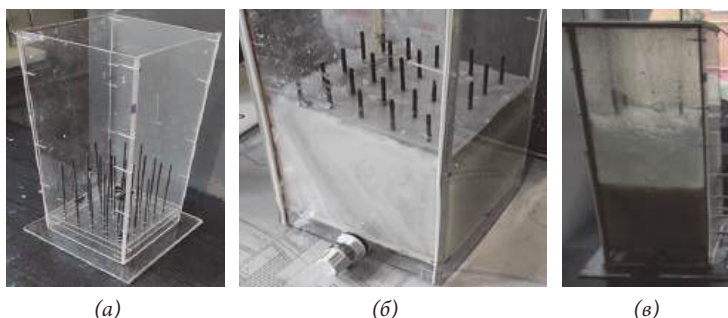


Рис. 1. Лабораторный стенд:

(а)-общий вид без парафина; (б)- с парафином (в) – в рабочем состоянии

Перфорированный под выполнен из парафина, корпус изготовлен из оргстекла. Принцип работы устройства основан на подаче холодного воздуха (на уровне $20\text{ }^{\circ}\text{C}$) в специальное отверстие с помощью воздуходувки, проходя через парафин, он барботирует воду (температура которой поддерживается на уровне $60\text{ }^{\circ}\text{C}$), находящуюся на верхней части установки. Используются термопары для измерения температуры воздуха как на входе в под, так и по высоте перфорированного пода. Спаи термопар не имеют защитных кожухов и расположены непосредственно в парафине, что обеспечивает минимальную инертность в измерениях при изменении температуры.

Благодаря отверстиям в поде, газ равномерно распределяется по поверхности расплава, что положительно сказывается на процессе плавки. Это формирует потоки газа, которые не только улучшают перемешивание расплава, но и способствуют выравниванию температурного поля. Это приводит к более равномерному нагреву расплава.

Для моделирования теплообмена в перфорированном поде в программном комплексе ANSYS, была разработана модель, которая

представляет собой параллелепипед с равномерно распределенными по её поверхности отверстиями. Модель позволяет имитировать прохождение газовых струй через под и их контакт с расплавленным металлом в печи, что впоследствии даст возможность изучить процесс теплообмена.

Математическая модель (рис. 2) имеет следующие размеры:

- Общая высота: 100 мм
- Длина и ширина: 40 мм
- Высота пода: 25 мм
- Диаметр отверстий: 2 мм
- Расстояние между отверстиями: 20 мм

Данные параметры оптимальны для функционирования системы и обеспечивают равномерный прогрев расплава внутри печи.

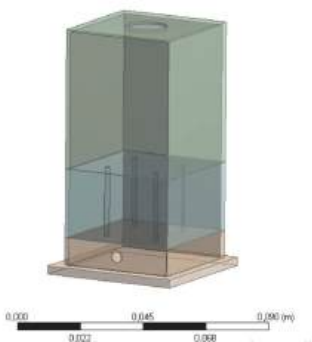


Рис. 2. Модель установки

Переходя к численному моделированию, были определены основные параметры, которые будут использоваться для расчетов. Размер сетки корпуса был задан равным 3 мм, а размер сетки внутренних объектов составил 1,5 мм. Учтено условие передачи теплоты от внутренних объектов к внешним, что позволило получить более точные результаты.

Основные параметры, которые использовались при расчете:

Температура воды – 60°C ; плотность воды – $998,2 \text{ м}^3/\text{кг}$; теплоемкость воды – $4,182 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$; температура воздуха – 20°C ; скорость воздуха на входе – $1,5 \text{ м/с}$; плотность парафина – $0,91 \text{ м}^3/\text{кг}$; теплоемкость парафина – $2,200 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$; теплопроводность парафина – $0,267 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{K})$; коэффициент поверхностного натяжения – $0,072$; скорость на входе – 5 м/с ; температура корпуса – 20°C ; температура ограждения – 40°C .

После ввода всех необходимых данных, включая характеристики материалов, геометрические параметры объектов и условия теплообмена, был запущен расчет. В качестве оптимального значения количества для достижения сходимости решения было выбрано 400 итераций. Результаты моделирования (рис. 3, рис. 4) могут быть использованы для оптимизации тепловых процессов.

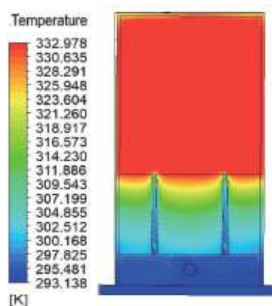


Рис. 3. Результат расчета у

В ходе моделирования было установлено, что температура водной среды достигла 59°C , в то время как температура окружающего воздуха составляла 20°C . Температура ограждающей конструкции демонстрировала градиент, обусловленный разницей температур между воздухом (20°C) у основания модели и водой (60°C) в верхней части. Несмотря на этот температурный градиент, процесс барботаж

обеспечил практически равномерное распределение температуры во всех точках.

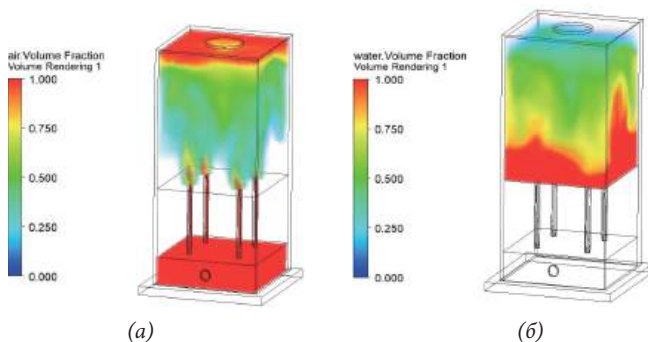


Рис. 4. Распределение рабочих сред в устройстве: (а) – воздух, (б) – вода

Анализируя объемное распределение элементов модели, можно отметить, что воздух, проходя через отверстия в парафиновой прослойке, равномерно распределялся по всему объему водной среды. В дальнейшем воздушные потоки концентрировались у крышки модели, выходя наружу через специально предусмотренное отверстие.

Выводы

Моделирование подтвердило эффективность системы теплообмена. Расчеты показали стабильное распределение температур рабочих сред, что говорит об оптимальном теплопереносе между воздухом и водой.

Процесс барботажки протекает эффективно: воздух равномерно распределен в воде, без образования застойных зон.

Таким образом, полученная модель верифицирована, результаты расчета подтверждают, что конструкция пода обеспечивает эффективный теплообмен и барботаж. Полученные данные могут быть использованы для дальнейшей оптимизации системы, например изменения размера трубок, скорости потока воздуха или температуры расплава.

Благодарность

Работа выполнена в рамках проекта «Исследование процесса восстановления железа углеродводородной смесью для энергоэффективного производства стали» при поддержке гранта ФГБОУ ВО «НИУ «МЭИ» на реализацию программы научных исследований «Приоритет 2030: Технологии будущего» в 2024–2026 гг.

Библиографический список

1. Распоряжение правительства РФ №1523-р от 09.06.2020 Энергетическая стратегия РФ на период до 2035.
2. Теплообмен и тепловые режимы в промышленных печах: учебное пособие для вузов / А.Д. Ключников, В. Н. Кузьмин, С. К. Попов. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 176 с.: ил.
3. Нешпоренко Е.Г., Картавцев С.В. Вопросы энергоресурсосбережения при извлечении железа из руд: монография. – Магнитогорск: ГОУ ВПО «МГТУ», 2007 – 153 с.
4. Строгонов, К.В. Разработка и физическое моделирование реактора плавления базальта / К.В. Строгонов, М.Н. Назаров, К.А. Коркоц // Вестник МЭИ. – 2020. № 3. – С. 25 – 30.
5. Чаймелов, А.А. Расчет и физические эксперименты по определению времени плавления частиц в барботируемом расплаве / А.А. Чаймелов, К.В. Строгонов // Горение и взрыв. – 2022. - Т. 15, №4, С. 123-131.
6. Stroganov, K.V. Continuous steelmaking unit of bubbling type / K. Stroganov, L. Kornilova, A. Popov, A. Zdarov // In: Irina, A., Zunino, P. (eds) Proceedings of the International Symposium on Sustainable Energy and Power Engineering 2021. SUSE 2021. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Singapore.

ПРИМЕНЕНИЕ БМРЗ ДЛЯ ЗАЩИТЫ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ НАПРЯЖЕНИЕМ 6-10 КВ

Электродвигатели напряжением 6-10 кВ широко используются в различных отраслях энергетики и промышленности. Вот некоторые из них:

1. Электрические подстанции: Для приводов трансформаторов, выключателей и других электрических аппаратов.

2. Тепловые электростанции: Для работы насосов, вентиляторов и компрессоров, которые обслуживают системы охлаждения, подачи воздуха и воды.

3. Гидроэлектростанции: Для работы различных механизмов, включая насосы и гидравлические приводы.

Такие электродвигатели обеспечивают высокую эффективность работы и могут передавать большие механические нагрузки, что делает их незаменимыми для использования в указанных отраслях.

Электродвигатели, работающие на высоком напряжении (6-10 кВ), являются критически важными компонентами в различных промышленных процессах. Их надежная работа напрямую влияет на производительность и безопасность оборудования. В этой связи особое внимание уделяется защите этих электродвигателей от различных неисправностей и аварийных ситуаций. Одним из эффективных решений для обеспечения защиты является использование блоков микропроцессорной релейной защиты (БМРЗ).

На производстве применяют следующие виды защит электродвигателей: защита от междуфазных КЗ, продольную дифференциальную защиту, МТО, защиту от ОЗЗ, защиту от перегрузки, тепловую защиту, защиту минимального напряжения.

Для обеспечения надежной защиты электродвигателей от междуфазных замыканий рекомендуется использовать ТО без выдержки времени. При обоснованной необходимости использования дифференциальной защиты от междуфазных замыканий рекомендуется всегда применять ТО в качестве резервной защиты. Отстройку ТО выполняют от:

- броска пускового тока;
- тока несинхронного включения двигателя. Принято считать, что процесс пуска машины завершен, когда пусковой ток станет ниже значения $1,25 I_{ном.дв}$ (рис. 1).

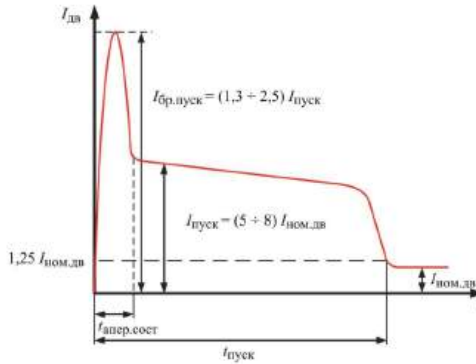


Рис. 1. Пусковая характеристика электродвигателя

Дифференциальная защита электродвигателей предназначена для основной защиты мощных электродвигателей. Она обеспечивает значительно большую чувствительность по сравнению с максимальной токовой отсечкой, поскольку при внешних коротких замыканиях

и пусковых токах, от которых осуществляется настройка максимальной токовой отсечки, в схеме дифференциальной защиты оказываются сбалансированными. Дифференциальная защита с торможением имеет целью отключение практически всех типов замыканий в защищаемой зоне, включая случаи с малыми токами.

В состав дифференциальной защиты входят:

- дифференциальный орган с торможением;
- дифференциальная токовая отсечка.

Принцип работы данной защиты основан на определении дифференциального тока в фазах, величина которого сравнивается с установленным пределом. При его превышении осуществляется отключение объекта.

Теперь рассмотрим процесс формирования дифференциального и тормозного токов как при внешних, так и при внутренних коротких замыканиях (рис. 2).

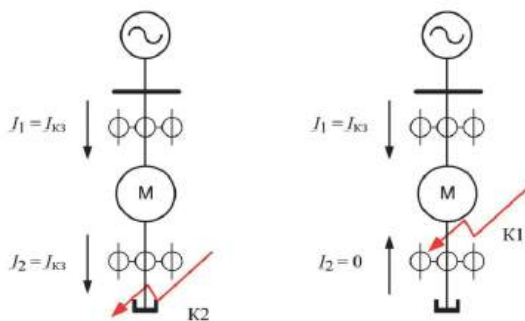


Рис. 2. Распределение токов в электродвигателе:

а- при внешнем КЗ; б- при внутреннем КЗ

В практическом применении дифференциальная защита электродвигателей может быть реализована в двух основных вариантах:

1. С уставкой срабатывания тока ниже номинального значения защищаемого электродвигателя. Этот подход позволяет минимизи-

ровать ущерб при возникновении внутренних междуфазных коротких замыканий в статорной обмотке машины. Однако такой вариант может привести к ложным срабатываниям защиты в случае обрыва или неисправности токовых цепей, а также при сбоях в работе одного из трансформаторов тока дифференциальной защиты. Рекомендуется применять этот вариант на объектах, где имеется обслуживающий персонал, готовый к оперативному вмешательству.

2. С током срабатывания, превышающим номинальный ток защищаемого электродвигателя. Этот вариант защиты рекомендован для критически важных объектов, поскольку он гарантирует надежную работу системы даже в случае обрыва или неисправности токовых цепей и сбоев одного из трансформаторов тока дифференциальной защиты.

Оба типа дифференциальной защиты функционируют без временной задержки. Ключевым компонентом данной системы является дифференциальная защита с торможением. Для повышения надежности также должна применяться дифференциальная токовая отсечка (ДТО) в качестве вспомогательного элемента. Обычно защита реализуется в трехфазном исполнении, что обеспечивает стабильную и эффективную работу системы.

Характеристики дифференциальных защит ДТО и дифференциальной защиты с торможением приведены на рис. 3.

На практике дифференциальная защита электродвигателей реализуется в двух основных вариантах:

1. С током срабатывания, ниже номинального тока защищаемого электродвигателя. Этот подход служит для минимизации ущерба в случае возникновения внутренних междуфазных коротких замыканий в статорной обмотке машины. Однако данный вариант может привести к ложным срабатываниям защиты, если произойдет обрыв

или неисправность токовых цепей, а также в случаях сбоев одного из трансформаторов тока дифференциальной защиты. Рекомендуется использовать этот вариант на объектах, где присутствует обслуживающий персонал, готовый к оперативному вмешательству.

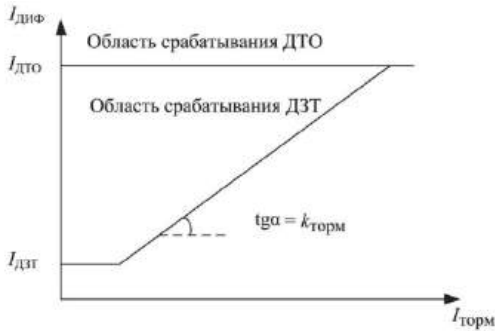


Рис. 3. Характеристики срабатывания дифференциальной защиты

2. С током срабатывания, превышающим номинальный ток защищаемого электродвигателя. Этот вариант защиты рекомендован для критически важных объектов, поскольку он гарантирует надежную работу системы даже в случае обрыва или неисправности токовых цепей и сбоев одного из трансформаторов тока дифференциальной защиты.

Оба типа дифференциальной защиты функционируют без временной задержки. Ключевым компонентом данной системы является дифференциальная защита с торможением. Для повышения надежности также должна применяться дифференциальная токовая отсечка (ДТО) в качестве вспомогательного элемента. Обычно защита реализуется в трехфазном исполнении, что обеспечивает стабильную и эффективную работу системы.

Тепловая защита электродвигателя предназначена для предотвращения повреждений изоляции, возникающих в результате теплового

воздействия токов. Эти токи могут быть вызваны как симметричными, так и несимметричными перегрузками, такими как блокировка ротора, затянутый пуск, самозапуск или обрывы фаз в питающей сети. Основой тепловой защиты является тепловая модель двигателя, позволяющая оценить перегрев косвенно, анализируя величину и продолжительность тока, проходящего через обмотки статора.

В высоковольтных электродвигателях часто применяются датчики температуры, размещенные в обмотках и активной зоне статора. Это обеспечивает важнейшую тепловую защиту, основываясь на прямом измерении температуры. Однако нужно подчеркнуть, что хотя такая мера защиты демонстрирует высокую эффективность для низковольтных электродвигателей, в случае с высоковольтными двигателями её результативность может быть значительно снижена. Причиной этого является большая толщина изоляции и внушительный объем активного железа, что приводит к повышенным значениям постоянной времени как для нагрева, так и для охлаждения.

Поэтому для защиты двигателя от перегрева целесообразно использовать тепловую защиту, основанную на тепловой модели двигателя, что позволит более точно и эффективно контролировать его работу.

Заключение

Использование БМРЗ для защиты электродвигателей напряжением 6-10 кВ является важной частью обеспечения надежности и безопасности работы оборудования. Благодаря эффективному мониторингу и быстрому реагированию на отклонения, БМРЗ способствуют повышению производительности и сокращению затрат. Правильная настройка и интеграция этих устройств обеспечивают их максимальную эффективность в защитной системе.

Библиографический список

1. Распознавание коротких замыканий в подводящих цепях с целью быстрого аварийного включения резерва электропитания / И.Д. Кочетов, Ю.Я. Лямец, Ф.А. Макашкин, И.Е. Петряшин // Известия Российской академии наук. Энергетика. – 2021. – № 3. – С. 150-160.
2. Хасанова, Л.А. Повышение надежности электроснабжения энергоемких предприятий / Л.А. Хасанова // Тинчуринские чтения: материалы XIV Международной молодежной научной конференции. В 3-х томах, Казань, 23–26 апреля 2019 года / Под общей редакцией Э.Ю. Абдуллазянова. – Казань: Казанский государственный энергетический университет, 2019. – С. 267-270.
3. Иванов, Д.М. Повышение надежности электроснабжения потребителей посредством применения современных технических решений на основе микропроцессорных терминалов с делительной автоматикой на стороне 10 кВ / Д.М. Иванов // Эпоха науки. – 2022. – № 29. – С. 40-45.

УДК 621.9

П.В. Скворцова, Е.Н. Григорьева

Поволжский государственный технологический университет,
424000, Йошкар-Ола, пл. Ленина, 3

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РЕНТАБЕЛЬНОСТИ ПРОИЗВОДСТВА ПЕЛЛЕТ ИЗ ПОРАЖЕННОЙ ГНИЛЬЮ ДРЕВЕСИНЫ

Целью работы является определение рентабельности производства пеллет из пораженной гнилью древесины на основе оценки патологического мониторинга лесов Республики Марий Эл, опубликованной на сайте Министерства природных ресурсов, экологии и охраны окружающей среды Республики Марий Эл.

Площадь лесов Республики Марий Эл составляет более 1400 тыс. га, лесистость - более 55 процентов.

С 2004 года наблюдается увеличение площади погибших от болезней леса насаждений. Это связано как с общим старением лесных насаждений, что приводит к возрастанию разных болезней, так и со снижением устойчивости к воздействию разных негативных факторов в связи с засухами 2010-2012 годов. В 2023 году лесные насаждения с утраченной и нарушенной устойчивостью, возникшими в результате поражения болезнями леса отмечены на площади 592,4 тыс. га. В Приволжском федеральном округе эта площадь составляет 63,8 тыс. га.

Болезни леса причиняют значительный экономический и экологический вред целевым функциям леса и лесной продукции. Объёмы гибели лесных насаждений Российской Федерации колеблются в пределах от 2,8 тыс. га в 2021 году до 38,8 тыс. га в 2016 году (рис. 1).

Одной из серьезных болезней леса являются поражения гнилевыми грибами. Наибольшей вредоносностью обладают комлевые и стволовые гнили. Одними из самых распространённых болезней,

вызывающих распад лесных насаждений, являются корневая губка, настоящий трутовик, стволовые гнили и ложный трутовики.

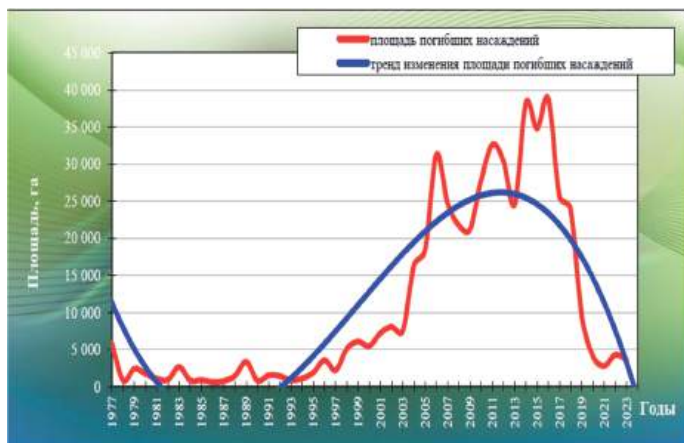


Рис. 1. Динамика усыхания насаждений Российской Федерации от воздействия болезней леса с 1977 по 2023 год

В таблице 1 представлены данные по площадям заражения лесных насаждений в Республике Марий Эл, Республике Татарстан, Республике Башкортостан и Чувашской Республике на 2023 год [2,3].

Таблица 1

Площадь очага заражения гнилевыми грибами на 2023 год

	Гнили стволо- вые	Губка корне- вая	Трутовик ложный	Трутовик настоя- щий	Трутовик ложный дубовый
Республика Марий Эл	-	3672,4	-	-	-
Республика Татарстан	4860,5	1903,8	10765,9	3688,9	-
Республика Башкортостан	79,1	400,4	146,1	636,2	17,7
Чувашская Республика	-	605,2	-	-	19,8

Ежегодные объёмы поражённой гнилью древесины, заготавливаемой только при санитарных рубках, в Республике Марий Эл составляют не менее 4,5 тыс. га. Однако в настоящее время она не находит применения в экономике страны, при этом являясь крупнотоннажным отходом лесного комплекса. Из-за отсутствия эффективной технологии переработки на ограниченной территории может скапливаться несколько десятков тысяч кубических метров поражённой гнилью древесины, что очень негативно сказывается на экологической обстановке в данной местности.

На рис. 2 показана диаграмма площади поражённых болезнями лесных насаждений в Республике Марий Эл.

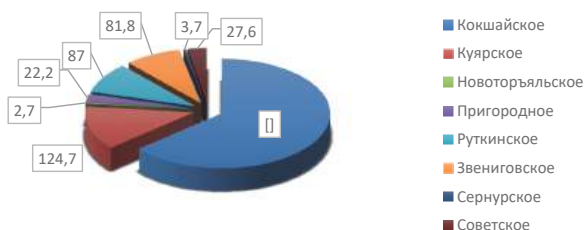


Рис. 2. Площадь лесных насаждений РМЭ, поражённого болезнями на 2023 год

В работе предлагается производство топливных пеллет из поражённой гнилью древесины с использованием технического лигнина в качестве связующего вещества. Производство этих пеллет было изучено, а их физические параметры получены в ходе экспериментальных исследований [1]. В таблице 2 представлены данные по параметрам пеллет из поражённой гнилью древесины, полученные при температуре прессования 95°C и содержании лигнина в исходном сырье 30 %.

Таблица 2

Параметры пеллет из пораженной гнилью древесины

Влажность, %	Степень истирания, %	Насыпная масса, кг/м ³	Теплота сгорания, МДж/кг	Зольность, %
9	12,86	721	20,87	3

Основным преимуществом в выборе пеллет в качестве топлива являются:

1. высокая теплота сгорания – 19,5 МДж/кг (средняя), сопоставимая с теплотой сгорания каменного угля;
2. удобная транспортировка на большие расстояния с помощью любого вида транспорта и простой способ хранения, т.к. объём, занимаемый пеллетами при одинаковой теплотворности равен объёму угля и в 5 раз меньше, чем у щепы;
3. высокая сыпучесть и насыпная масса 650 кг/м³;
4. из-з низкой влажности (10%) пеллеты биологически неактивны, т.е. в течение длительного времени не подвергаются гниению и не утрачивают своих основных свойств;
5. низкая энергоёмкость (5% электроэнергии от энергоёмкости пеллет и до 15-20% тепловой энергии, если используется влажное сырьё);
6. пеллеты не содержат пыль и споры, которые вызывают аллергию у людей;
7. низкая зольность, что позволяет минимизировать процедуры чистки котельного оборудования;
8. является экологически чистым продуктом, при горении которого выбросы в атмосферу минимальны;
9. зольные остатки, образующиеся при сгорании пеллет, можно применять как удобрение в земледелии.

Исходя из данных преимуществ предлагается использовать пораженную гнилью древесину в качестве сырья для производства топливных пеллет.

В топливно-энергетическом балансе Республики Марий Эл около 80 % составляет природный газ; 20 % - каменный уголь, мазут, дрова и торф. При этом месторождения каменного угля непосредственно на территории Республики отсутствуют, что в значительной степени делает ее зависимой от подачи ресурса извне. Согласно Программе газификации 2021–2025 годов, составленной газораспределительной организацией региона (ГРО) — ООО «Газпром газораспределение Йошкар-Ола», предполагается газификация 6 613 домохозяйств в Килемарском, Юринском, Звениговском, Советском и других районах. Газификация частного домовладения достаточно сложный и долгий процесс. С момента подачи заявку до запуска газа может пройти несколько месяцев. Также наличие негазифицированных районов создает определенные трудности для их жителей. Сейчас большая часть жителей для отопления своих домов используют каменный уголь, однако его использование как топлива негативно влияет на экологическую ситуацию и представляет опасность для здоровья людей, так как может вызывать различные респираторные заболевания.

Для решения проблемы газификации предлагается перевести потребителей на более экологически чистые и безопасные источники энергии – пеллеты.

Проведем сравнительный анализ затрат при установке угольного котла ZOTA Тополь М [4] и пеллетного котла Жарсталь Добрыня [5] одинаковой мощности (таблица 3).

Таблица 3

Характеристика котельных агрегатов

	Пеллетный котел	Угольный котел
Тип котла		
Стоимость, руб	59990	52400
Модель	Жарсталь Добрыня	ZOTA Тополь М
На площадь	150 м ²	150 м ²
Вид топлива	Пеллеты	Уголь
Мощность	15 кВт	15 кВт
КПД	75 %	75 %
Тип котла	пеллетный, автоматический	твердотопливный, с ручной загрузкой
Габаритные размеры (В x Ш x Г), мм	810x380x690	870x430x740
Страна	Россия	Россия

Сравнительные характеристики для частного дома площадью 150 м²:

- потребление тепловой энергии: в среднем 10-12 кВт;

- экономические затраты: пеллетный котел Жарсталь Добрыня дороже в покупке, но экономичнее в эксплуатации; стоимость твердотопливного котла ZOTA Тополь М ниже, но требует больше ухода и чистки.

Цена за 1 тонну каменного угля россыпью составляет около 10500 рублей, а 1 тонна пеллет примерно 7000 рублей. При этом он упакован в биг-бэги. На отопление частного дома площадью 150 м² за отопительный сезон будет потрачено около 10 тонн топлива. Таким образом, если произвести расчеты, то при переводе отопления с каменного угля на пеллеты стоимость оборудования окупается за 2 года.

Выводы

1. Пеллеты из пораженной гнилью древесины являются экологически чистым топливом с хорошими показателями зольности (3%) и теплоты сгорания (20,87 МДж/кг).

2. Пеллетный котел дороже в покупке, но экономичнее в эксплуатации; стоимость твердотопливного котла ниже, но требует больше ухода и чистки.

3. Срок окупаемости котельного оборудования при переводе отопления с каменного угля на пеллеты составляет 2 года.

4. Республика Марий Эл по показателям уровня газифицированности региона и площади лесных насаждений является перспективным потребителем пеллет из пораженного гнилью древесного сырья.

Библиографический список

1. Сидорова Е.Н. Обоснование технологии производства топливных пеллет из неликвидной древесины: дис. на соис. уч. ст. канд. техн. наук: 05.21.01: защищена 14.05.2021. – Йошкар-Ола, 2020. – 207 с.

2. Результаты государственного лесопатологического мониторинга Рослесхоз [Электронный ресурс] : реестр лесных участков, на которых действуют очаги вредных организмов, не отнесенных к карантинным объектам, в разрезе субъектов Российской Федерации по состоянию на 01 сентября 2024 г. – Электрон. табл. – Режим доступа: https://rosleshoz.gov.ru/activity/forest_security_and_protection/stat.

3. Обзор санитарного и лесопатологического состояния лесов Российской Федерации за 2023 год. – Пушкино, 2024 г. – 315 с.

4. Официальный сайт завода промышленных котлов «Zota». – https://zota-russia.ru/kotel_otopiteljnij_tverdoplivnij_kombinirovannij_zota_topolj_m_14/

5. Официальный сайт завода промышленных котлов «Жарсталь». – <https://kaminopt.ru/zharstal/>

УДК 621.9

А.А. Степанов, К.В. Строгонов

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Национальный исследовательский университет «МЭИ», 111250, Москва, Красноказарменная, 14, стр. 1

МОДЕЛИРОВАНИЕ УСТРОЙСТВА ДЛЯ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНОГО НАГРЕВА ЛОМА

Целью исследования является разработка численной модели устройства высокотемпературного нагрева лома для повышения эффективности сталеплавильного процесса.

В ходе исследования были поставлены и выполнены следующие задачи

- Разработка 3D модели устройства.
- Предварительные расчёты в Ansys.
- Определение времени нагрева лома.

Разработка модели устройства сушки и высокотемпературного нагрева лома была инициирована на основе уже существующего патента, содержащего описание ключевых технических решений [1]. Это позволило использовать проверенные принципы и создать модель, способную рассчитывать время сушки и нагрева лома, а также определять оптимальный расход топлива.

Нагрев лома, загружаемой в плавильные печи для выплавки стали предполагается осуществлять до температур не выше 600 °С, что позволяет снизить расход энергии на плавку не менее чем на 20% [2]. Помимо устройства решает следующие задачи: снижение потребления электроэнергии во время электродуговой плавки стали, снижается время плавки и расход электродов.

Предварительный подогрев лома исключает попадание воды и снега в электродуговую печь, что исключает микровзрывы, снижающие стойкость футеровки сталеплавильного агрегата.

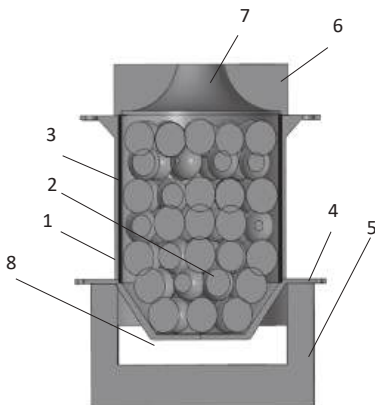


Рис. 1. Расположение элементов устройства

Принцип действия

В устройство (рис. 1), которое имеет корпус 1 загружают шихту 2 также как и в обычную бадью, но при этом шихта располагается внутри футерованной (теплоизолирующей) вставки 3. Затем устройство устанавливается с помощью опорного фланца 4 на стенд 5, сверху устанавливают теплоизолированную крышку 6, в отверстие 7 устанавливают радиационную горелку, для сжигания топлива. Продукты горения проходят сквозь слой шихты, створки днища и удаляются через отверстие 8 с помощью дымососа. Расположение элементов изображено на разрезе устройства.

В ходе 3D моделирования получили устройство следующих размеров, в качестве лома(шихты) использовался цельный шар диаметром 350мм (рис. 2). Устройство в полной сборке изображено на (рис. 3).

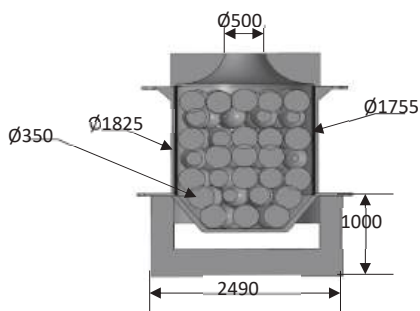


Рис. 2. Основные размеры

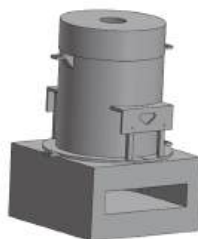


Рис. 3. 3D модель

Для упрощения расчётов была построена еще одна модель (рис. 4), которая состоит из корпуса 1, лома 2, футерованной (теплоизолирующей) вставки 3, потока газа 4.

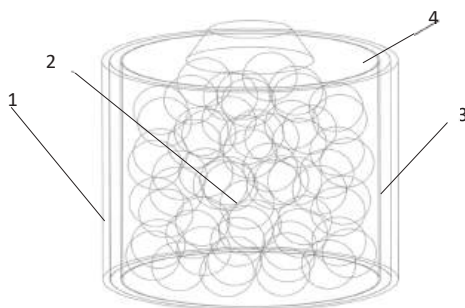


Рис. 4. Упрощенная 3D модель

Моделирование происходило в ПО Ansys. Тепловой поток был заменен потоком горячего газа с соответствующими свойствами. Размер сетки был задан таким образом, что минимальный размер ячейки равен 0,05мм (рис. 5)

Газ:

- температура газа– 1600К
- скорость газа на входе – 1/5м/с

- плотность газа– 1.225 кг/м^3
- теплоемкость газа– $1006.43 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$

Твердые тела:

- плотность стали– 7800 кг/м^3
- теплоемкость стали– $460 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$

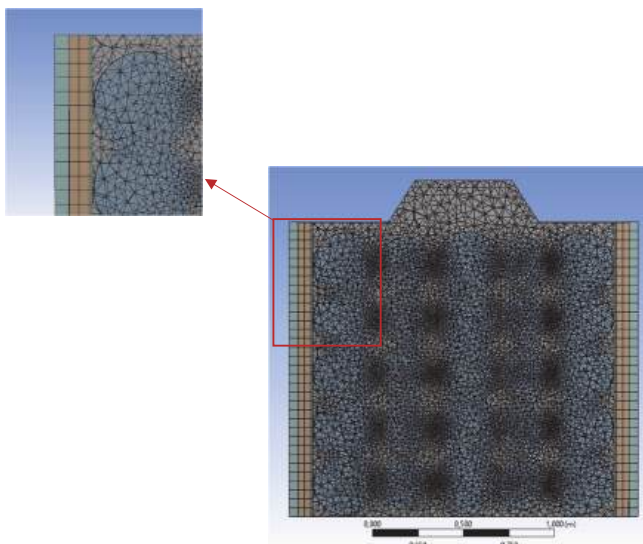


Рис.5. Расчётная сетка

В результате расчета были получены следующие поля температур, при изменении скорости газа на вход устройства (рис. 6, 7).

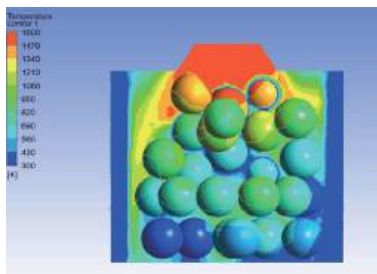


Рис.6. Поле температуры при скорости 1 м/с

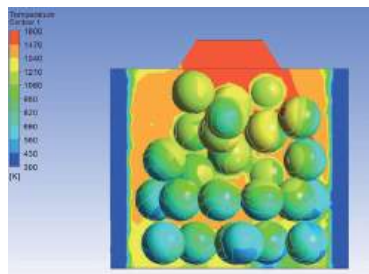


Рис. 7. Поле температуры при скорости 5 м/с

Стоит отметить, что время нагрева во всех случаях было одинаково и равняется 20 мин.

При скорости 1 м/с:

Средняя температура газа внутри устройства – 650 К

Средняя температура лома – 430 К

При скорости 5 м/с:

Средняя температура газа внутри устройства – 1100 К

Средняя температура лома – 800 К

Результаты моделирования показывают, что скорость газа внутри устройства имеет существенное влияние на температуру как самого газа, так и нагреваемого материала. При скорости 1 м/с средняя температура газа составляла 650 К, а при скорости 5 м/с она превысила 1100 К. Это говорит о том, что увеличение скорости газа приводит к более интенсивному тепловому воздействию на горячее изделие. Средняя температура нагреваемого лома также значительно повысилась при увеличении скорости газа. При скорости 1 м/с лом нагревался до 430 К, в то время как при скорости 5 м/с его температура достигала 800 К. Это свидетельствует о более интенсивном тепловом воздействии на поверхность лома при более высоких скоростях газа. Таким образом, увеличение скорости газа влияет на величину и распределение тепловой энергии внутри устройства, что имеет важное значение для эффективного нагрева материала.

Заключение

В результате проведенного моделирования была разработана модель устройства для высокотемпературного нагрева лома. Предлагаемое устройство может быть успешно использовано в промышленности для обработки лома с целью его дальнейшей переработки.

Дальнейшее изучение данной модели и проведение экспериментальных исследований позволит дополнительно оптимизировать ее работу и улучшить характеристики процесса сушки и нагрева материала.

Библиографический список

1. Устройство (бадья-термос) для предварительной сушки и нагрева лома: пат. 182800 Рос. Федерации/ Строгонов К.В., Чаймелов А.А.; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО "НИУ "МЭИ". – № 2018117626; заявл. от 14.05.18; опубл. 03.09.18 Бюл. № 25.
2. Строгонов К.В., Чаймелов А.А. Моделирование высокотемпературного нагрева лома// Вестник МЭИ2019. № 6. С. 58 – 63.

И.И. Супрунов

Липецкий государственный технический университет
398055, Липецк, Московская, 30

ПРИМЕНЕНИЕ АЛГОРИТМА ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОЙ ОБРАБОТКИ ДВИЖУЩЕГОСЯ ПРОТЯЖЕННОГО ОБЪЕКТА В ПРОИЗВОДСТВЕННОЙ ЗАДАЧЕ

Введение

В работах авторов [1]-[6] рассматривается последовательная обработка движущегося протяженного объекта, обрабатываемого неподвижными устройствами. Объект представляется при помощи серии фрагментов (узлов). Математическое описание процессов проводится на основе теории окрестностных систем, для описания изменений свойств объекта во времени с учетом движения в пространстве используются разработанные динамические окрестностные модели. Математическое моделирование сложного производственного процесса, с введением класса динамических окрестностных моделей на основе использования переменных Эйлера для описания процесса обработки движущегося объекта показывает актуальность работы.

Рассмотрим подробнее схему обработки объекта. Среди участков обработки выделены три – два «пассивных» и один «активный». На активном участке находятся неподвижные устройства, оказывающие воздействия на фрагменты объекта по мере его движения. Первоначально объект поступает на первый участок обработки, где изменение его свойств происходит под влиянием внешней среды и внутренних процессов внутри каждого фрагмента объекта, а также влияния соседних узлов слева и справа на текущий фрагмент. Указанный участок является пассивным, что означает изменение состояний фрагментов

объекта без воздействия обрабатывающих устройств, которые отсутствуют на данном участке. Далее находится активная зона, где изменения свойств движущегося протяженного объекта происходит в основном в результате управляющих воздействий, которые оказывают устройства обработки. После идет последняя зона обработки, которая также является пассивной, изменение свойств объекта, как и на первом участке, происходит в результате внутренних детерминированных процессов, без участия обрабатывающих устройств. Общая схема движения объекта через три последовательные зоны представлена на рис. 1. Целью обработки является получение целевого выхода по исходным входным данным.

В статье описывается применение алгоритма последовательной обработки применительно к производственной задаче охлаждения горячекатаной полосы при помощи душирующих установок. Алгоритм отличается использованием разработанной динамической окрестностной модели в переменных Эйлера и позволяет по входным данным достигать целевого выхода при помощи расчета управляющих воздействий.

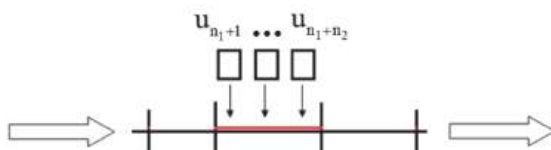


Рис. 1. Общая схема обработки

Применение алгоритма последовательной обработки и анализ результатов

Разработанная модель последовательной обработки была адаптирована для применения в задаче принудительного охлаждения горячекатаной полосы (рис. 2).

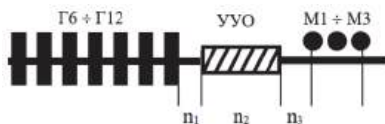


Рис. 2. Фрагмент схемы охлаждения горячекатанной полосы

Первый участок пассивной обработки с количеством узлов n_1 находится после клеток чистовой группы и до устройств укоренного охлаждения, сами устройства ускоренного охлаждения расположены на активном участке обработки с n_2 узлами, после идет участок пассивной обработки с количеством узлов n_3 до устройств смотки.

Для достижения целевого профиля температур на этапе смотки расчеты по задаче проводятся с учетом переменной скорости движения объекта и осуществляются в три этапа:

- 1) производится расчет профиля температур на этапе входа в активную зону на основе исходных входных данных;
- 2) производится расчет профиля температур на этапе выхода из активной зоны на основе желаемого профиля температур на этапе смотки;
- 3) производится расчет управляющих воздействий по каждому из управляющих входов активной зоны для преобразования профиля входа в активную зону в профиль выхода из активной зоны.

Для расчетов по алгоритму составлена модель, содержащая 100 узлов на полосу, где один узел приблизительно соответствует 10 метрам длины полосы. Активная зона с охлаждающими устройствами содержит 10 управляющих узлов, по 8 полусекций устройств ускоренного охлаждения на один узел, при этом охлаждающая способность учитывалась в зависимости от скорости полосы.

На основе входных данных, представленных температурой на этапе конца проката, а также желаемой средней температуры на выходе

получен итоговый расчет режима работы душирующих установок в каждый момент времени t и профиль температур на этапе смотки.

По результатам имитационного моделирования были построены график количества задействованных устройств ускоренного охлаждения (УУО) в моменты времени t и график температурного профиля на этапе смотки. Данные графики представлены кривыми красного цвета и отмечены цифрами «2» на рис. 3 и рис. 4 соответственно. Для сравнения на рис. 3 и рис. 4 по перечисленным показателям приводятся реальные данные из открытых источников, они представлены кривыми синего цвета и отмечены цифрами «1».

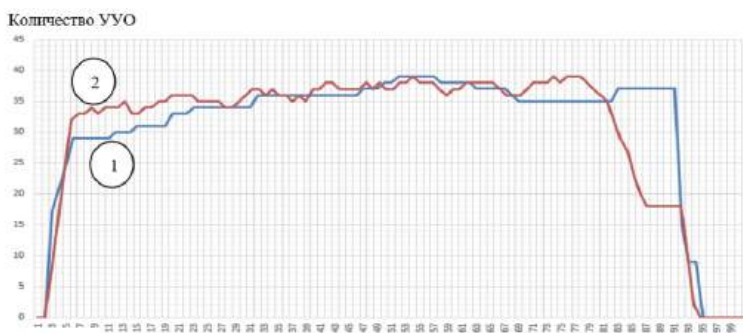


Рис. 3. Реальные и имитационные данные по работе устройств ускоренного охлаждения

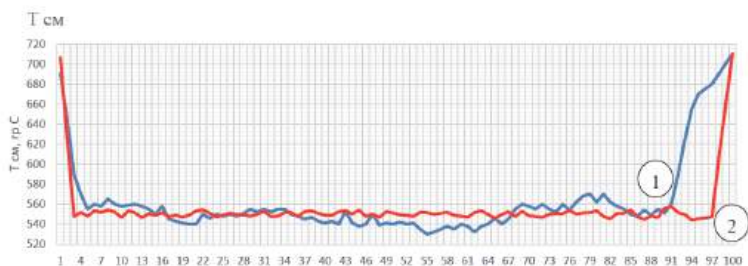


Рис. 4. Реальные и имитационные данные по температуре на этапе смотки

Целью является достижение равномерного профиля температур на выходе, при сравнении кривых «1» и «2» на рис. 3 и рис. 4 наблюдается сопоставимость результатов и получение по алгоритму более равномерного температурного профиля на этапе смотки (рис. 4). Для достижения равномерного профиля температур необходимо более частое переключение режимов работы управляющих устройств, что можно наблюдать по пикам на рис. 3 для кривой «2», полученной в результате работы алгоритма.

Полученный по алгоритму набор температур на этапе смотки имеет среднюю температуру вблизи $550\text{ }^{\circ}\text{C}$, что соответствует реальным данным, а также малое среднеквадратическое отклонение вблизи $3\text{ }^{\circ}\text{C}$. Это в 3-4 раза меньше, чем для реальных данных, что показывает малый разброс величин и получение равномерного профиля температур по сравнению с данными из открытых источников.

Заключение

1. Построена адаптация разработанной модели для применения в задаче охлаждения горячекатаной полосы.

2. Представлены результаты работы алгоритма с расчетами количества устройств ускоренного охлаждения и температуры смотки. Алгоритм позволяет по входному профилю температур конца прокатки получить целевой выход в виде профиля температур на смотке с учетом режима работы управляющих воздействий.

3. Целевой профиль температур на смотке, полученный в результате расчетов, является равномерным, с малым среднеквадратическим отклонением в сравнении с данными из открытых источников.

В ходе исследования ставилась задача получения равномерного температурного профиля на этапе смотки, однако, согласно

разработанному алгоритму, можно получить любой заранее заданный профиль на выходе.

Библиографический список

1. Мишачев Н.М., Шмырин А.М., Супрунов И.И. Окрестностные структуры для модели конвейерной обработки протяженного объекта – Текст : непосредственный // Вестник Липецкого государственного технического университета. – 2020. – № 1(42). – С. 22-27.

2. Mishachev N. M., Shmyrin A. M., Suprunov I.I. Simulation of sequential processing of a moving extended object – Text : immediate // International Transaction Journal of Engineering, Management and Applied Sciences and Technologies. – 2020. – Vol. 11. – No 7. – P. 1-8.

3. Шмырин А.М., Мишачев Н.М., Супрунов И.И. Окрестностное моделирование конвейерной обработки стохастического потока данных – Текст : непосредственный // Системы управления и информационные технологии. – 2021. – № 2(84). – С. 19-22.

4. Mishachev N., Shmyrin A., Suprunov I. Generating Schedule in Linear Additive Neighborhood Model – Text : immediate // Proceedings – 2021 3rd International Conference on Control Systems, Mathematical Modeling, Automation and Energy Efficiency, SUMMA 2021 (3). – P. 15-18.

5. Мишачев Н.М., Шмырин А.М., Супрунов И.И. Прямая и обратная задачи для пассивных зон конвейерной обработки протяженного объекта – Текст : непосредственный // Вестник Воронежского государственного технического университета. – 2022. – Т. 18. – № 5. – С. 78-84.

6. Супрунов И.И., Шмырин А.М., Мишачев Н.М. Математическая модель и алгоритмы последовательной обработки движущегося протяженного объекта – Текст : непосредственный // Системы управления и информационные технологии. – 2023. – № 1(91). – С. 16-22.

УДК 621.311.22

М.С. Устюгов, П.Н. Анисимов

Поволжский государственный технологический университет,
424000, Йошкар-Ола, пл. Ленина, 3

АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЦИКЛА АЛЛАМА В СРАВНЕНИИ ТРАДИЦИОННЫМИ ЦИКЛАМИ ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

В настоящее время самая высокая эффективность производства энергии на тепловых электростанциях при комбинированной выработке электрической и тепловой энергии в парогазовых циклах. Современные ПГУ ТЭЦ работают на пределах своей эффективности. Дальнейшее увеличение КПД циклов связано с увеличением температуры и давления рабочего тела и ограничено конструктивными возможностями применяемых материалов. Существует мнение, что повышение эффективности использования топлива, а также снижение выбросов в окружающую среду загрязняющих веществ возможно путем преобразования тепловых электростанций в энерготехнологические и энергохимические заводы. Такие комплексы будут совмещать в себе производство электрической и тепловой энергии для внешних потребителей, а также производство другой товарной продукции, газов, полимеров и других химических соединений. К практическому воплощению подобных энергокомплексов уже приступили при реализации цикла Аллама, в котором углекислый газ из продуктов сгорания можно использовать повторно, либо захоронять на большой глубине под высоким давлением.

Основное преимущество тепловых электростанций с улавливанием углекислого газа из продуктов сгорания заключается в снижении выбросов парниковых газов. Представляет интерес анализ

параметров эффективности данных циклов в сравнении традиционными циклами ТЭС. В статье приведены результаты термодинамического анализа цикла Аллама при характерных параметрах рабочего тела, выбранных на основе опубликованных данных. При определении КПД цикла учтены затраты на работу компрессора и воздуходелительной установки. Предварительный анализ показывает, что эффективный КПД цикла находится на уровне и незначительно превышает КПД современных конденсационных тепловых электрических станций.

Рассмотрим основные факторы, обеспечивающие высокие показатели цикла Аллама:

1. Сверхкритическое состояние CO_2 : в данном цикле CO_2 под воздействием высокого давления порядка 300 bar и температуры не более 1400 K переходит из газообразного состояния в сверхкритический флюид, который одновременно несет в себе свойства жидкости и газа. Это позволяет более эффективно преобразовывать тепловую энергию в механическую работу, а также снижает объем оборудования, необходимого для достижения заданной мощности.

2. Отсутствие воздуха в процессе сгорания: в цикле Аллама применяется чистый кислород. Благодаря этому на выходе из камеры сгорания, образуется чистая углекислота с парами воды. Это исключает образование NO_x (оксидов азота), так как азот отсутствует в системе. Кроме того, такой подход позволяет избежать разбавления продуктов сгорания азотом, что увеличивает концентрацию CO_2 и упрощает его улавливание.

3. Интеграция процесса захвата CO: цикл Аллама предусматривает встроенный процесс улавливания CO_2 после сгорания. Поскольку продукты сгорания состоят почти исключительно из воды и CO_2 ,

отделение углекислого газа становится относительно простым процессом. Уловленный CO_2 может быть захоронен или использован в качестве сырья для производства: карбамида, углеродного волокна и нанотрубок, бетона, пластика, синтетического топлива, например, метанола.

К недостаткам можно отнести: высокие значения давления и температуры, что требует сложных инженерных решений и материалов, способных выдерживать такие условия[2].

Циклы Аллама разрабатываются и тестируются для применения в энергетике, химической промышленности и других отраслях, где требуется эффективное использование природных ресурсов с минимальным воздействием на окружающую среду.

Выполним расчет термического КПД цикла Аллама.

Предположим, что мы имеем следующие параметры системы:

- Давление CO_2 на входе в турбину: $P_1=300 \text{ bar}$
- Давление смеси газов на выходе из турбины: $P_2=30 \text{ bar}$
- Температура CO_2 на входе в камеру сгорания: $T_0=990 \text{ K}$
- Температура смеси газов после сгорания на входе в турбину: $T_1=1323 \text{ K}$
- Температура смеси газов после турбины: $T_2=1000 \text{ K}$
- Температура смеси на входе в компрессор $T_3=333 \text{ K}$
- Температура смеси на выходе из компрессора: $T_4=540 \text{ K}$ [3]
- Внутренний относительный КПД CO_2 -турбины $\eta^{CO_2}_{oi} = 0,89$
- Внутренний относительный КПД камеры сгорания: $\eta_{кс} = 0,99$
- Внутренний относительный электромеханический КПД: $\eta_{эм} = 0,99$ [4]

Рассчитаем работу, которую совершает турбина. Энтальпия на входе в турбину $h_1 = 1382,4 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$, а на выходе $h_2 = 971,9 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$.

Используем формулу (1):

$$l_t = h_1 - h_2 \quad (1)$$
$$l_t = 1382,4 - 971,9 = 410,5 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Определим работу компрессора. Энтальпия на входе в компрессор $h_3 = 442,8 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$, а на выходе $h_4 = 243,9 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$. Аналогично используем формулу определения работы сжатия (2):

$$l_k = h_3 - h_4 \quad (2)$$
$$l_k = 442,8 - 242,9 = 199,9 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Полезная работа цикла определяется по формуле (3):

$$l = l_t - l_k \quad (3)$$
$$l = 410,5 - 199,9 = 210,6 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Определим подводимую к рабочему телу цикла тепловую энергию от внешнего источника, в данном случае.

Энтальпия поступающего в камеру сгорания $\text{CO}_2 h_{\text{ВХ}} = 1544,4 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$, на выходе из камеры сгорания $h_{\text{ВЫХ}} = 1950,3 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$. Расчет подвода тепловой энергии в цикл осуществляем по формуле (4):

$$q_1 = h_{\text{ВЫХ}} - h_{\text{ВХ}} \quad (4)$$
$$q_1 = 1950,3 - 1544,4 = 405,9 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Расчет термического КПД действительного цикла по формуле (5):

$$\eta_t = \frac{l}{q_1} * 100\% \quad (5)$$
$$\eta_t = \frac{210,6}{405,9} * 100\% = 51,9\%$$

Определение секундного расхода условного топлива через установку по формуле (6):

$$B = \frac{N}{29,3 * \eta_{\text{э}}} \frac{\text{кг}}{\text{с}}, \quad (6)$$

где N – электрическая мощность установки, которую определяем по рисунку 1, на котором изображена зависимость воздухоподогревательной установки (ВРУ) от давления P_1 и внутреннего относительного КПД CO_2 -турбины. $N=19,25$ МВт;

29,3 МДж/кг – низшая теплота сгорания условного топлива;

$\eta_э$ – КПД выработки электроэнергии, который определяется выражением (7):

$$\eta_э = \eta_t * \eta_{oi}^{CO_2} * \eta_{КС} * \eta_{ЭМ} \quad (7)$$

$$\eta_э = 0,519 * 0,89 * 0,99 * 0,99 = 0,45$$

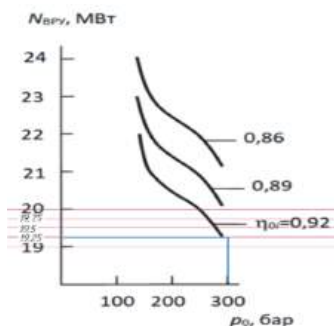


Рис. 1. Зависимость мощности ВРУ от начального давления [4]

Теперь подставим значения в формулу (6):

$$B = \frac{19,25}{29,3 * 0,45} = 1,46 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Определим мощность ВРУ по формуле (8):

$$N_{ВРУ} = 3,6 * B * V_{O_2} * k_{уд} * k_{зап} \quad (8)$$

где 3,6 – переводной размерный коэффициент;

V_{O_2} – стехиометрический расход кислорода при сжигании метана;

$k_{уд}$ – удельный расход электроэнергии на производство кислорода;

$k_{зап}$ – коэффициент запаса мощности.

$$N_{ВРУ} = 3,6 * 1,46 * 1,63 * 0,56 * 1,1 = 5,3 \text{ МВт}$$

Определим расход рабочего тела через турбину по формуле (9):

$$G_t = \frac{N}{l} \quad (9)$$
$$G_t = \frac{19,25 * 10^6}{210,6 * 10^3} = 91,4 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Определим удельный расход энергии на выработку O_2 , отнесенный к 1 кг рабочего тела (CO_2) по формуле (10):

$$l_{уд} = \frac{N_{БРУ}}{G_t} \quad (10)$$
$$l_{уд O_2} = \frac{5,3 * 10^3}{91,4} = 57,99 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Определим удельную полезную работу цикла с учетом затрат энергии на выработку O_2 по формуле (11):

$$l_{O_2} = l - l_{уд O_2} \quad (11)$$
$$l_{O_2} = 210,6 - 57,99 = 152,6$$

Определим КПД цикла с учетом затрат на выработку O_2 по формуле (12):

$$\eta_{O_2} = \frac{l_{O_2}}{q_1} * 100\% \quad (12)$$
$$\eta_{O_2} = \frac{152,6}{405,9} * 100\% = 37,6\%$$

Определим эффективный КПД по формуле (13):

$$\eta_{эф} = \eta_{O_2} * \eta_{КС} * \eta_{ЭМ} * 100\% \quad (13)$$
$$\eta_{эф} = 0,376 * 0,99 * 0,99 * 100\% = 36,9\%$$

Выводы

Таким образом, результаты проведенного исследования показывают, что эффективный КПД цикла Аллама с учетом затрат на выработку O_2 находится на уровне 36,9 %, что немного превышает КПД конденсационных электростанций и ниже КПД парогазовых установок.

Цикл Аллама предлагает значительные улучшения по сравнению с современными конденсационными тепловыми электрическими станциями, включая повышенную эффективность, снижение выбросов парниковых газов и упрощённое улавливание CO_2 .

Цикл Аллама потенциально позволит превратить тепловую электростанцию в энергохимическое производство не только экологически чистой электроэнергии, а также синтетического топлива или химических веществ на базе отработанного CO_2 .

Заключение

Максимально преимущества цикла Аллама проявляются только в случае утилизации CO_2 из продуктов сгорания без выбросов его в атмосферу. Однако это потребует дополнительных затрат и приведет к снижению эффективности выработки энергии. Дальнейшим исследованием в данном направлении может быть сравнение эффективности энергоустановки цикла Аллама в комплексе с системой утилизации CO_2 по сравнению с энергоустановкой, работающей по комбинированному циклу ПГУ с системой утилизации CO_2 . Также интерес представляет сравнение с другими циклами с улавливанием диоксида углерода, например, с циклом бескомпрессорной парогазовой установки с внутрицикловым улавливанием CO_2 в жидкой фазе.

Библиографический список

1. Demonstration of the Allam Cycle: An update on the development status of a high efficiency supercritical carbon dioxide power process employing full carbon capture / Rodney Allam, Scott Martin, Brock Forrest, et al. – Direct text // Energy Procedia : 13th International Conference on Greenhouse Gas Control Technologies. - Lausanne, Switzerland, 14-18 November 2016. - P. 5948-5966.

2. Adaptation of gas turbines to oxygen-fuel power plants with zero emissions / Roger E. Anderson, Scott MacAdam, Fermin Viteri. – Direct text // Proceedings of ASME Turbo Expo 2008 : Power for Land, Sea and Air GT 2008. – Berlin, Germany, 9-13 June 2008. – P. 435-447.

3. Эксергетический анализ новых термодинамических циклов с улавливанием диоксида углерода / А.С. Косой, А.А. Косой, О.С. Попель [и др.]. – Текст : непосредственный // Теплоэнергетика. – 2023. – Т. 22, №7. – С. 29-50.

4. Щинников П.А. Влияние термодинамических параметров на мощность воздухоразделительной установки в цикле Аллама / П.А. Щинников, Е.М. Корепанова. – Текст : непосредственный // Известия высших учебных заведений. ПРОБЛЕМЫ ЭНЕРГЕТИКИ. - 2023. - Т. 25. № 1. - С. 74-81.

УДК 697.347

К.А. Чигвинцев, М.А. Лемешко, Е.Г. Неупоренко

Магнитогорский государственный технический университет

им. Г.И. Носова, Россия, г. Магнитогорск

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООВОГО СОСТОЯНИЯ ПРУДА-ОХЛАДИТЕЛЯ ПРОМЫШЛЕННОГО ПРЕДПРИЯТИЯ

Пруд-охладитель имеет важное значение для поддержания оптимальных температурных режимов воды, необходимых для технологических процессов металлургического завода. Пруд охлаждает воду, которая, в свою очередь, используется для охлаждения технологического оборудования, в том числе конденсаторов. Охлажденная вода после прохождения через систему направляется к технологическому оборудованию, где используется для эффективного охлаждения конденсаторов и поддержания требуемых температурных режимов в производственных процессах [1].

Однако сталкиваясь с вызовами тепловых выбросов, особенно в летний период, становится критически важным рассмотреть технические характеристики этого объекта с акцентом на охлаждение конденсаторов.

Геометрия пруда-охладителя представляет собой сложную систему, спроектированную с учетом гидродинамических и термодинамических особенностей [2]. Она оптимизирована для обеспечения эффективного перемешивания воды и максимального охлаждения. С учетом технологических требований и особенностей гидротехнического комплекса, геометрия резервуара обеспечивает эффективное охлаждение воды, необходимое для поддержания оптимальных температур в системе [3].

Актуальность исследования проблемы связана с необходимостью повышения энергоэффективности и экономичности промышлен-

ного водоохлаждающего оборудования, особенно на крупных предприятиях, таких как ПАО «ММК». Высокие температуры воды в южной части пруда-охладителя снижают его эффективность и создают дополнительную нагрузку на систему охлаждения. Это может привести к снижению производительности, увеличению затрат и ускоренному износу оборудования.

Экологические аспекты: высокая температура стоков, выпускаемых из пруда-охладителя, может негативно сказываться на экосистеме Магнитогорского водохранилища [4]. Вода с повышенной температурой может изменять температурный режим в прилегающих водных экосистемах, воздействуя на рыбные ресурсы и общую экологическую устойчивость.

№ верт.	Глуб., м	Температура на горизонте, град С																			
		пов.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10									
0	2.2	16.8	16.8	16.7	16.7																
1	2.8	30.8	30.7	30.5	30.1																
2	2.7	29.2	29.2	29.2	29																
3	3.9	29.5	29.5	29.3	27.4	26.6															
4	3.8	28.4	28.3	26.4	26	25.9															
5	5.6	27.8	27.8	26.7	26.2	25.9	25.8	25.7													
6	5.9	26.8	26.7	26.7	26.6	26.5	26.5	26.4													
7	5	26.6	26.6	26.5	26.4	25.8	25.6														
8	3.4	26.5	26.4	26.3	26.2	26															
9	4.9	26.3	26.3	26.3	26.1	25.6	25.4														
10	2.5	26.3	26.2	26.2	26.1																
11	5	26.2	26.2	26.1	26.1	25.9	25.5														
12	7.3	26.1	25.8	25.8	25.8	25.8	25.8	25.8	25.8	25.8	25.7										
13	5.4	26.6	26.6	26.5	25.8	25.4	25.2	25.2													
14	5.8	30.5	25.8	25.6	25.5	25.4	25.4	25.4													
15	5.2	26	26	25.9	25.4	25.2	24.7	24.6													
16	6.2	26.1	26.1	25.8	25.4	25.2	24.8	24.7	24.6												
17	5.3	26.2	26.2	25.8	25.4	25.2	24.9	24.7													
18	6	30.8	26.1	25.9	25.7	25.7	25.6	25.6													
19	4.7	27.2	27	26.6	26.2	26	25.9														
20	5.7	27.5	27.1	26.6	26	25.7	25.7	25.6													
21	6.6	27.8	27.8	27.7	27.5	27.3	27.2	27.2	27.2												
22	4.2	27.8	27.8	27.7	27.2	26.3	26.3														
23	6.7	27.8	27.8	27.7	27	26.4	26.3	26.3	26.3												
24	6.4	27.8	27.8	27.6	26.8	26.5	26.4	26.4	26.3												
25	6.1	28.4	28.4	28.2	26.9	26.5	26.5	26.4													
26	6.2	29.1	29.1	28.7	27.8	27.6	27.5	27.1	27												
27	6.5	29	28.9	28.7	28.7	28.6	28.6	28.6	28.6												
28	6.1	28.9	28.9	28.7	28.6	28	27.8	27.6													
29	2.2	29.5	29.4	29.3	29.2																
30	6	27.8	24.8	24.1	23.9	23.7	23.2	22.2													

Рис. 1. Данные по температуре пруда охладителя

На рис. 1 приведены результаты измерения температуры воды по акватории и глубине резервуара-охладителя ПАО «ММК» 13 августа 2020 года. Всего для замеров использовалось 68 точек.

В рамках исследования и оптимизации резервуара-охладителя была разработана 3D-модель в AutoCAD с учетом геометрических и гидродинамических характеристик.

Для построения моделей использовались данные, полученные при измерении температур в летний период. При моделировании учитывались параметры теплового баланса, такие как излучение от солнца, скорость и охлаждение за счет окружающей среды, охлаждение за счет потери теплоты в грунт и другие входные параметры для г.Магнитогорска. Уравнения, описывающие эти процессы, встроены в COMSOL, где были заданы физические условия движения жидкости и теплообмена. Для удобства расчета в программе COMSOL Multiphysics участки пруда были разделены.

Модель включает в себя геометрию пруда-охладителя: модель точно воссоздает форму и размеры резервуара [5], а также учитывает особенности насыпей. Геометрические параметры важны для понимания воздействия стоков и тепловых выбросов внутри резервуара [6].

3D-модель разрабатывалась для более глубокого анализа тепловых потоков в резервуаре-охладителе. Эта модель включает в себя изучение влияния стоков, тепловых выбросов и их распределение в водной среде. Модель позволяет провести виртуальные тесты различных форм и характеристик резервуара с целью выявления оптимальных параметров для улучшения температурного режима. Разработка 3D-модели позволяет визуально представить потенциальные решения для оптимизации пруда-охладителя, например, включать в себя

изменение формы, добавление насыпей, а также внедрение холодильных установок.

Расчет по течению жидкости и изменению геометрии для оптимизации был произведен в программе COMSOL Multiphysics, в программе были проведены расчеты, которые позволили получить геометрические параметры объекта. На основании этих данных была смоделирована текущая ситуация, а также предложены несколько вариантов усовершенствования пруда путем изменения рельефа и строительства дополнительных насыпей. Модель была доработана в разделе геометрии по точным глубинам и общей геометрии пруда, что обеспечило более высокую точность расчетов и реалистичность представленных вариантов.

В результате расчетов была получена модель, параметры которой соответствуют реальным условиям эксплуатации пруда-охладителя (рис. 2). Проведенные тесты и сравнение с фактическими измерениями показали, что модель адекватна и надежно воспроизводит температурные и гидродинамические характеристики пруда.

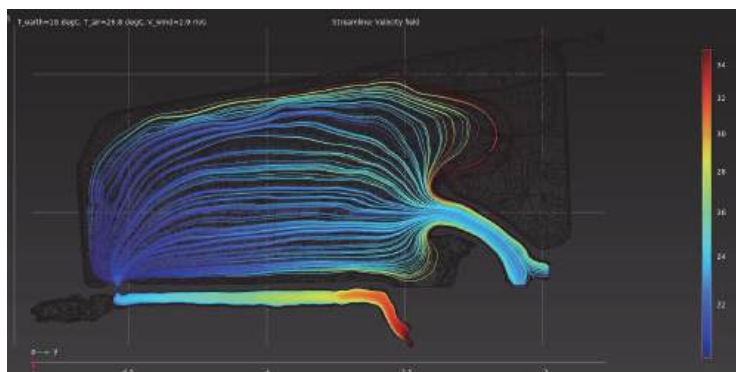


Рис. 2. 3D модель COMSOL Multiphysics, показывающая тепловые потоки при стандартной геометрии

Для улучшения теплового состояния пруда-охладителя были разработаны и протестированы несколько моделей с различными типами насыпей и углублений. Эти модели были созданы для определения наиболее эффективных конфигураций, способствующих улучшению процессов перемешивания воды, снижению локальных перегревов и повышению общей эффективности системы охлаждения. В качестве основных критериев оценки использовались температурные профили, распределение тепла и гидродинамические характеристики пруда.

Целью данного этапа исследования было выявление оптимальных конструктивных решений, которые позволят минимизировать тепловые аномалии, улучшить охлаждение воды. В результате анализа была предложена модель, представленная на рис. 3, которая является наиболее экономичной для реализации.

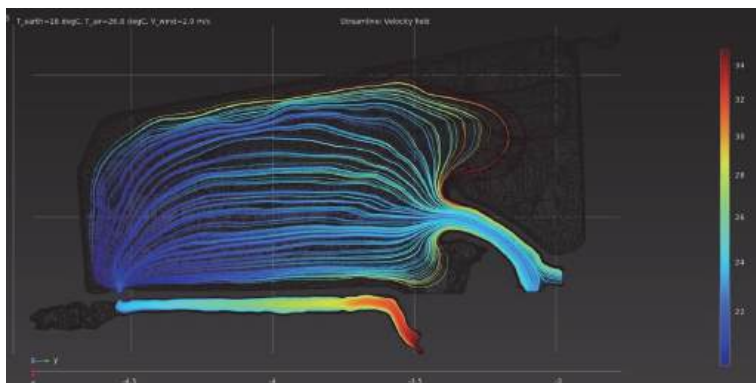


Рис. 3. 3D модель COMSOL Multiphysics, показывающая тепловые потоки при углублении у места забора воды

Для улучшения охлаждения пруда-охладителя было предложено увеличить путь движения воды путем создания дополнительных сооружений – насыпей. Рассмотрены по три типа моделей с поперечными

и продольными насыпями. Решения зависят от длины насыпей, которые влияют на экономичность и конечную температуру. Для рис. 4 длина продольных насыпей составляет 6527 метров, значение температуры воды в точке забора 22 °С. Для рис. 5 длина поперечных насыпей равна 4327 метров, а температура воды в точке забора составляет 23-24 °С.

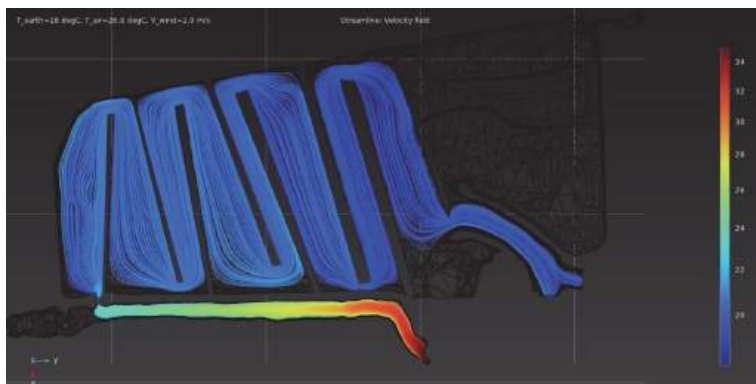


Рис. 4. 3D модель COMSOL Multiphysics, показывающая тепловые потоки при добавлении продольных насыпей

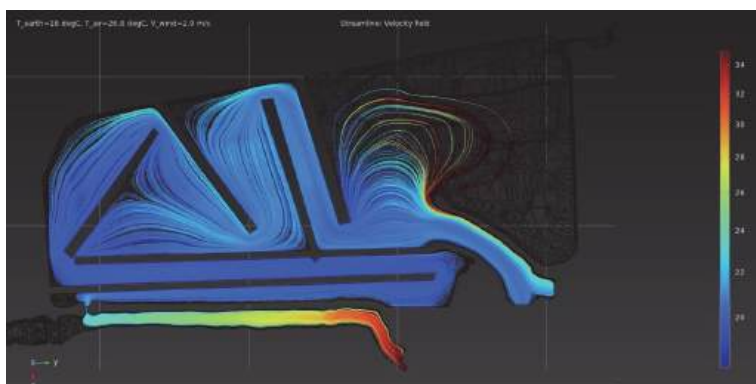


Рис. 5. 3D модель COMSOL Multiphysics, показывающая тепловые потоки при добавлении поперечных насыпей

Исходя из построенных моделей, можно составить итоговый график (рис. 6) среднемесячной температуры по месяцам периода с апреля по сентябрь, что позволит оценить эффективность различных вариантов и выбрать оптимальное решение для улучшения теплового состояния пруда-охладителя.

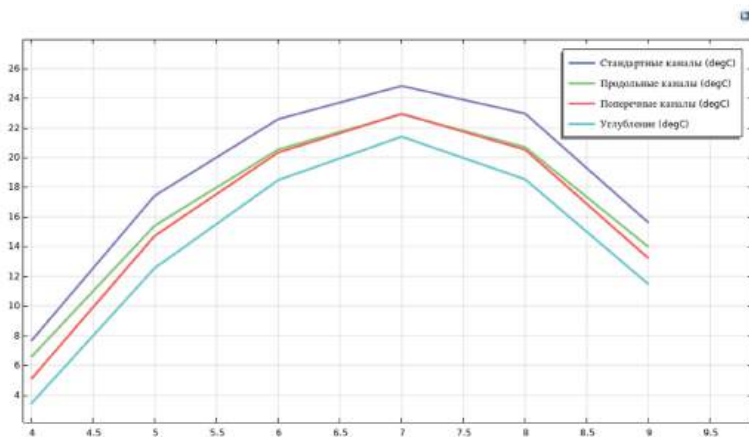


Рис. 6. График среднемесячной температуры при разных геометриях

Заключение

Оптимизация резервуара-охладителя – важный шаг в обеспечении устойчивости производства. Решение проблемы высоких температур воды не только повысит эффективность охлаждения оборудования, но и снизит негативное воздействие на природную среду.

Библиографический список

1. Разработка и обоснование схемы движения водных потоков в Магнитогорском водохранилище, исследование уровня загрязнения его марганцем, выявление причин и обоснование с учетом повторно-последовательного использования водных ресурсов и влияния

метеорологических и климатических факторов: Отчет о НИР / А.П. Лепихин, Ю.С. Ляхин и др. – Пермь: Камский филиал ФГУП «РосНИИВХ», 2013. – 55 с.

2. Техничко-экономическое обоснование водоснабжения Свердловской, Челябинской, Тюменской и Курганской областей. – М.: Союзгипроводхоз, 1983. - 135 с.

3. Проведение гидрохимических и гидродинамических изысканий с целью обоснования повторно-последовательного использования воды в существующих условиях : Отчет о НИР / Ю.С. Ляхин, А.П. Лепихин и др. – Пермь: Западно-Уральский институт водных и экологических проблем, 2017. – 27 с.

4. ОАО «ММК». ЦВС. Реконструкция системы оборотного водоснабжения ОАО «ММК» с расширением резервуара-охладителя // Проектная документация. – АО «Магнитогорский Гипромез», Магнитогорск, 2016.

5. СП-11-104-97 Инженерно-геодезические изыскания для строительства. Часть III. Инженерно-гидрографические работы при инженерных изысканиях для строительства. - М.: Госстрой России, 2004.

6. Минибаева, А.Р. Установки для перемешивания циркуляционных вод ТЭС и АЭС в прудах-охладителях / А.Р. Минибаева, А.С. Виноградов, Э.М. Гизатуллин. – Текст : непосредственный // КГЭУ. – Казань, 2019. Том 2. – С. 45-48.

СПОСОБ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ РЕЛЕЙНОЙ ЗАЩИТЫ

Реализация плана мероприятий Национальной технологической инициативы по рынку «Энерджинет» предусматривает внедрение комплексных систем и сервисов интеллектуальной энергетики [1]. Планируется переход электроэнергетики на новый технологический базис, в том числе за счет широкого применения активно-адаптивных сетей. В электротехнические комплексы происходит быстрое внедрение цифровых технологий, среди которых можно выделить: интернет вещей, 3D-моделирование, прогнозирование на основе анализа «больших данных», нейросети, облачные и туманные вычисления, виртуальная и дополненная реальность, машинное обучение, компьютерная имитация на основе цифровых двойников, интеллектуальные датчики, роботизация производства, аддитивные технологии [2]. Для решения поставленных задач представляется актуальным совершенствование принципов и методов построения устройств релейной защиты и автоматики (РЗА).

В процессе модернизации устройств РЗА был осуществлен переход от электромеханических реле [3] к полупроводниковым элементам [4, 5], а затем к микропроцессорным терминалам, содержащим цифровые модели электрических сетей [4–7], что позволило объединить в одном устройстве и расширить функции релейной защиты, автоматики и измерения [8–12]. Причинами отказов микропроцессорных защит могут быть воздействия перенапряжений, вероятностные сбои памяти,

программного обеспечения, неисправности источника питания и др. [7], что обязывает уделять особое внимание вопросам электромагнитной совместимости и контроля систем заземления [13]. Следует отметить, что указанные терминалы также уязвимы для кибератак [7, 14]. Порядка 25–28% системных аварий, а также половина из 50–70% переходов аварийных режимов в стадию тяжелых повреждений возникают по причине отказов средств РЗИА. При переходе к микропроцессорным терминалам возросло число неправильных действий защиты по причине «человеческого фактора». Так процент отказов, вызванный ошибочными действиями персонала по выбору уставок и настройке элементной базы, увеличился практически в 6 раз, а отказов из-за ошибок при испытаниях и эксплуатации РЗИА возрос в 4 раза [7].

Требования [15] нормируют выбор РЗИА электрических сетей и систем:

- определение типа защиты объекта электротехнического комплекса в соответствии с рекомендациями [15];
- выбор элементной базы и вторичных измерительных преобразователей тока и напряжения;
- расчет уставок в соответствии с методиками, изложенными в руководящих документах микропроцессорных терминалов, например [8–12];
- обеспечение селективности действия релейной защиты и при условии согласования с устройствами автоматики; контроль и актуализация уставок.

Устоявшиеся математические принципы не позволяют РЗИА идентифицировать электрические режимы и адаптироваться к их изменениям. Критериями построения интеллектуальной релейной защиты (ИРЗ) являются [16]:

- степень адаптации алгоритмов к изменению режимов работы электрических сетей;
- применение сетевых технологий, обеспечивающих синхронизацию передаваемой информации в режиме реального времени;
- внедрение стандарта МЭК 61850;
- использование современных методов обработки сигналов.

Интересные технические решения частных задач предложены в работах авторов [17-25]. Для повышения эффективности, автономности, функциональности и адаптивности устройств РЗА объектов электроэнергетики требуется создание и внедрение новых фундаментальных подходов.

Цель работы состоит в повышении эффективности, автономности и функциональности средств релейной защиты электротехнических комплексов.

Разработанный способ реализации ИРЗ предполагает следующие этапы:

- анализ и контроль топологии электротехнического комплекса на основе информации, получаемой от измерительной части;
- выбор типа и параметров ИРЗ на основании модели (схемы замещения) электротехнического комплекса с учетом требований [15];
- контроль режимов электротехнического комплекса;
- корректирование параметров защиты;
- реагирование на недопустимые изменения режимов в соответствии с выбранными уставками.

Алгоритм реализации предлагаемого способа показан на рис. 1. Измерительная функциональная часть ИРЗ включает: датчики тока, датчики напряжения, в том числе нулевой последовательности (или измерительные трансформаторы тока и напряжения); датчики

элементов, содержащие их цифровые паспорта с номинальными параметрами и электротехнической моделью (схемой замещения), а также цифровые анализаторы режимов. Передачи информации между терминалами ИРЗ выполняется с помощью облачных технологий, а также технологии wi-fi (рис. 2) с обеспечением резервирования. Цифровая модель учитывает возможные топологии объекта защиты. Цифровой анализатор режимов приемников электроэнергии решает задачу прогнозирования нагрузочных параметров электротехнического комплекса и выполнен с помощью нейросетевых технологий. В [26] описан принцип действия ИРЗ на примере токовой отсечки распределительного пункта.

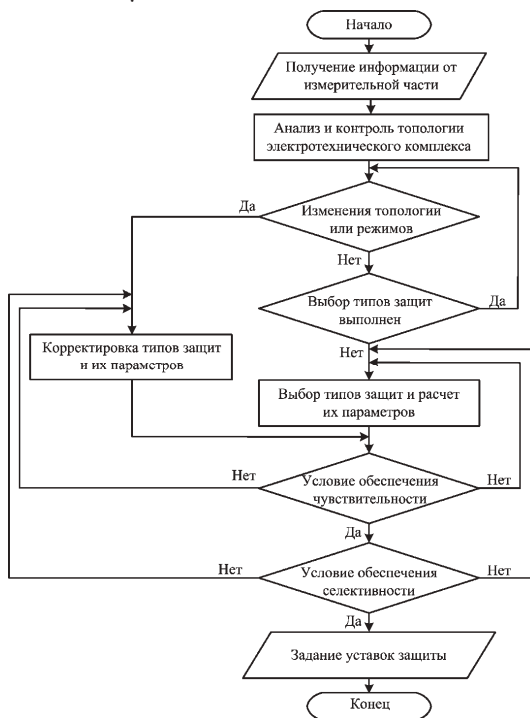


Рис. 1. Блок-схема алгоритма функционирования ИРЗ



Рис. 2. Схема замещения для описания вида взаимной связи устройств релейной защиты через облако: Q1, Q2 – автоматические выключатели

Качество функционирования устройств релейной защиты K оценивается по формуле [6]

$$K = \frac{N_{п.с}}{N_{п.с} + N_{и.с} + N_{л.с} + N_{о.с}} 100\%, \quad (2)$$

где $N_{п.с}$ – число правильных срабатываний; $N_{и.с}$ – число излишних срабатываний; $N_{л.с}$ – число ложных срабатываний; $N_{о.с}$ – число отказов срабатываний.

Реализация разработанного способа исполнения ИРЗ в перспективе позволит снизить параметры $N_{и.с}$, $N_{л.с}$, $N_{о.с}$, вызванные воздействием «человеческого фактора» и уменьшить число ложных действий защиты.

Заключение

Разработанный способ реализации адаптивной ИРЗ основан на применении в измерительной части датчиков тока, напряжения, датчиков, содержащих цифровые анализаторы режимов, цифровые паспорта элементов электротехнических комплексов и обеспечивает более высокий уровень функциональности и автономности релейной защиты, а также уменьшение количества излишних, ложных срабатываний и отказов срабатывания по причине ошибок оперативного персонала.

Библиографический список

1. Национальная технологическая инициатива. Энерджинет. URL: <http://www.nti2035.ru/markets/energynet> (дата обращения: 20.09.2024)
2. Распоряжение Правительства РФ от 09.06.2020 №1523-р (ред. от 28.02.2024) «Об утверждении Энергетической стратегии Российской Федерации на период до 2035 года».
3. Чернобровов Н.В. Релейная защита: учеб. пособие для техникумов. Изд. 4-е, перераб. и доп. М.: Энергия, 1971.
4. Андреев В.А. Релейная защита и автоматика систем электроснабжения: учебник для вузов. 4-е изд. перераб и доп. М.: Высшая школа, 2006.
5. Фигурнов Е.П. Релейная защита: учебник. 3-е изд. перераб. и доп. М.: ГОУ «Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте», 2009.
6. Аржанников Е.А., Аржанникова А.Е. Выбор параметров срабатывания микропроцессорных защит трансформаторов и линий: учеб. пособие. Иваново: ИГЭУ, 2007.
7. Гуревич В.И. Микропроцессорные реле защиты. Устройство, проблемы, перспективы. М.: Инфа-Инженерия, 2011.
8. СТО ДИВГ-048-2014. Линии электропередач 35–220 кВ. Дистанционная защита. Расчет уставок. Методические указания. СПб: НТЦ «Механотроника», 2014.
9. Руководство по эксплуатации БПВА.656122.037 РЭ. Микропроцессорное устройство защиты ЭСИРИУС-2-ДЗЛ-01Э. М.: ЗАО «РА-ДИУС Автоматика», 2012.
10. СТО ДИВГ-055-2013. Трансформаторы и автотрансформаторы 35–220 кВ. Дифференциальная токовая защита. Расчет уставок. Методические указания. СПб: НТЦ «Механотроника», 2013.

11. СТО ДИВГ-051-2012. Сборные шины и ошиновка станций и подстанций 35–220 кВ. Дифференциальная токовая защита. Расчет уставок. Методические указания. СПб: НТЦ «Механотроника», 2012.
12. Руководство по эксплуатации БПВА.656122.165 РЭ. Микропроцессорное устройство защиты «СИРИУС-2-ДЗМ». Москва: ЗАО «РА-ДИУС Автоматика», 2014.
13. Грызлов А.А., Григорьев М.А. Повышение надежности работы систем релейной защиты и автоматики электрических станций и подстанций // Электротехника. 2018. № 4. С. 31–35.
14. Киберугрозы и кибератаки в электроэнергетике / Б.В. Папков, А.А. Куликов, В.Л. Осокин. Н. Новгород: НИУ РАНХиГС, 2017.
15. Правила устройства электроустановок. М.: Госэнергонадзор, 2000.
16. Принципы построения интеллектуальной релейной защиты электрических сетей / В.Ф. Лачугин, Д.И. Панфилов, А.А. Куликов, М.Д. Обалин // Известия Российской академии наук. Энергетика. 2015. № 4. С. 28–37.
17. Шарыгин М.В., Куликов А.А. Определение уставок релейной защиты и автоматики, основанных на статистическом байесовском методе проверки гипотез // Электричество. 2017. № 7. С. 20–29.
18. Шарыгин М.В., Куликов А.А. Обеспечение селективности релейной защиты в системах электроснабжения на основе байесовского метода проверки гипотез // Электричество. 2017. № 9. С. 24–33.
19. Куликов А.А., Ананьев В.В. Адаптивное определение места повреждения на линии электропередачи с регистрацией импульса в волновом высокочастотном тракте // Электротехника. 2018. № 1. С. 33–38.

20. Ratner S.V., Nizhegorodtsev R.M. Analysis of the World Experience of Smart Grid Deployment: Economic Effectiveness Issues // Thermal Engineering. 2018. V. 65. Is. 6. P. 387–399.
21. Industrial IoT für Smart Grid-Anwendungen im Feld / Tobias Gawron-Deutsch, Konrad Diwold, Stephan Cejka, Martin Matschnig, Alfred Einfalt // e & i Elektrotechnik und Informationstechnik. 2018. V. 135. Is. 3. P. 256–263.
22. Zualkernan Using IoT and smart monitoring devices to optimize the efficiency of large-scale distributed solar farms / Salsabeel Shapsough, Mohannad Takrouri, Rached Dhaouadi, Imran A. // Wireless Networks, P. 1–17.
23. J. Maurilio Raya-Armenta, Jose M. Lozano-Garcia, Juan Gabriel Avina-Cervantes. B-spline neural network for real and reactive power control of a wind turbine // Electrical Engineering. 2018. V. 100. Is. 4. P. 2799–2813.
24. Proposed Architecture for Energy Efficiency and Comfort Optimization in Smart Homes / P.U.B. Albuquerque, D.K. de A. Ohi, N.S. Pereira, B. de A. Prata, G.C. Barroso // J. Control, Automation and Electrical Systems. 2018. V. 29. Is. 6. P. 718–730.
25. Venkatachalam Viknesh, Venugopal Manikandan. Design and Development of Adaptive Fuzzy Control System for Power Management in Residential Smart Grid Using Bat Algorithm // Technology and Economics of Smart Grids and Sustainable Energy. 2018. V. 3. P. 3–17.
26. Шурыгин Ю.А. Способ реализации интеллектуальной релейной защиты электротехнических комплексов // Новое в российской электроэнергетике. 2019. №4. С. 29–39.

Секция 3

КОММУНАЛЬНАЯ ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКА

УДК 628.854

В.С. Баранова, М.Г. Зиганшин

Казанский государственный энергетический университет

420066, г.Казань, ул.Красносельская, 51

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ПК ANSYS FLUENT ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕПЛОГО ЧЕРДАКА

Устройство теплового чердака является действенным способом повышения энергоэффективности здания по сравнению со зданиями с обычным холодным чердаком. Исследование смоделированного теплового чердака демонстрирует, что строительство таких объектов актуально и сейчас, поэтому необходимо продолжать разрабатывать методы повышения энергоэффективности зданий такого типа. В работе проведено численное исследование тепловых характеристик зданий с теплым чердаком на основе Ansys Fluent. Для исследования было принято пятиэтажное жилое здание с 108 вентиляционными каналами в кирпичных стенах, выходящими на теплый чердак. Параметры микроклимата в жилых помещениях приняты по [1, 2]. Конструкция теплового чердака была выполнена в соответствии с [3]. Он разделён на шесть герметичных секций. Исследовалась одна секция чердака, которая обогревалась отработанным теплым воздухом, поступающим из помещений квартир, через 18 вентиляционных каналов. Расчет воздухообмена в здании проводился в соответствии с [4].

Для проведения численного исследования с помощью ПК ANSYS-Fluent в среде препроцессора SpaceClaimDirectModeler создана геометрическая модель секции чердака. Твёрдотельная модель чердака выполнена в форме горизонтального параллелепипеда размерами 17565×6465×2000 мм с вертикальной вытяжной шахтой размерами 600×600×2600 мм. В ней создан проточный объём, представленный на рис. 1

На следующем этапе проточной части была сгенерирована расчетная сетка с шагом 0,15 м (рис. 2). С этой целью структура модели проточного объема была разбита на 485448 дискретных элементов, связанных друг с другом в 102447 узловых точках, и создающих непрерывное расчетное пространство [5, 6].

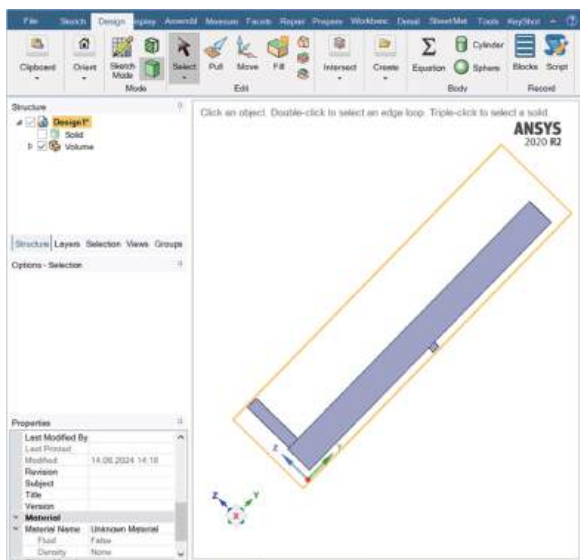


Рис. 1. Проточный объем модели теплого чердака

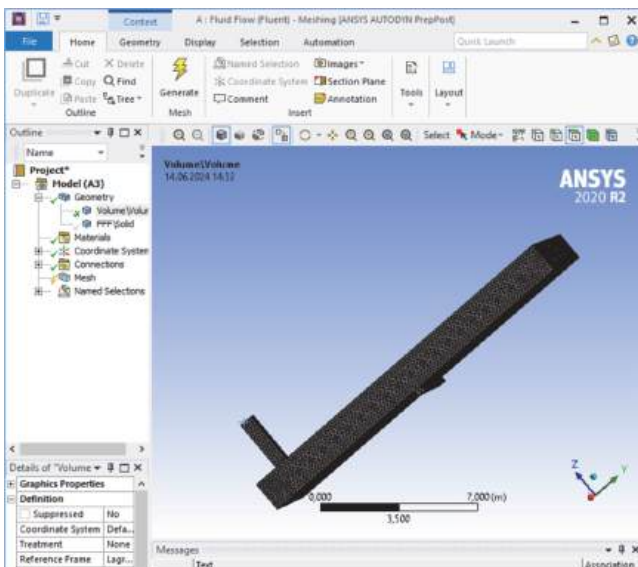


Рис.2. Сетка объемной части теплового чердака

Далее выполнялась постановка необходимых граничных и начальных (исходных) условий моделирования. Для этого заполняли данные по используемым материалам, устанавливали граничные условия для стен, для входа отработанного воздуха в проточный объем и выхода из него: к примеру, на входе воздуха во вкладке *Inlet* установлена температура 30°C. Скорость на входе воздушных масс 0,436 м/с вычислена по нормативному объёму воздухообмена, приходящемуся на исследуемую секцию теплового чердака, и деленному на суммарную площадь выходных сечений, выходящих в него 18 вентиляционных каналов.

После постановки всех необходимых для расчета граничных и начальных данных указали требуемую точность сходимости расчета – в данной задаче было принято значение 10^{-7} (1e-07). Далее для инициализации выбран способ *Hybrid Initialization*, по которому

вычисляются предварительные исходные значения. На этом настройка параметров численной модели теплового чердака завершена.

Третий этап – проведение расчета, корректировка условий и обсуждение результатов расчета. Сперва для проверки корректности построения геометрической модели и сетки были проведены вычисления, в которых для ускорения расчетов не учитывались теплопотери через стены теплового чердака. Расчет был произведен в 500 итераций. Полученный результат показал, что созданная модель работает физически корректно – заданная исходная температура отработанного воздуха не менялась и оставалась в районе 30°, что указывает на отсутствие теплопотерь.

После проверки корректности построения модели были введены параметры стен, необходимые для теплотехнического расчета. На рис. 4 представлен итерационный график расчета по уравнениям излучения и энергии, неразрывности, скорости по осям x , y , z , замыкающего уравнения турбулентной вязкости по двухпараметрической модели ω [7]. График иллюстрирует, что результаты решения не расходятся, что позволяет перейти к обсуждению полученных результатов.

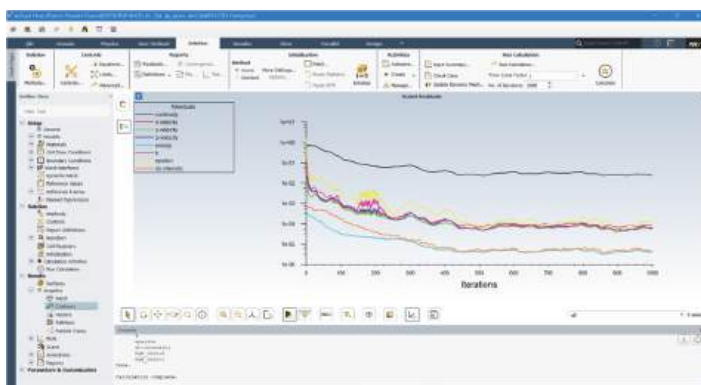


Рис. 3. Итерационный график расчета модели теплового чердака

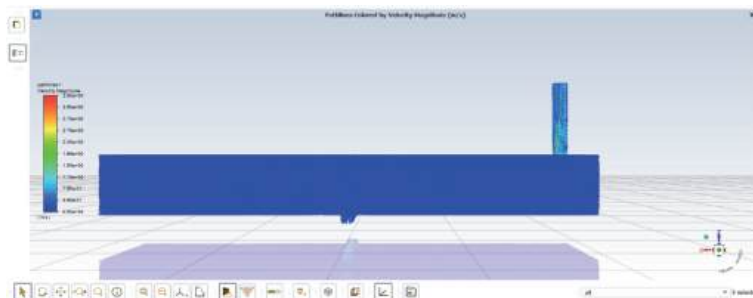


Рис. 4. Скорости воздушных потоков

После завершения расчетов в программе доступна информация по различным параметрам, включая температуру, скорость, давление, плотность, радиацию, турбулентность. Для анализа эффективности теплообмена в 3D-модели теплового чердака и оценки перспектив его дальнейшего применения были использованы поля изотерм, тепловых потоков и изотак.

Результаты численных исследований представлены на рис. 4, 5.

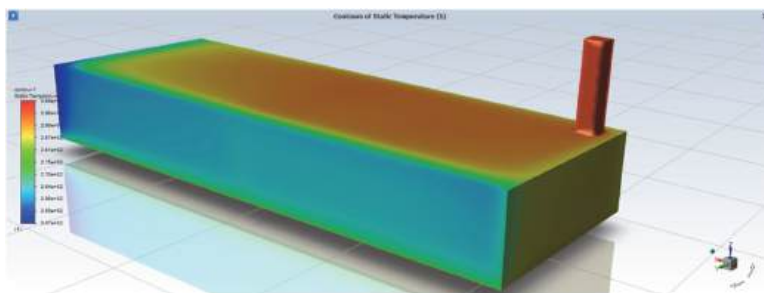


Рис. 5. Контуры температуры в помещении теплового чердака и в вытяжной шахте

Выводы

Данные по воздушным потокам (рис.4) показывают, что скорость потока воздуха на чердаке соответствует рассчитанному значению

0,436 м/с, а скорость в шахте увеличилась за счет уменьшения площади ее сечения до 0,36 м² при общей площади помещения 113,5 м² и составляет в пределах 2-3 м/с. Изменения температуры представлены на рис.5. При принятой в данной задаче средней температуре наиболее холодной пятидневки с обеспеченностью 0,92, равной -36°С, на чердаке сохраняется заданная температура 12°С. Таким образом, представленные результаты расчетов подтверждают физическую корректность и работоспособность созданной модели теплого чердака.

Заключение

Корректное выполнение этапов создания твердотельной части проточного объема геометрии теплого чердака, построения сеточной модели, постановки граничных условий позволили получить физически непротиворечивые результаты численного исследования. Это позволяет использовать созданную модель в дальнейших исследованиях по определению наиболее эффективных режимов работы зданий с теплым чердаком. В настоящее время достаточно большое число подобных зданий находится в эксплуатации, не утрачена и актуальность продолжения их строительства. Для повышения их энергоэффективности необходимо продолжать поиск как новых решений, так и путей совершенствования эксплуатации существующих объектов, что наиболее просто реализуется с применением численных методов исследований.

Библиографический список

1. ГОСТ 30494-2011. Межгосударственный стандарт. Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях
2. СП 54.13330.2016 «Здания жилые многоквартирные»

3. Рекомендации по проектированию железобетонных крыш с теплым чердаком для многоэтажных жилых зданий / ЦНИИЭП жилища. — М.: Стройиздат, 1986 — 24 с.

4. СП 60.13330.2012 Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха

5. Зиганшин М.Г., Колесник А.А., Зиганшин А.М. Проектирование аппаратов пылегазоочистки / 2-е изд., перераб. и доп. — СПб.: Лань, 2022. 544 с. Текст: электронный // URL: <https://e.lanbook.com/book/211772>

6. Шаблий Л.С., Кривцов А.В., Колмакова Д.А. Компьютерное моделирование типовых гидравлических и газодинамических процессов двигателей и энергетических установок в AnsysFluent: учеб. пособие / Л.С. Шаблий, А.В. Кривцов, Д.А. Колмакова. – Самара: Изд-во Самар. ун-та, 2017. – 108 с.: ил.

7. Замалиева А.Т., Зиганшин М.Г. Усовершенствованная установка фильтрации газа на ТЭС при подготовке топлива для городских энергетических систем. Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. 2019.Т. 21 № 5 (9-10). С. 124-131. <https://doi.org/10.30724/1998-9903-2019-21-5-124-131>

НАЛАДКА ТЕПЛОГИДРАВЛИЧЕСКОГО РЕЖИМА ТЕПЛОВОЙ СЕТИ

Эффективность использования тепловой энергии зависит от рациональных тепловых и гидравлических режимов. Разработка и внедрение технических и организационных мероприятий, обеспечивающих экономичность работы системы теплоснабжения, высокую эффективность и надежность эксплуатации, а также нормальный микроклимат в помещениях являются предметом наладки систем теплоснабжения. Наладка включает расчет, обеспечивающий подачу требуемого количества и качества теплоносителя в каждую систему теплопотребления и отдельные ее элементы, а также экономичность, надежность и безопасность эксплуатации источника теплоты и каждого звена системы теплоснабжения [1].

Целью данной работы является выполнение наладочного расчета для системы теплоснабжения собственных нужд ТЭЦ.

Работа выполнена в программном комплексе ZuluGIS, модуль ZuluThermo [2].

Объектом проектирования является тепловая сеть собственных нужд на промышленной площадке ТЭЦ.

Прокладка трубопроводов выполнена в двухтрубном исполнении надземным способом и подземным в непроходных каналах. Присоединение водяной системы теплоснабжения к потребителям осуществляется по открытой схеме. Схема тепловой сети показана на рис. 1.

По данным сведений приборов учёта потребителей в самые холодные сутки отопительного периода фактически существующий тепло-гидравлический режим работы системы теплоснабжения характеризуется повышенной температурой теплоносителя. В табл.1 показаны узлы учета по направлению очереди среднего и высокого давления, в которых температуры в обратном трубопроводе имеют завышенные значения. Перечень потребителей, относящихся к узлам учета, представлен в табл.2.

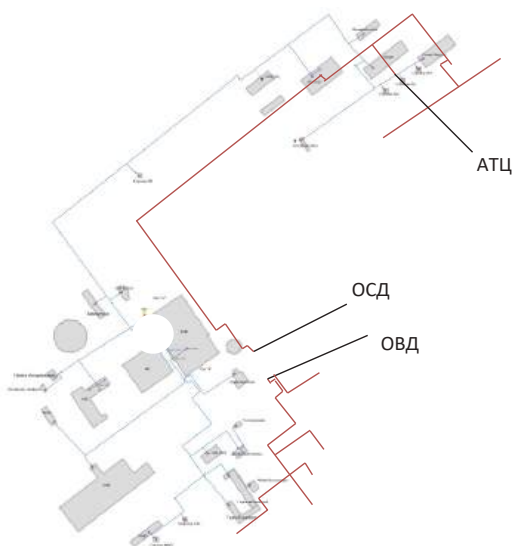


Рис.1 Схема тепловой сети: АТЦ – автотранспортный цех, ОСД – узел учета по направлению очереди среднего давления, ОВД – узел учета по направлению очереди высокого давления

На температуру обратной сетевой воды большое влияние оказывают техническое состояние систем теплоснабжения потребителей и организация их эксплуатации. Причинами превышения температуры могут являться: влияние отклонений параметров теплоносителя на теплоисточниках, ошибки при проектировании, отказ в работе или

неисправность теплотехнического оборудования тепловых узлов, влияние технического состояния систем теплоснабжения при неудовлетворительной эксплуатации или техническом износе оборудования, человеческий фактор (самовольное вмешательство в работу или изменение схемы системы теплопотребления либо некомпетентность)[3].

Таблица 1

**Существующий теплогидравлический режим работы
системы теплоснабжения**

Температура наружного воздуха -27 °С. Температура теплоносителя по температурному графику: Подающий трубопровод – 120 °С; Обратный трубопровод– 59,1°С. Допустимые отклонения по превышению температуры обратной сетевой воды 3,0°С.					
№ п/п	Наименование узла учета	Прямой трубопровод		Обратный трубопровод	
		G, м ³ /ч	T, °С	G, м ³ /ч	T, °С
1	ОСД	32,5	116,1	31,7	76,5
2	ОВД	63,7	116,5	58,9	67,8

В данном случае превышение температуры теплоносителя в обратном трубопроводе может быть вызвано избытком расхода теплоносителя в системах теплопотребления из-за установки не соответствующих расчетным расходам теплоносителя дроссельных устройств, либо их отсутствие.

Основанием для выполнения расчетов, предшествующих разработке мероприятий по наладке, являются тепловые нагрузки подключенных к тепловой сети потребителей. Максимальный часовой расход тепла на отопление определяют по формуле [4]:

$$Q_o = \alpha q_o V (t_o - t_n) \times 10^6, \text{ Гкал/ч}$$

α – поправочный коэффициент, учитывающий отличие расчетной температуры наружного воздуха для проектирования отопления в местности, где расположено рассматриваемое здание, от t_n , при которой определено соответствующее значение q_o , $\alpha=0,9$;

q_o – удельная отопительная характеристика здания, ккал/(м³·ч·°С) [5];

V – строительный объем здания по наружному обмеру, м³, из технических паспортов объектов;

t_o – усредненная расчетная температура воздуха в помещениях, °С [6];

t_n – расчетная температура наружного воздуха для проектирования отопления, °С [7].

Строительные объемы зданий приняты по паспорту. Расчетная температура наружного воздуха составляет минус 40 °С. Результат расчета максимального часового расхода тепла на отопление потребителей приведен в табл. 2.

В рамках наладки системы теплоснабжения основным этапом является дросселирование потребителей, целью которого является снижение напора на тепловом пункте у потребителей с перегревом обратной сетевой воды, обеспечение наиболее отдаленных потребителей необходимым располагаемым напором, снижение общего объема циркулирующего теплоносителя в тепловых сетях (для снижения затрат на химводоочистку и затрат на электроэнергию, потребляемую насосным оборудованием).

Диаметр отверстия дроссельной диафрагмы определяют по формуле [8]:

$$d = 10 \cdot \sqrt[4]{\frac{G^2}{\Delta H}}, \text{ мм}$$

где G – расчетный расход воды в трубопроводе, т/ч;

ΔH – напор, гасимый дроссельной диафрагмой, м.

Для выполнения наладочного расчета в ZuluThermозадают:

На источнике – расчетную температуру в подающем трубопроводе, температуру холодной воды, расчетную температуру наружного воздуха, давление в обратном трубопроводе, расчетный напор в обратном трубопроводе на источнике, расчетный располагаемый напор на выходе из источника,

На потребителях – поток теплоты на отопление, номер схемы подключения,

расчетную температуру сетевой воды на входе в потребителя, геодезические отметки, температуру холодной воды.

На участках – длину участка, шероховатость, коэффициент местных сопротивлений.

Результат расчета по определению количества и диаметров шайб сведен в табл.2.

Таблица 2

Сводная таблица результатов расчетов

Узел учета	Наименование потребителя	Объем заданный $V, \text{ м}^3$	$Q_0,$ Гкал/ч	Кол-во шайб на подающем трубопроводе, шт	Диаметр шайбы на подающем труб-ае, мм	Кол-во шайб на обратном трубопроводе, шт	Диаметр шайбы на обратном труб-ае, мм
Узел учета по направлению очередности среднего	СБК ЦТАИ	6930	0,11	1	9,1	0	-
	Циркуляционная насосная станция	5850	0,06	1	4,7	0	-
	АТЦ	4728	0,08	1	11,5	0	-
	Пожарное депо	5100	0,12	1	8,5	0	-
	Склад	15300	0,23	1	9,7	0	-

Узел учета	Наименование потребителя	Объем заданный V, м ³	Q _о , Гкал/ч	Кол-во шайб на подающем трубопроводе, шт	Диаметр шайбы на подающем трубопроводе, мм	Кол-во шайб на обратном трубопроводе, шт	Диаметр шайбы на обратном трубопроводе, мм
давления	Склад «Пром»	12750	0,24	1	8,5	0	
	Бетонный завод	306	0,01	1	8,3	0	-
Узел учета по направлению очереди высшего давления	Кирпичный цех	2025	0,06	1	5,2	0	-
	СБК ЦТП	6080	0,10	1	11,5	1	17,5
	Дробильный корпус	7628	0,19	1	11,1	1	9,3
	Мойка бульдозеров	1800	0,06	1	4,8	1	9,5
	Гараж автомобилей	7466	0,19	1	10,0	1	13,9
	Гараж бульдозеров	6930	0,18	1	6,8	1	11,8
	Объединенно-вспомогательный корпус	71079	1,11	1	18,7	0	-
КПП	1423	0,07	1	5,3	0	-	

Заключение

Произведен расчёт максимальных часовых расходов тепла на отопление. По результатам наладочного расчета с применением программного комплекса ZuluThermополучено требуемое количество и значения диаметров дроссельных устройств, расстановка которых на вводе в каждое здание обеспечит распределение сетевой воды в соответствии с отопительной нагрузкой.

Библиографический список

1. В.С. Стрепетов. Наладка тепловых сетей и внутренних систем теплоснабжения - путь к масштабному энергосбережению / Журнал «Новости теплоснабжения» №11 (159). – 2013. – URL: http://www.nts-n.ru/11_2013.html (дата обращения: 24.10.2024).
2. Геоинформационная система ZuluGIS[сайт]. - URL: <https://www.politerm.com/> (дата обращения: 24.10.2024).

3. Факторы, влияющие на температуру обратной сетевой воды / Н.Н. Киселев // Журнал «Новости теплоснабжения» №10 (206). – 2017. – URL: <http://www.rosteplo.ru/nt/206>

4. Справочник проектировщика. Проектирование тепловых сетей / под ред. А.А. Николаева. – Стройиздат. – М.: 1965. – 359 с.

5. СП 50.13330.2024 Тепловая защита зданий (Актуализированная редакция СНиП 23-02-2003) : издание официальное. Утвержден приказом Министерства строительства и жилищно-коммунального хозяйства Российской Федерации от 15 мая 2024 г. № 327/пр. – 2024. – 100 с. – Текст: непосредственный.

6. ГОСТ 12.1.005-88 Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны = Generalsanitaryrequirementsforworkingzoneair: издание официальное : утвержден и введен в действие Постановлением Государственного комитета СССР по стандартам от 29.09.1988 N 3388. – Москва: Стандартинформ. – 2008. – 50 с. – Текст: непосредственный.

7. СП 131.13330.2020 Строительная климатология (Актуализированная редакция СНиП 23-01-99*): издание официальное: утв. приказом Министерства строительства и жилищно-коммунального хозяйства РФ от 24 декабря 2020 г. N 859/пр. – 2021. – 145 с.– Текст: непосредственный.

8. СП 41-101-95. Проектирование тепловых пунктов: издание официальное: разработан Техническим комитетом Ассоциации инженеров по отоплению, вентиляции, кондиционированию воздуха, теплоснабжению и строительной теплофизике, Агентством по энергосбережению Правительства Москвы, Минстроем России, ВНИПИэнергопром Минтопэнерго.– Москва. – 1996. – 66 с. – Текст: непосредственный.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ВИДА СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ НА ФОРМИРОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ МИКРОКЛИМАТА В ПОМЕЩЕНИИ

Энергопотребление зданий и сооружений в значительной степени зависит от показателей, характеризующих микроклимат помещений. При этом грамотно спроектированная система отопления позволяет экономить до 40% ресурсов, затрачиваемых на поддержание микроклимата[1].

Применяемые ныне методики теплотехнических расчетов и проектирования систем отопления основаны на использовании осредненных значений расчетных величин, рассматриваемых для установившихся режимов. Локальные и мгновенные значения параметров микроклимата остаются за рамками анализа. Указанные особенности проектирования являются одной из причин повышенного энергопотребления существующих и возводимых зданий, а также несоответствия формируемых параметров микроклимата условиям комфорта или технологическим требованиям.

В статье представлены результаты имитационного исследования влияния различных систем отопления на обеспечение комфортных параметров микроклимата в помещении.

В качестве объекта моделирования выбрано отапливаемое жилое помещение (квартира), расположенное на среднем этаже многоквартирного жилого дома, общей площадью 49,95 м². Наружные стены помещения кирпичные толщиной 700 мм, внутренние несущие стены

выполнены из легкобетонных блоков толщиной 400 мм, перегородки из гипсокартона с шпаклёвкой суммарной толщиной 100 мм. На кухне установлен тройной стеклопакет с размерами 1960x1360(*h*) мм, в жилой комнате – одинарный стеклопакет 1100x1360(*h*) мм и балконная дверь 760x2200(*h*) мм.

Тепловые нагрузки отопительных приборов заданы в соответствии с тепловым балансом помещений, рассчитанным по традиционной методике. Для расчета тепловых потерь помещений принимаем климатические данные для г. Тамбова. Температуру внутреннего воздуха помещений принимаем: +21 °С для кухни; +22 °С для жилой комнаты. Результаты расчета тепловых потерь представлены в таблице 1.

Таблица 1

Теплопотери помещений

№ п/п	Наименование помещения	Основные теплопотери, Вт	Добавочные теплопотери, Вт	Суммарные теплопотери, Вт
1	Кухня	669,7	167,4	837,1
2	Жилая комната	1208,0	664,4	1872,4
Итого				2709,5

Численное моделирование осуществлялось с помощью программного обеспечения для инженерного анализа и численного моделирования *Ansys* [2].

На рис. 1 приведена геометрическая модель объекта моделирования выполненная в системе *ANSYS SpaceClaim*.

Для решения задачи методом конечных элементов проводится дискретизация расчетной области геометрических моделей с помощью подпрограммы *AnsysMeshing*. Сеточные модели представлены на рисунке 2.

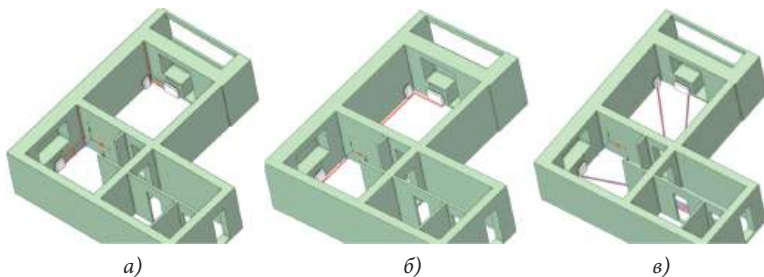


Рис. 1. Геометрические модели отапливаемого помещения с различными системами отопления: а) однотрубной вертикальной; б) двухтрубной горизонтальной периметральной; в) с двухтрубной лучевой

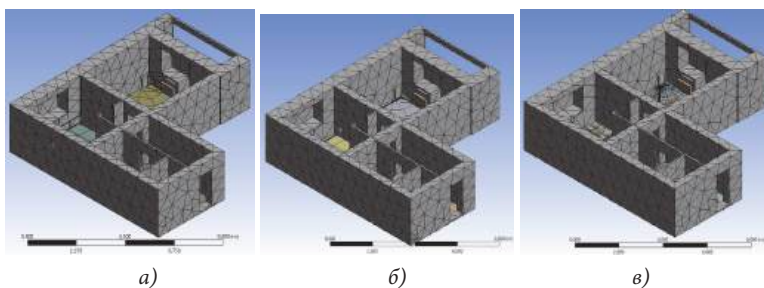
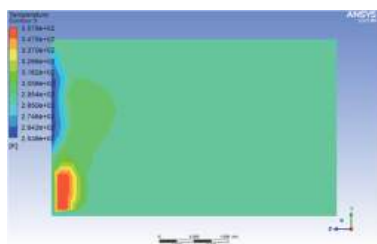


Рис. 2. Сеточные модели отапливаемого помещения с различными системами отопления: а) однотрубной вертикальной; б) двухтрубной горизонтальной периметральной; в) с двухтрубной лучевой

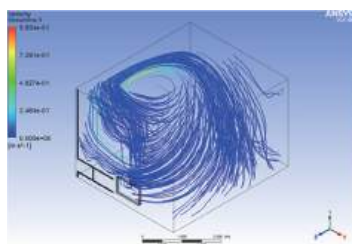
На основе созданных сеточных моделей в подпрограмме *AnsysFluent* созданы расчетные модели, для каждой из рассматриваемых систем отопления, путём выбора параметров процессов распространения тепла, характеристик материалов, настроек решателя и задания граничных условий.

Начальные и граничные условия задаются по средствам заполнения вкладок «*MassFlowInlet*», «*MassFlowOutlet*», «*Wall*». Приток свежего воздуха в помещения организован, через приточные клапана, массовым расходом 0,015 кг/с и давление 100 кПа. Удаление воздуха

из помещений осуществляется в количестве 0,015 кг/с через вытяжные отверстия.



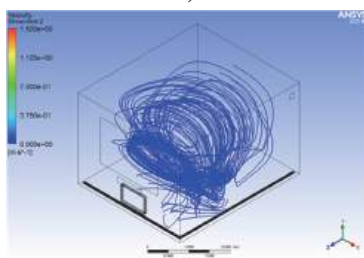
а)



а)



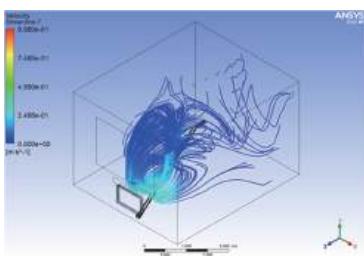
б)



б)



в)



в)

Рис. 3. Температурные поля формируемые на кухне различными системами отопления: а) вертикальной однотрубной; б) горизонтальной периметральной двухтрубной; в) двухтрубной лучевой.

Рис. 4. Линии скорости воздушных потоков формируемые на кухне различными системами отопления: а) вертикальной однотрубной; б) горизонтальной периметральной двухтрубной; в) двухтрубной лучевой.

Для строительных конструкций и элементов системы отопления задавались значения температуры, толщины, степень черноты. Характеристики наружных ограждающих конструкций были приняты по СП 50.13330.2012 «Тепловая защита зданий и сооружений». Характеристики элементов систем отопления (трубопроводов, отопительных приборов) приняты по паспортам заводов-изготовителей.

Для определения влияния вида системы отопления на распределение параметров микроклимата проведены расчеты для кухни и жилой комнаты. Результаты расчетов для кухни представлены на рисунках 3 и 4. В качестве расчетной области выступает вертикальный разрез, проходящий через окно и воздушную среду помещения.

На основании результатов, представленных на рисунках 3 и 4, установлено, что движение потоков воздуха внутри помещения возникает около нагретых поверхностей (отопительных приборов, трубопроводов) и охлажденных поверхностей наружных ограждений. В результате перемещения потоков воздуха в объеме помещения имеет место неравномерное распределение температуры и подвижности воздуха.

Распределения температуры и скорости воздушной среды в условиях применения одного и того же отопительного прибора в различных системах отопления имеют различающийся характер. В случае применения различных горизонтальных систем отопления наблюдаются схожие картины температурных полей, но отличаются численным значением параметров в точках с одинаковыми координатами.

На рисунке 5 представлены сочетания средней температуры воздуха внутри помещений ($t_{в}$), внутренней поверхности наружной ограждающей конструкции ($t_{вп}$) и средней скорости воздуха ($w_{ср}$).

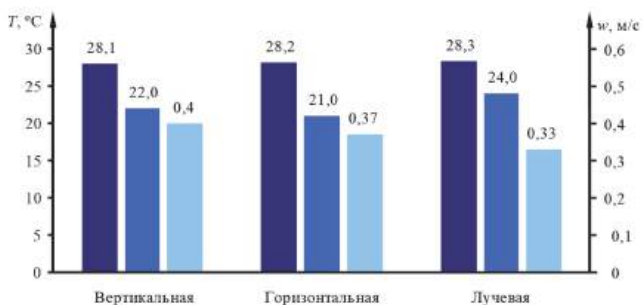


Рис. 5. Средние значения T_w , $T_{вн}$ и w на кухне.

- – температура внутреннего воздуха;
- – температура на внутренней поверхности наружных ограждений
- – скорость воздуха;

Повышенное значение температуры в помещении выше нормируемого значений обусловлено выполнением требований п. 6.2.13 СП 60.13330.2020 «Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха» в котором сказано, что тепловой поток отопительного прибора следует принимать на 15% больше требуемого полученного расчетом, для возможности выбора конечным потребителем комфортных тепловых условий. Для осуществления выбора комфортных тепловых условий в системах отопления необходимо устанавливать термостатические клапаны, которые отсутствуют в реализованной численной модели.

Согласно рисунку 5 средние значения температуры на внутренних поверхностях наружных ограждений находятся в пределах от 21°C до 24°C. Так, как температура внутренней поверхности превышает температуру точки росы ($t_p = 11,5^\circ\text{C}$) больше, чем на 3 °C, то конденсация влаги на внутренней поверхности стен происходить не будет.

Для обеспечения комфортных тепловых условий и отсутствия высокого уровня шума необходимо чтобы скорость движения воздушных потоков в отапливаемом помещении не превышала 0,2 м/с

согласно ГОСТ 30494-2011 «Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях». Однако, согласно рисунку 5 в реализуемой численной модели скорость движения воздушных потоков изменяется в пределах от 0,33 м/с до 0,4 м/с, что превышает допустимое значение. Это связано с полученными значениями температуры воздуха внутри помещений, превышающими нормируемые значения и настройками приточных клапанов в численной модели.

Заключение

На базе системы конечно-элементного анализа *Ansys* с применением прикладного пакета *Fluent* разработана численная модель процессов переноса теплоты в отапливаемом помещении (квартире) от различных систем отопления, позволяющая оценить влияние вида системы отопления на формирование параметров микроклимата и условий теплового комфорта в помещениях с различными объемно-планировочными решениями.

Библиографический список

1. Кувшинов, Ю.Я. Теоретические основы создания микроклимата в помещении / Ю.Я. Кувшинов, В.В. Павленко, Л.А. Ефремова. – М.: Высшая школа, 2009. – 131 с.
2. Зиганшин, А.М. Вычислительная гидродинамика. Постановка и решение задач в процессоре *Fluent*: методическое пособие / А.М. Зиганшин. – Казань: Изд-во Казанск. гос. архитектур.-строит. ун-та, 2013. – 79 с.

УДК 697.4.004.2 (035.5)

Т.Г. Мануковская, В.А. Стерлигов, Е.М. Крамченков

ФГБОУ ВО «Липецкий государственный технический университет»,

г. Липецк, Россия

ОТПУСК ТЕПЛОТЫ В ЖИЛЫЕ ЗДАНИЯ ПРИ НОРМАЛЬНОЙ И СВЯЗАННОЙ ПОДАЧЕ

Системы теплоснабжения многоквартирных домов (МКД) в большинстве случаев подключаются к двухтрубным тепловым сетям в абонентских вводах, организуемых в индивидуальных тепловых пунктах (ИТП) зданий. Современные ИТП это автоматизированные тепловые пункты (АТП) отпускающие тепловую энергию в системы отопления и горячего водоснабжения (ГВС) жилых зданий в автоматическом режиме. В АТП отпуск тепловой энергии может осуществляться нормальным и связанным способом.

В схемах с нормальной подачей теплоты системы ГВС и системы отопления получают тепловую энергию из тепловых сетей без взаимного влияния друг на друга. В этом случае часовые расходы теплоты в теплоснабжающих системах МКД складываются из часовых расходов на горячее водоснабжение и часового расхода на отопление. В такой схеме любые часовые изменения расходов тепловой энергии в течение суток на горячее водоснабжение здания не отражаются на количестве тепловой энергии подаваемой в систему отопления [1].

В схемах АТП со связанной подачей забираемые из тепловых сетей расходы теплоты в системы ГВС влияют на поступление тепловой энергии в системы отопления. При таком отпуске теплоты происходит неравномерная подача тепловой энергии в системы отопления и, как следствие, в помещениях МКД происходят некоторые колебания температуры внутреннего воздуха. Общий часовой расход теплоты

в схемах со связанной подачей складывается из часового расхода на отопление и среднечасового за сутки расхода теплоты на горячее водоснабжение.

В работе проведена оценка энергетической эффективности вышеуказанных способов отпуска теплоты в теплопотребляющие системы современных МКД. Исследование отпуска тепловой энергии разными способами выполняли на примере 16-ти этажного МКД в г. Липецке. Строительный объем здания составлял $V_n=25000 \text{ м}^3$, а число проживающих жителей $N=500$ человек.

В процессе выполнения работы определили расчетное тепловое потребление системы отопления Q'_o , и среднесуточный часовой расход теплоты в системе горячего водоснабжения $Q'_{\text{ГВС}}^{\text{ср.ч}}$. Численные значения расходов составили для системы отопления $Q'_o = 0,453 \text{ МВт}$, а для системы горячего водоснабжения – $Q'_{\text{ГВС}}^{\text{ср.ч}} = 0,184 \text{ МВт}$.

Для определения суточного потребления тепловой энергии системами теплопотребления МКД в случае схемы со связанной и в случае со схемой нормальной подачи текущую потребность на нужды отопления рассчитывали для условий температуры наружного воздуха за отопительный период $t_{\text{н}}^{\text{ср.о.п.}} = -3,1 \text{ }^\circ\text{C}$. Текущие расходы теплоты в системе горячего водоснабжения в течение суток $Q_{\text{ГВС}}^{\text{тек}}$ определяли на основе [2], используя коэффициент неравномерности, в зависимости от числа жителей и суточный график относительного расхода горячей воды в жилом доме.

При выполнении расчетов температуру воды в системе горячего водоснабжения принимали $t_r = 65 \text{ }^\circ\text{C}$, а температуру холодной воды $t_x = 5 \text{ }^\circ\text{C}$. Расчетная температура воздуха внутри отапливаемых помещения принималась $t'_b = 20 \text{ }^\circ\text{C}$. Текущая потребность в тепловой

энергии для системы отопления при $t_H^{cp.o.n.} = -3,1^{\circ}C$, составила $Q_o^{тек} = 0,233$ МВт.

Результаты расчетов потребления тепловой энергии для систем отопления и горячего водоснабжения в случае нормальной и связанной подачи теплоты продемонстрированы на рис. 1 и рис.2.

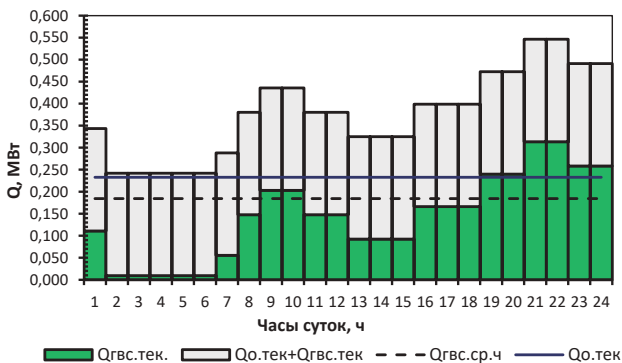


Рис. 1. График расходов теплоты в течение суток при нормальной подаче

На рис.1 показан график при нормальной подаче отпуска теплоты в систему отопления здания, который показывает, что общий расход теплоты в системах здания складывается из расхода на горячее водоснабжение по часам в течение суток и расхода на отопление. Горизонтальными линиями показаны значения среднечасового расхода на горячее водоснабжение ($Q_{gvс.ч}^{cp} = 0,184$ МВт) и текущего теплоснабжения на отопление ($Q_o = 0,233$ МВт). В результате такого отпуска общее количество теплоты в течение суток составило $Q_{\Sigma} = 7,69$ Гкал (32,22 ГДж).

В схемах со связанной подачей на расходы теплоты в системы отопления МКД влияют часовые потребления тепловой энергии на горячее водоснабжение в течение суток. В результате происходит неравномерный отпуск тепловой энергии в системы отопления.

Следовательно, часть тепловой энергии, не расходуемой в определенные часы суток, может, передаваться в систему отопления или в часы повышенного водоразбора из системы отопления в систему ГВС.

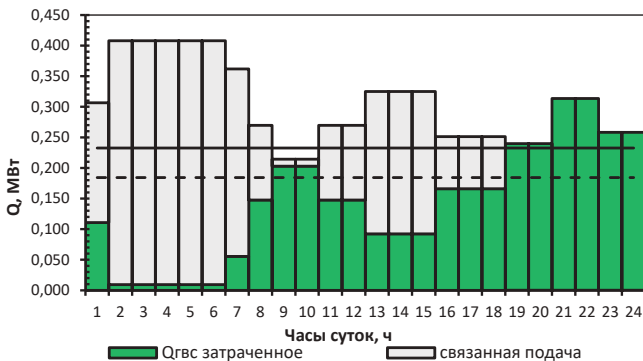


Рис.2. График расходов теплоты в течение суток при связанной подаче

На графике рис.2 при связанной подаче в периоды 1÷9 и 12÷19 часов в системе ГВС потребляется количество тепловой энергии меньше её среднечасового значения. Не израсходованная в этой системе часть теплоты поступает в систему отопления, тем самым создавая некоторый «натоп» в помещениях.

В диапазоны времени 10÷12 и 20÷24 часов в системе ГВС осуществляется повышенный разбор горячей воды потребителями, в систему поступает тепловая энергия, превышающая её среднечасовое значение. В эти периоды недостающее количество теплоты для потребителей горячей воды отбирается из системы отопления и подается в систему горячего водоснабжения, что в помещениях создает некоторый «недотоп».

В результате такого отпуска теплоты суточный расход составил $Q_{\Sigma} = 5,72$ Гкал (23,97 ГДж).

Таким образом, при такой схеме отпуска теплоты в систему отопления здания в различные часы суток поступает разное её количество и в помещениях формируется нестационарный тепловой режим, что приводит к отклонениям температуры внутреннего воздуха от ее нормативного значения. Величины отклонений температуры внутреннего воздуха помещений от нормативного значения зависят от аккумулирующей способности здания [3], а именно от коэффициента тепловой аккумуляции β . Для оценки влияния «перетопа» и «недотопа» на колебания температуры внутреннего воздуха в помещениях МКД в часовом диапазоне в течение суток проведены расчеты и результаты представлены на рис. 3.

Определение температуры внутреннего воздуха в результате изменения количества теплоты, поступающего в систему отопления, выполнялось с учетом аккумулирующей способности здания. Температуру воздуха в отапливаемых помещениях МКД с учетом аккумулирующей способности здания определяли в соответствие с [3]. Для периода «натоп» ее рассчитывали по формуле

$$t''_в = t_н + \frac{Q'_{о.нат}}{q_о V} + \frac{t_{в(max)} - t_н - \frac{Q'_{о.нат}}{q_о V}}{\exp^{z/\beta}}, \quad (1)$$

а в период «недотопа» определяли как

$$t''_в = t_н + \frac{Q'_{о.нд}}{q_о V} + \frac{t_{в(min)} - t_н - \frac{Q'_{о.нд}}{q_о V}}{\exp^{z/\beta}}, \quad (2)$$

где $t''_в$ – температура внутреннего воздуха в условиях нового теплового режима, °С; $t_н$ – текущая температура наружного воздуха, °С; $Q'_{о.нат}$, $Q'_{о.нд}$ – расчетное количество теплоты периода «натоп» и в период «недотопа», МВт; $t_{в(max)}$, $t_{в(min)}$ – температура внутреннего

воздуха в помещении при соответствующих периодах, °С, q_0 – удельная отопительная характеристика, Вт/(м³К); V – наружный объем здания, м³; z – время подачи расчетного расхода теплоты, час; β – коэффициент тепловой аккумуляции, час, принят $\beta = 35$ ч.



Рис.3. Изменение температуры внутреннего воздуха в течение суток

На приведенном графике (рис. 3) показана динамика изменения температуры внутреннего воздуха в течение суток в зависимости от количества теплоты, поступающего в систему отопления и нормативное значение температуры внутреннего воздуха. Колебания температуры внутреннего воздуха от максимального до минимального значения в течение суток составили 2,4 °С, что вполне соответствует требованиям [4].

Так, в период времени от 01÷08 часов, когда водоразбор горячей воды меньше $Q_{ГВС}^{сп.ч}$, и не израсходованное количество теплоты в системе ГВС передается в систему отопления, температура внутреннего воздуха повышается в среднем до $t_v = 21,3$ °С. В период с 09 до 11 часов потребление горячей воды возрастает, меньшее количество теплоты поступает в систему отопления и t_v изменяется до 20,5 °С и т.д.

Как видно из рис.3 температура внутреннего воздуха t_v при температуре наружного воздуха равной температуре отопительного сезона

может понижаться до величин 19,2÷19,7 °С и повышаться до 20,2÷21,6°С.

Проведенные расчеты показали, что при схеме с нормальной подачей тепловой энергии потребителям в течение суток затрачивается $Q_{сут}=7,69$ Гкал (32,22 ГДж), а при схеме со связанной подачей – $Q_{сут}=5,72$ Гкал (23,97 ГДж), разница составляет 1,95 Гкал (8,17 ГДж).

Полученные данные позволяют сделать вывод о том, что ограничения расхода теплоты в систему отопления, в течение короткого промежутка времени, не понижают температуру внутреннего воздуха помещений ниже допустимых значений и при этом возможно уменьшать суточное теплоснабжение тепловой энергии в систему отопления и горячего водоснабжения МКД.

Библиографический список

1. Мануковская Т.Г., Стерлигов В.А., Крамченков Е.М. Отпуск теплоты в централизованных системах водяного теплоснабжения. – 3-я Международная научно-техническая конференции «Теоретические основы теплогазоснабжения и вентиляции», сборник докладов. – М.: МГСУ, 2009. – 328 с.
2. Справочник проектировщика. Внутренние санитарно-технические устройства. Под ред. И.Г. Старовойтова. Ч.1. Отопление, водопровод, канализация. – М.: Стройиздат. – 1976. – 429 с.
3. Мануковская Т.Г., Стерлигов В.А. Снабжение потребителей тепловой энергией с учетом аккумулирующей способности зданий. / «Вопросы современной науки и практики. Университет им. В.И. Вернадского», Тамбов, ТГТУ. – 2011, с.383-392.
4. ГОСТ 30949-2011. Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях: М.: Стандартинформ, 2013.

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ КОМБИНИРОВАННОГО ВОДЯНОГО И ВОЗДУШНОГО ОТОПЛЕНИЯ ОБЩЕСТВЕННОГО ЗДАНИЯ

Теплоснабжение здания является отраслью энергетики, которая обеспечивает подачу тепла конечным потребителям, зданиям и сооружениям, тем самым поддерживая благоприятный микроклимат и комфортные условия пребывания людей в помещении. Моделирование системы отопления и вентиляции позволит оценить состояние воздушной среды в помещении при заданных начальных условиях и энергоэффективность системы, что в свою очередь даст возможность снизить потребление тепловой энергии зданием и выброс парниковых газов при генерации энергии.

Численное моделирование является научно обоснованным способом оценки и анализа характеристик сложных систем, которые применяются в инженерных сферах деятельности. Данные системы могут быть изучены путем создания математических моделей для проведения численного эксперимента. На текущий момент анализ сложных систем предполагает наличие системного и аналитического подходов. Всякую модель начинают создавать в зависимости от поставленной задачи или цели, которую обозначил перед собой исследователь. Построение осуществляется на основе информации о структуре и параметрах исследуемого объекта. Поэтому моделирование начинается с постановки цели, которую можно достичь в численном эксперименте. Процесс, протекающий в эксперименте на основе модели,

составляет некое функционирование модели, в связи с чем появляется необходимость изучения параметров функционирования. Выбор математического аппарата моделирования исходит от поставленных целей.

Наиболее полным набором инструментов для изучения гидроаэродинамических и термических процессов обладает ПО ANSYS. Вместе с тем построенная даже в самых продвинутых программах численная модель не перестает быть математическим объектом. Поэтому необходимо установить соответствие результата численного моделирования функционированию реального объекта, т.е. валидацию результата по соответствующим опытным данным [1].

Исследуемая модель комбинированного водяного и воздушного отопления общественного здания в г. Тайшет сформирована следующими методами: аналитически с помощью явных зависимостей в общем виде, численно с помощью конечных числовых значений при заданных начальных и граничных условиях [2] и качественно при наличии свойств решения без самого решения в явном виде.

Процесс моделирования начался с построения геометрической 3d-модели одного из помещений 4-х этажного объекта строительства в г. Тайшет (рис. 1) [3], в программе ANSYSFluent. Эскиз модели помещения в программе ANSYSWorkbench выполнялся на основе конструктивных параметров помещения: длина - 8000 мм, ширина 6000 мм, высота - 3000 мм (рис. 2).

Далее были введены исходные параметры, необходимые для последующих вычислений. В процессе моделирования использовались следующие уравнения: энергии, радиационного теплообмена, неразрывности, импульса по координатам x , y , z , интенсивности турбулентности [4].

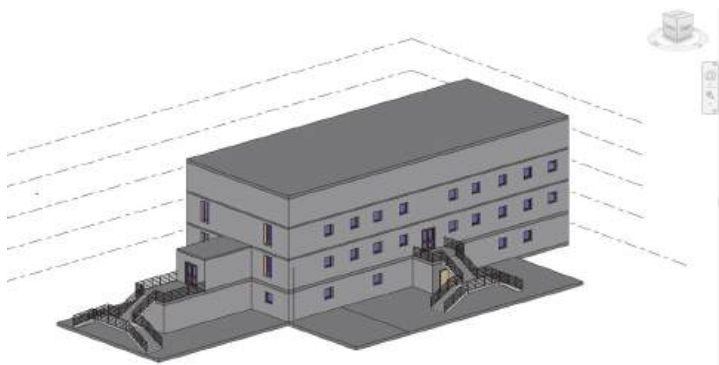


Рис.1. Общий вид объекта строительства

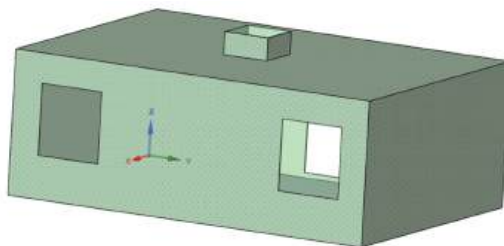


Рис.2. 3d модель помещения

Исходные (начальные) и граничные условия включают: скорости и температуру[5] инфильтрирующегося воздуха через окна и теплого воздуха, поступающего с воздушным отоплением; тепловой поток конвекторов и тепловой поток через наружную стену; толщины стен

После того, как все требуемые параметры для вычислений программы были введены, запустили расчеты с количеством итераций, равным 1000 (рис. 3).

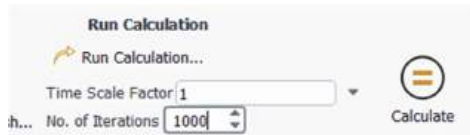


Рис.3. Количество итераций и запуск расчетов

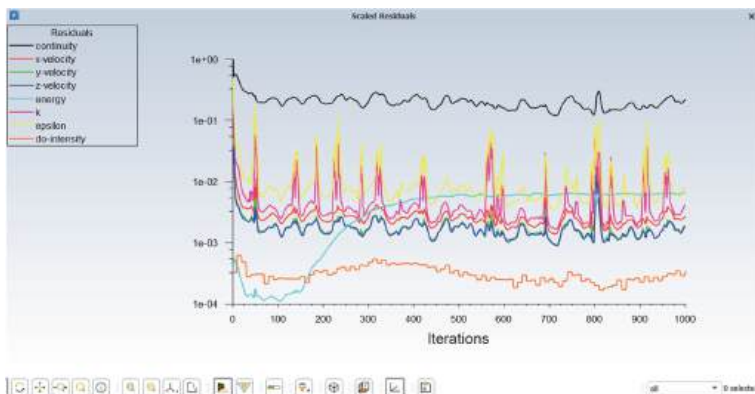


Рис.4. Итерационный график расчета

На рисунке 4 показан пошаговый ход расчетов теплообмена в помещении на основе вычислений по 8 уравнениям, задействованным на этапе постановки исходных данных. В целом график показывает, что решение не расходится, что позволяет перейти к постпроцессингу обработки и обсуждением полученных результатов.

Функционал программы после завершения процессинга позволяет исследовать широкий ряд величин: давление, плотность, скорость, температуру, излучение, турбулентность, тепловые потоки. На их основе далее для анализа теплообмена в построенной 3dмодели помещения были использованы поля изотерм, изотах и тепловых потоков. Это позволило дать предварительную оценку эффективности и целесообразности применения воздушного отопления совместно с водяным для зданий общественного назначения.

С помощью настроек можно отобразить ту или иную часть геометрии помещения. При использовании команды «Plane» появляется плоскость, с помощью которой можно получить разрез любой области помещения (рис. 6).

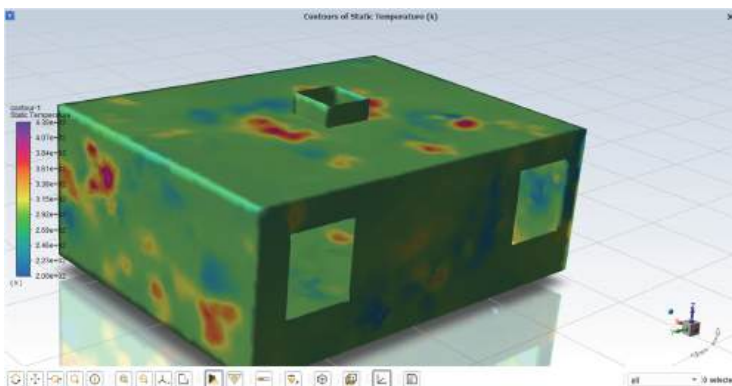


Рис. 5. Температурное поле помещения

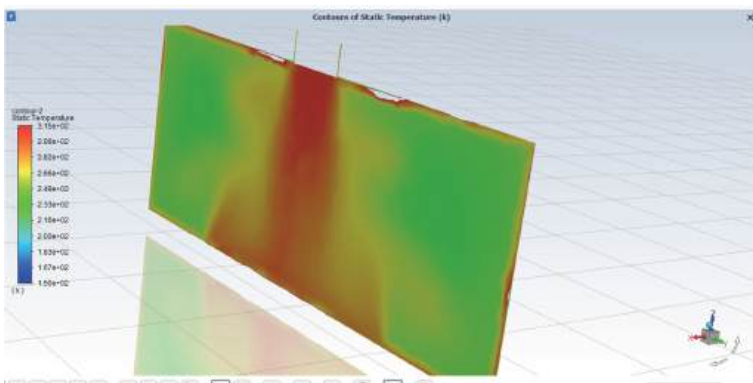


Рис. 6. Разрез области воздушного отопления в продольном сечении

Заключение

Созданная модель помещения с комбинированным отоплением показала, что организация воздушного отопления без распределительных устройств в виде центральной подачи теплого воздуха сверху вниз при существующих размерах помещения не обеспечивает его полноценный обогрев, так как потоки теплого воздуха не охватывают весь объем помещения. Полученный результат показывает возможность оптимизации системы комбинированного отопления на основе

численного эксперимента путем совершенствования воздухораспределения при подаче теплоносителя и аэродинамики потока внутри помещения [6].

Библиографический список

1. ГОСТ Р 57700.2-2017. Национальный стандарт российской федерации. Численное моделирование для разработки и сдачи в эксплуатацию высокотехнологичных промышленных изделий. Сертификация программного обеспечения. Общие положения.

2. ANSYS Fluent Tutorial Guide. Release 18.0. ANSYS, Inc., Canonsburg, PA, 2017. 1052 p.

3. Схема теплоснабжения Тайшетского муниципального образования «Тайшетское городское поселение» на период 2023 - 2041 годы. Книга 1. Утверждаемая часть. Иркутск 2022 год.

4. Зиганшин М.Г., Колесник А.А., Зиганшин А.М. Проектирование аппаратов пылегазоочистки / 2-е изд., перераб. и доп. — СПб.: Лань, 2022. 544 с. Текст: электронный // URL: <https://e.lanbook.com/book/211772>

5. СП 60.13330.2016. Свод правил. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. Актуализированная редакция СНиП 41-01-2003.

6. Игнатьев К.А., Гиниятуллин Э.Р., Зиганшин М.Г. Исследование энергоэффективности комбинированной системы воздушного и водяного отопления общественного здания / Надежность и безопасность энергетики. 2021; 14(2). С. 124-131. <https://doi.org/10.24223/1999-5555-2021-14-2-124-131>

УДК 697.34

С.М. Назаров¹, В.А.Стерлигов², Е.М.Крамченков², Т.Г.Мануковская²

¹«Таджикский технический университет имени М. Осими»,

г. Душанбе, Республика Таджикистан

²ФГБОУ ВО «Липецкий государственный технический университет»,

г. Липецк, Россия

К ВОПРОСУ ПЛОТНОСТИ ПАРОВОДАЯНОЙ СМЕСИ В ГРАВИТАЦИОННЫХ СИСТЕМАХ ОТОПЛЕНИЯ

Область применения систем водяного отопления с естественной циркуляцией ограничена. Связано это с тем, что естественное циркуляционное давление, образующееся в гравитационных системах отопления из-за различия гидростатического давления, создаваемого разностью плотностей нагретой и охлажденной воды, только в высотных зданиях достигает величин сопоставимых с давлением создаваемым насосом [1].

Такие системы отопления имеют малый радиус действия (до 20 м по горизонтали), но несмотря на это, их используют для обособленных зданий, зданий при ненадежном снабжении электрической энергией, особенно в отдаленной сельской местности [1, 2].

Расширить возможности применения систем отопления с естественной циркуляцией позволяет комбинированная система водяного отопления с естественным побуждением циркуляции [3].

В такой системе в качестве источника теплоты служит котел, в котором одновременно нагревается вода и образуется пар. Причем пар поступает в циркулирующий поток воды на выходе из котла и в вертикальном трубопроводе перемещается уже пароводяная смесь. По мере движения пар конденсируется и подогревает воду. Охлаждение

теплоносителя в системе отопления происходит непрерывно по мере удаления от котла.

В системе с естественной циркуляцией с дополнительным побуждением циркуляции умышленно вводимым потоком пара важно иметь представление о режимах течения пароводяной смеси. Это важно не только при различных сочетаниях долей объема паровой и водяной фаз потока в том или ином сечении вертикальной трубы, но и для распределения фазовых концентраций по сечению и длине трубы, поля скоростей и т.п.

Циркуляция теплоносителя определяется естественным циркуляционным давлением, в котором плотность пароводяной смеси $\rho''_{см}$ оказывает заметное влияние на его величину.

В литературе [1,2] указывается, что когда по трубопроводу перемещается пароводяная смесь, ее плотность должна вычисляться по плотности сухого насыщенного пара с учетом его доли в смеси (степени сухости пара) при данном содержании влаги.

Для конденсатопроводов, в которых транспортируется совместно пар и конденсат и избыточное давление составляет от 0,01 до 0,6 МПа, в литературе [2] для определения плотности пароконденсатной смеси $\rho''_{см}$ приведено эмпирическое уравнение:

$$\rho''_{см} = \frac{1000}{1 + G_0 V_0}, \quad \text{кг/м}^3, \quad (1)$$

где G_0 – масса пара в системе, отнесенная к массе воды; V_0 – удельный объем 1 кг пара при давлении в конце участка трубы, по которому перемещается пар и вода.

Там же приводится таблица с данными плотности пароводяной смеси $\rho_{см}$, кг/м³, в зависимости от величины абсолютных давлений в начале P_1 и конце P_2 трубопровода.

Из литературы [4] известно, что структура течения пароводяной смеси зависит от давления, скорости потока и его энтальпии, а также от положения трубы в пространстве и ее конструкции. Исследования в этом направлении проводились в основном путем визуальных наблюдений, фотографирования и киносъемки. В связи с значительными экспериментальными трудностями такие исследования проводились главным образом при низких давлениях и в необогреваемых трубах, что для нашего случая вполне приемлемо. Поэтому наиболее вероятно, что структура течения потока пароводяной смеси в вертикальном трубопроводе комбинированной системы отопления пузырьковая. Схема течения потока представлена на рис. 1.

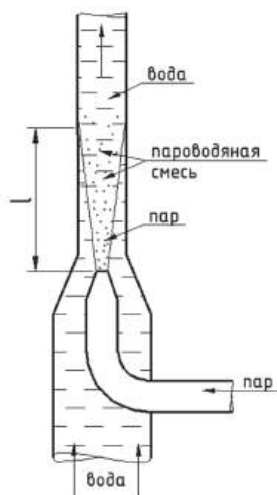


Рис. 1. Схема течения потока

Пароводяная смесь может находиться в равновесном состоянии, когда вода и пар имеют температуры равные температуре насыщения при заданном давлении и неравновесном состоянии, в котором одна из фаз или обе фазы имеют параметры не соответствующие насыщенному состоянию. В комбинированной системе водяного отопления, т.е. при поступлении пара в воду, вода всегда будет находиться в ненасыщенном состоянии, а пароводяная смесь в неравновесном состоянии.

В исследовании [5] указывается, что при движении потока в канале (трубе), имеющем определенную геометрическую форму живого сечения, для характеристики гидродинамических процессов используют параметры потока, такие как средняя скорость, средняя плотность и вязкость.

В двухфазных потоках параметры потока можно разделить на две группы: 1 – расходные параметры; 2 – истинные параметры.

«Расходные параметры» двухфазного потока составляются на основе уравнений материального и теплового балансов.

«Истинные параметры» учитывают характеристики каждой фазы двухфазного потока.

При движении двухфазного потока по каналу (трубе) постоянного живого сечения в отсутствие подтоков и отборов среды, массовая скорость остается постоянной по всей длине трубы, включая и фазовый переход [4].

Для термодинамически равновесного пароводяного потока массовый расход можно представить как сумму массовых расходов воды M' , нагретой до температуры насыщения и массы сухого насыщенного пара M'' .

$$M = M' + M'', \quad (2)$$

Массовый состав пароводяной смеси характеризуется паросодержанием x , определяем как:

$$x = \frac{M''}{M}, \quad (3)$$

и водосодержанием (влажносодержанием), определяемым как:

$$1 - x = \frac{M'}{M}. \quad (4)$$

Объемное расходное паросодержание β определяется отношением объемного расхода пара к суммарному расходу жидкой и паровой фаз как:

$$\beta = \frac{M''/\rho''}{\frac{M''}{\rho''} + \frac{M'}{\rho'}}. \quad (5)$$

Для двухфазных потоков вводятся понятия приведенных скоростей воды и пара, из предположения, что каждая фаза заполняет все сечение канала (трубы). Тогда приведенная скорость воды будет равна:

$$w'_0 = \frac{M'}{w \cdot \rho'} = \frac{w_M \cdot (1-x)}{\rho'}, \quad (6)$$

а приведенная скорость пара:

$$w''_0 = \frac{M''}{w \cdot \rho''} = \frac{w_M \cdot (1-x)}{\rho''}. \quad (7)$$

Скорость пароводяной смеси при этом определяется как:

$$w_{см} = w'_0 + w''_0. \quad (8)$$

Учитывая уравнения (6-8), скорость пароводяной смеси можно представить в виде зависимости:

$$w_{см} = w_0 \left[1 + x \cdot \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) \right]. \quad (9)$$

При этом «средняя расходная плотность» среды в сечении канала (трубы) является линейной зависимостью объемного паросодержания

$$\rho_{\text{см}} = (1 - \beta) \cdot \rho' + \beta \cdot \rho'' \quad (10)$$

В практических расчетах, при учете истинных действительных параметров смеси, т.е. параметров учитывающих различие средних скоростей паровой и жидкой фаз, необходимо знать долю φ живого сечения трубопровода (канала), заполненную либо паром, либо жидкостью. Для паровой фазы:

$$\varphi = \frac{f''}{\omega}, \quad (11)$$

где f'' – площадь живого сечения канала заполненного паровой фазой, м^2 , ω – площадь живого сечения, канала, м^2 .

При известном значении φ остальные действительные параметры в равновесной пароводяной смеси определяются из следующих соотношений:

- «действительная скорость воды»

$$w' = \frac{w_0}{1 - \varphi}, \quad (12)$$

- «действительная скорость пара»

$$w'' = \frac{w_0}{\varphi}. \quad (13)$$

При естественной циркуляции важным параметром, определяющим движущий (располагаемый) напор, является истинная (действительная) плотность пароводяной смеси, определяемая как:

$$\rho_{\text{см}}'' = \varphi \cdot \rho'' + (1 - \varphi) \cdot \rho'. \quad (14)$$

Учитывая вышеизложенное, предлагается в системах отопления с естественной циркуляцией, когда в циркуляционную воду вносится определенное количество паровой фазы, при вычислении величины располагаемого циркуляционного давления плотность пароводяной смеси определять как:

$$\rho_{\text{см}}'' = \frac{M'' \rho_{\text{п}} + M' \rho_{\text{ГВ}}}{M' + M''}, \text{кг/м}^3, \quad (15)$$

где M'' – расход вносимого в поток пара, кг/ч; $\rho_{\text{п}}$ – плотность пара, кг/м³; M' – расход циркуляционной горячей воды, кг/ч; $\rho_{\text{ГВ}}$ – плотность горячей воды, кг/м³, при температуре воды $t_{\text{ГВ}}$ °С.

Циркуляционный расход теплоносителя в системе отопления, кг/ч, в этом случае определяется как: $M = M' + M''$.

На основании вышеприведенного, можно отметить, что при проектировании комбинированной системы отопления [3], очень важно точно определять плотность пароводяной смеси в контуре. При этом желательно иметь зависимость, позволяющую просто и быстро определять плотность пароводяной смеси.

Для оценки возможностей использования уравнений (1, 14, 15) при определении плотности пароводяной смеси выполнены расчеты ее плотности по указанным зависимостям.

В ходе определения численных значений плотности смеси взята условная система отопления с вертикальным трубопроводом с $d_{\text{н}} = 25$ мм, толщиной стенки 4,2 мм и внутренним диаметром $d_{\text{в}} = 16,6$ мм. При этом в общей тепловой нагрузке доля теплоты подаваемой в систему с паром определялась относительным расходом теплоты $\bar{Q} = \frac{Q_{\text{п}}}{Q_{\Sigma}}$ и составляла от 0,1 до 0,6. В результате полученная максимальная

плотность смеси при $\bar{Q} = 0,1$ составляла 101,5...101,94 кг/м³, а минимальная плотность при $\bar{Q}=0,6$ составила от 0,86 до 8,89 кг/м³. Зависимость плотности пароводяной смеси от относительного расхода теплоты представлена на рис. 2.

Анализ рис. 2 показывает, что плотность пароводяной смеси при проектировании комбинированных систем водяного отопления, когда в поток воды умышленно вносится некоторое количество пара, возможно определять по уравнениям (1, 14, 15). Результаты выполненных расчетов отличаются друг от друга от +0,8% до -0,9%, т.е. погрешность не превышает 1%.

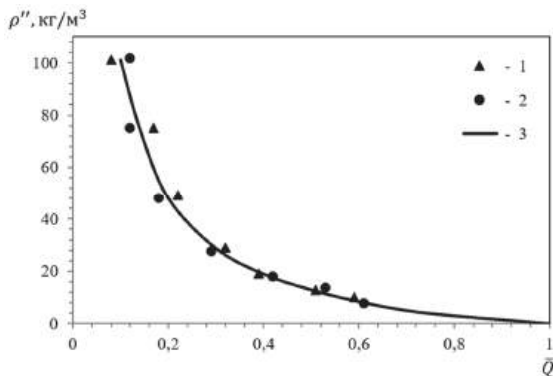


Рис. 2. Зависимость плотности пароводяной смеси от относительного расхода теплоты: 1 – данные по (1); 2 – данные по (14); 3 – данные по (15)

Следует отметить, что когда проектируется система отопления, циркуляционное давление определяют до выполнения расчета диаметров труб. Поэтому при определении плотности смеси, например, по уравнению (14) возникают определенные трудности.

Применение уравнения (1) для расчета плотности пароводяной смеси, так же имеет определенные сложности, так как конечное давление в системе P_2 , возможно знать только после выполнения

гидравлического расчета. Считаем, что наименее трудоемкой и более быстрой и, как следствие, более приемлемой является процедура определения плотности пароводяной смеси по уравнению (15).

Библиографический список

1. Сканави А.Н., Махов А.М. Отопление: - М.: Издательство АСВ, 2002. – 576 с.: ил.

2. Внутренние санитарно-технические устройства [Текст]: Справочник проектировщика: В 3-х ч.; Под ред. И.Г. Староверова. Ч. 1. Отопление/ В.Н. Богословский, Б.А. Крупнов, А.Н. Сканави и др.; под ред. И.Г. Староверова и Ю.И. Шиллера. 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Стройиздат, 1990. – 344 с., ил.

3. Назаров С.М. и др. Комбинированная система водяного отопления с естественным побуждением циркуляции. – Малый патент Республики Таджикистан ТЈ836, МПК F24D1/00, F24/D9/00.

4. Кутепов, А. М. Гидродинамика и теплообмен при парообразовании: [Учеб. пособие для высш. техн. заведений] / А. М. Кутепов, А.С. Стерман, Н.Г. Стюшин. – М.: Высш. шк., 1986. – 447 с., ил.

5. Федоров, А.В., Рассохин, Н.Г. Процессы генерации пара на атомных электростанциях. М.: Энергоатомиздат, 1985. - 288 с., ил.

ПЕРСПЕКТИВЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ НЕКОТОРЫХ ВИДОВ СОЛНЕЧНЫХ КОЛЛЕКТОРОВ В ТЕПЛИЧНОМ ХОЗЯЙСТВЕ

Солнечные коллекторы представляют собой устройства, предназначенные для преобразования солнечной энергии в тепловую. Они являются важным элементом систем солнечного отопления и горячего водоснабжения, способствуя эффективному использованию возобновляемых источников энергии.

Солнечные коллекторы играют значительную роль в тепличном хозяйстве, обеспечивая эффективное использование солнечной энергии для создания оптимальных условий для роста и развития растений. В условиях современного сельского хозяйства, где наблюдается необходимость повышения продуктивности и устойчивости к климатическим изменениям, интеграция солнечных коллекторов в тепличные системы становится все более актуальной. Основная функция солнечных коллекторов в тепличном хозяйстве заключается в нагреве воздуха и воды, что способствует поддержанию необходимого микроклимата внутри теплицы. Солнечные коллекторы могут использоваться для подогрева системы отопления, что позволяет поддерживать оптимальную температуру в зимний период, когда наружные условия не способствуют эффективному росту растений. Это особенно важно для теплиц, где выращиваются теплолюбивые культуры, такие как томаты, огурцы и перцы.

Кроме того, солнечные коллекторы могут быть использованы для подогрева воды, которая затем применяется для орошения растений.

Нагретая вода способствует лучшему усвоению питательных веществ растениями и ускорению их роста. Системы капельного орошения могут быть дополнены солнечными коллекторами, что позволяет оптимизировать расход воды и повысить эффективность орошения. Использование солнечных коллекторов также способствует снижению эксплуатационных затрат тепличного хозяйства. Поскольку же солнечная энергия является возобновляемым ресурсом, ее использование позволяет уменьшить зависимость от традиционных источников энергии, таких как сжигание газового топлива или электричество. Это, в свою очередь, может привести к снижению углеродного следа тепличного производства и улучшению его экологической устойчивости.

Существует несколько типов солнечных коллекторов, каждый из которых имеет свои особенности конструкции и эффективности. Рассмотрим основные типы:

- плоские коллекторы - самый распространенный тип солнечных коллекторов, представляющие собой плоскую изолированную коробку с прозрачной крышкой (обычно стеклянной), которая позволяет солнечному свету проникать внутрь. При этом внутри находятся темные светопоглощающие пластины, которые преобразуют солнечное излучение в тепло. Теплоноситель (обычно вода или смесь на основе гликоля) циркулирует по трубкам, прикрепленным к поглощающим пластинам, передавая тепло для нагрева воды или воздуха.
- вакуумные трубчатые коллекторы состоят из серии стеклянных труб, каждая из которых содержит поглощающую пластину. Из пространства между внутренней и внешней трубами воздух откачивается, что минимизирует теплопотери. Вакуумные трубчатые коллекторы

более эффективны, чем плоские, особенно в холодном климате, так как могут поддерживать более высокие температуры теплоносителя.

- концентрирующие солнечные коллекторы используют зеркала или линзы для фокусировки солнечного света на небольшой площади, обычно на приемнике. Концентрированный солнечный свет позволяет получать более высокие температуры теплоносителя, который может быть использован для производства пара. Существуют различные конструкции, включая параболические или цилиндрические желоба, солнечные башни и системы с тарелками.

Линейные солнечные коллекторы обычно состоят из длинных труб, установленных на подвижной раме, которая поворачивается вокруг горизонтальной или вертикальной оси. Внутри труб находится теплоноситель, который нагревается под воздействием солнечного излучения. Внешняя поверхность труб покрыта специальным материалом, обладающим высокой поглотительной способностью, что позволяет максимизировать поглощение солнечной энергии.

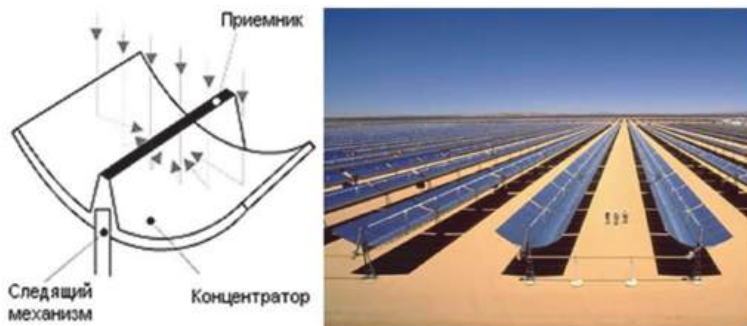


Рис. 1. Линейный цилиндрический солнечный коллектор

Форма зеркала линейного солнечного коллектора может быть как цилиндрической, так и параболической. Обе конструкции обладают своими преимуществами и недостатками. К достоинствам цилиндри-

ческих коллекторов относятся низкие теплотери, а также простота конструкции отражателя и следящего механизма. Параболический отражатель позволяет достигать более высоких температур теплоносителя за счет более точной концентрации потока солнечного излучения, однако такой отражатель приводит к удорожанию конструкции и усложнению следящего механизма.

Для того, чтобы выбрать оптимальную форму отражателя, необходимо оценить оптические характеристики коллектора. Рассмотрим коллектор с цилиндрическим отражателем как наиболее простой в изготовлении. Одним из наиболее важных параметров являются фокусное расстояние и радиус кривизны зеркала. Изображение оптической схемы представлено на рис.2. В данном случае в качестве точечного источника света L_1 выступает Солнце, а в точке L_2 располагается труба коллектора.

Для описания оптической схемы используется формула сферического зеркала:

$$\frac{1}{a_1} + \frac{1}{a_2} = \frac{1}{f}, \text{ где } f = \frac{R}{2}$$

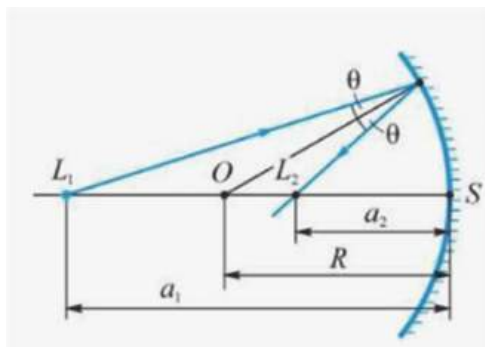


Рис. 2. Оптическая схема коллектора с цилиндрическим отражателем

Принимая расстояние a_1 равным 1 астрономической единице (149 597 870 700 м), сравним разницу между величинами a_2 и f при различных значениях радиуса кривизны отражателя. К примеру, при радиусе зеркала в 0,5 м, разница между значениями a_2 и f составляет порядка 10^{-6} м и является пренебрежимо малой величиной. Таким образом, труба коллектора должна находиться на расстоянии от геометрического центра сечения отражателя, равным половине его радиуса кривизны.

В течение дня угол падения солнечных лучей меняется, в следствие этого необходимо применение следящего устройства, осуществляющего поворот отражателя для эффективной концентрации солнечного излучения. В качестве исполнительного механизма может использоваться как электромоторы, так и линейные актуаторы с различным приводом. Электрический привод является конструктивно наиболее простым, однако приводит к значительному удорожанию конструкции, а также требует постоянного наличия электроэнергии в сети. Поэтому является целесообразным переход к следящим системам, потребляющим минимально возможное количество электроэнергии лишь на нужды работы управляющей электроники.

Одним из возможных вариантов организации работы следящей системы является использование конструкции, подобной используемой в частном тепличном хозяйстве, а именно термочувствительные гидроприводы. В данных устройствах, представляющих из себя простые гидроцилиндры, используются жидкости, имеющие высокий коэффициент теплового расширения. В зависимости от температуры происходит выдвигание/затягивание подвижного штока, что позволяет выполнять реагирование системы

на изменение температуры. При отслеживании таким приводом температуры теплоносителя в трубе коллектора становится возможным осуществление поворота отражателя вслед за движением Солнца.

Однако данная конструкция в самом простом исполнении является несвоевершенной, а именно не имеет учета пасмурной погоды, которая будет расцениваться следящим механизмом как «уходящее Солнце», что приведет к довороту отражателя в крайнее положение, соответствующее закату. В таком случае необходимо добавление простейшего электронного блока управления, учитывающего текущее время суток. В таком случае с помощью клапана с электроприводом возможно осуществление контроля работы гидроцилиндра в виде защиты от чрезмерного поворота отражателя.

Окупаемость солнечных коллекторов при малых объемах использования зависит от нескольких факторов, включая первоначальные затраты на установку, стоимость энергии, которую они заменяют, и уровень солнечной радиации в вашем регионе. Рассмотрим основные аспекты, которые влияют на окупаемость солнечных коллекторов в условиях небольшого использования.

Первоначальные затраты на установку солнечных коллекторов могут варьироваться в зависимости от типа коллектора, его мощности и сложности установки. Для малых объемов использования, таких как нагрев воды для подачи в сеть или небольшого хозяйства, стоимость может быть значительной, но она может быть компенсирована в долгосрочной перспективе.

Эффективность солнечных коллекторов зависит от уровня солнечной радиации в рассматриваемом регионе. В местах с высоким уровнем солнечного света коллекторы будут работать более эффективно,

что приведет к большей экономии и более быстрой окупаемости. В регионах с низкой солнечной активностью окупаемость может занять больше времени.

Солнечные коллекторы имеют длительный срок службы, обычно от 15 до 25 лет, и требуют минимального обслуживания. Это означает, что после первоначальных затрат на установку и текущих расходов на обслуживание, вы можете получать бесплатную солнечную энергию в течение многих лет.

Библиографический список

1. Куликов, К. К. Перспективы применения солнечных коллекторов / К. К. Куликов // Инновационная наука. – 2015. – № 12-2. – С. 86-88. – EDN VDQVZX.
2. Егорова, А. А. Солнечные коллекторы суть, принципы, особенности / А. А. Егорова, А. Н. Стариков // Инновации. Наука. Образование. – 2023. – № 72. – С. 98-103. – EDN PRZRWM.

УДК 697.34

В.А.Стерлигов, Е.М.Крамченков, Т.Г.Мануковская, К.Ю.Кирюшина

ФГБОУ ВО «Липецкий государственный технический университет»,

г. Липецк, Россия

О ПОКВАРТИРНЫХ СИСТЕМАХ ОТОПЛЕНИЯ В МНОГОКВАРТИРНЫХ ДОМАХ

С введением в действие СП 50.13330.2024 (СНиП 23-02-2003) «Тепловая защита зданий» [1] и принятых Федеральных законов «Об энергосбережении и о повышении энергетической эффективности и о внесении изменений в отдельные законодательные акты Российской Федерации» от 23.11.2009 N 261-ФЗ [2] и «О теплоснабжении» от 27.07.2010 N 190-ФЗ [3] в России стали проектировать и строить многоквартирные дома (МКД) с поквартирными системами отопления и приборами учета тепловой энергии в каждой квартире.

Опыт проектирования и строительства поквартирных систем отопления в МКД накапливался практически с нуля. Однако, несмотря на то, что уже более двадцати лет такие МКД возводятся, в настоящее время нет достаточно надежных и технически простых типовых решений по устройству таких систем отопления. Наиболее распространены системы, в которых внутриквартирные трубопроводы отопления прокладывают скрыто, в конструкции пола. При этом используют лучевую (радиальную) схему или схемы с разводкой труб в полу вдоль внутренних и наружных стен.

Как известно, скрытая прокладка трубопроводов в полной мере отвечает эстетическим требованиям, предъявляемым к системам отопления [4], но при этом не полностью отвечает эксплуатационным. Такая прокладка исключает текущую ремонтпригодность и замену отдельных элементов трубопроводов [4,5]. Причем прокладка в полу

резко увеличивает риск затопления нижних этажей. При устройстве поквартирных систем технологии и способы прокладки трубопроводов внутри строительных конструкций (полов) каждого этажа не обеспечивают требования по допустимой температуре поверхности конструкции [6] и практически создают отопительные панели напольно-потолочного отопления. В результате при таких схемах прокладки трубопроводов в помещения разных этажей даже при отключении отопительных приборов продолжает поступать определенное количество теплоты. Данное техническое решение приводит к тому, что отдельные потребители обогреваются за счет потребителей соседних квартир по вертикали (верхних и нижних). При этом установленные у потребителей приборы учета теплоты не отражают реальное потребление тепловой энергии на нужды отопления каждой квартиры. Опыт эксплуатации МКД с поквартирными системами показал повышение температуры поверхности строительных конструкций вдоль трассы прокладки труб. Реальная температура поверхности превышает допустимую величину, равную 32 °С, достигая значений в 37...40 °С. В таких условиях эксплуатирующим организациям невозможно свести поквартирный баланс показаний приборов учета потребленной тепловой энергии отдельными квартирами с показаниями расхода теплоты общедомового прибора учёта. Кроме того, отдельные собственники квартир, полностью отключая подачу теплоносителя в отопительные приборы в своей квартире (продолжают обогреваться за счет соседей) не оплачивают теплотребление.

При совершенствовании поквартирных систем отопления для устранения конструктивных сложностей монтажа, проблем с конструктивной прокладкой трубопроводов в полу, а также для устранения обогрева квартир за счет соседнего собственника, предлагается

более широкое применение поквартирных систем отопления с напольной плинтусной разводкой труб. Для этого в квартирах по периметру помещений вдоль внутренних и наружных стен необходимо выполнять разводку трубопроводов в коробе заменяющим собой напольный плинтус (рис.1).

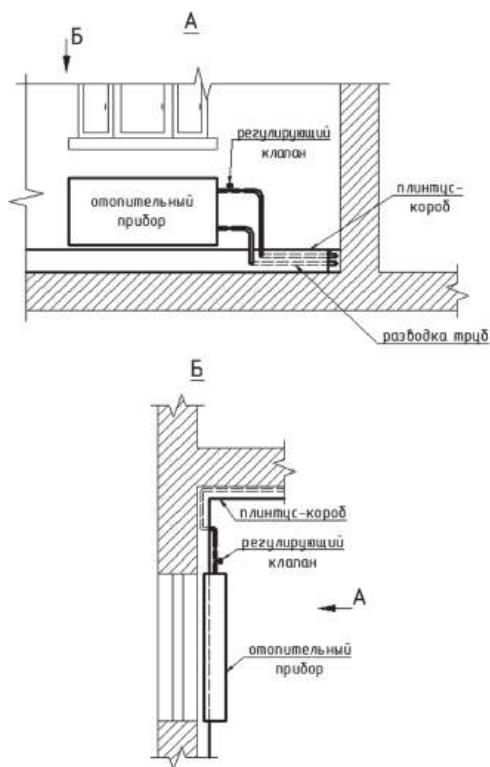


Рис. 1. Схема плинтусной разводки системы отопления

Схема конструкции такого напольного плинтуса-короба с размещением в нем трубопроводов и его установка приведена на рис. 2. Для разводящих трубопроводов в квартирах жилых домов применяют трубы диаметром $\text{d}_{\text{y}}10, 15$ и 20 мм. При трубопроводах такого

типоразмера высота напольного плинтуса-короба не превышает (90÷120) мм, а ширина (50÷60) мм (рис. 3). Данный плинтус выполняет не только технологическое, но и архитектурное предназначение внутри помещения.

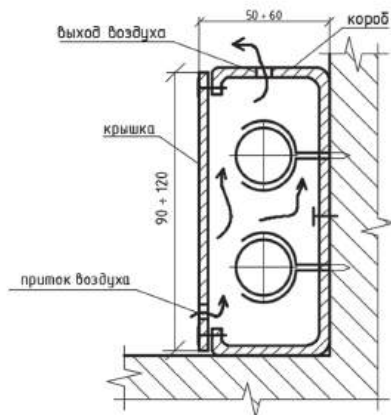


Рис. 2. Схема установки напольного плинтус-короба

В случае широкого применения напольной плинтусной разводки труб в поквартирных системах отопления вся тепловая энергия, подводимая по трубопроводам в квартиры, будет затрачиваться на обогрев помещений квартир собственников, а не помещений квартир соседей. Оснащение плинтус-короба и его крышки отверстиями для притока и выхода воздуха улучшит конвективную теплоотдачу горизонтальных трубопроводов и равномерность обогрева помещений по всей длине разводящих труб.

При таком устройстве трубопроводов, подводящих к отопительному прибору теплоноситель, приборы учета расхода теплоты будут фиксировать, и учитывать теплотребление каждой отапливаемой квартиры. Это позволит жильцам (потребителям теплоты)

объективно и справедливо выполнять платежи теплоснабжающим организациям за потребленную тепловую энергию.

Библиографический список

1. СП 50.13330.2024 «СНиП 23-02-2003 Тепловая защита зданий»;
2. Федеральный закон "Об энергосбережении и о повышении энергетической эффективности и о внесении изменений в отдельные законодательные акты Российской Федерации" от 23.11.2009 N 261-ФЗ;
3. Федеральный закон "О теплоснабжении" от 27.07.2010 N 190-ФЗ;
4. А.Н. Сканави, Л.М. Махов. Отопление. – М.: Издательство АСВ, 2002 – 576 с.;
5. Справочник проектировщика. Внутренние санитарно-технические устройства. Ч.1. Отопление/В.Н. Богословский, Б.А. Крупнов, А.Н. Сканави и др. под ред. И.Г. Старовойрова и Ю.И. Шиллера. – М.: Стройиздат, 1990. – 344 с.;
6. СП 60.13330.2020. Свод правил. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. СНиП 41-01-2003" (утв. и введен в действие Приказом Минстроя России от 30.12.2020 N 921/пр).

УДК 697.34

В.А. Стерлигов¹, Е.М. Крамченков¹, Т.Г. Мануковская¹, С.М. Назаров²

¹ФГБОУ ВО «Липецкий государственный технический университет»,

г. Липецк, Россия

²«Таджикский технический университет имени М. Осими»,

г. Душанбе, Республика Таджикистан

ЕСТЕСТВЕННАЯ ЦИРКУЛЯЦИЯ В СИСТЕМЕ ОТОПЛЕНИЯ ПРИ ПОДАЧЕ В ВОДЯНОЙ КОНТУР НАСЫЩЕННОГО ПАРА

В настоящее время системы водяного отопления с естественной циркуляцией применяются ограничено. Связано это с тем, что циркуляционное давление, создаваемое разностью плотностей нагретой и охлажденной воды, только в высотных зданиях достигает величин сопоставимых с давлением, создаваемым циркуляционным насосом. Гравитационные системы отопления имеют малый радиус действия (до 30 м) но, несмотря на это, такие системы используют для обособленных зданий, зданий при ненадежном снабжении электрической энергией, особенно в отдаленной сельской местности [1].

Расширить область применения и радиус действия систем отопления с естественной циркуляцией позволяет комбинированная система водяного отопления [2]. В качестве источника теплоты в ней служит котел, где одновременно нагревается вода и образуется насыщенный пар. Пар поступает в циркулирующий поток воды на выходе из котла и в трубопроводе за котлом перемещается пароводяная смесь. По мере движения пар конденсируется и подогревает воду до определенной температуры. Охлаждение теплоносителя в системе отопления происходит непрерывно по мере удаления от котла.

В такой системе важно иметь представление о режимах течения пароводяной смеси. Это необходимо не только при различных

сочетаниях долей объема паровой и водяной фаз потока в том или ином сечении вертикальной трубы, но и для распределения фазовых концентраций по сечению и длине трубы, поля скоростей и т.п.

Пароводяная смесь – это среда, движущаяся в канале, при этом часть объема канала заполнена паром (паровой средой), а другая часть заполнена водой (жидкостью). Пароводяная смесь может находиться в равновесном состоянии, когда вода и пар имеют температуры равные температуре насыщения при заданном давлении и неравновесном состоянии, в котором одна из фаз или обе фазы имеют параметры не соответствующие насыщенному состоянию. В комбинированной системе водяного отопления, т.е. при поступлении пара в воду, вода всегда будет находиться в ненасыщенном состоянии, а пароводяная смесь в неравновесном состоянии.

1. Когда пароводяная смесь движется «снизу-вверх» («подъемное движение») пузырьки пара, находящиеся в общем потоке смеси, движутся с более высокой скоростью, чем вода, и только при очень малых объемных паросодержаниях скорость жидкости становится больше скорости пара.

2. При естественной циркуляции важным параметром, определяющим движущее (располагаемое) давление, является истинная (действительная) плотность пароводяной смеси. В практике теплотехники возникает также необходимость в определении «истинного (действительного) весового паросодержания пароводяной смеси», заполняющей определенный объем трубопровода.

3. В неравновесной пароводяной смеси уравнения теплового и материального балансов не дают возможности определить весовые расходы каждой из фаз, т.к. скорость конденсации пара в недогретой воде или испарения воды в перегретом паре остается неизвестной. При

таких условиях данные об истинных объемных паросодержаниях недостаточны для определения истинных или относительных скоростей фаз [3]. Поэтому наиболее достоверными являются результаты, полученные экспериментально.

4. Исследование работы водяной системы отопления с введением в циркулирующий поток водяного теплоносителя некоторого объема насыщенного пара проводились на экспериментальном стенде в лаборатории теплотехники и тепловых процессов кафедры промышленной теплоэнергетики Липецкого государственного технического университета (ЛГТУ). На базе существующего стенда водяной системы отопления была выполнена работа по дооснащению его парогенерирующей частью на основе электрического парового котла.

Дооснащенный экспериментальный стенд представляет собой систему водяного отопления, имеющую возможность создавать естественную и искусственную циркуляцию в контуре. Помимо парогенерирующего устройства, стенд оснащен измерительной и контрольно-регулирующей частями. Схема экспериментального стенда с экспликацией его элементов приведена на рис.1.

При проведении экспериментов для определения величины естественного циркуляционного давления в схеме стенда принят контур системы отопления, соединяющий котел с радиатором М-140.

В ходе работы рассчитывали величины естественного циркуляционного давления для случая, когда в контуре циркулировала нагретая вода и для случая, когда в поток воды вводится поток насыщенного пара. При различных сочетаниях долей объема паровой и водяной фаз, количество теплоты, вносимое в систему паром, равнялось теплоотдаче отопительного прибора. Расчеты выполнялись при климатических условиях г. Липецка. Температура наружного воздуха на

отопление $t_{\text{но}}$ принята как температура холодной пятидневки равной минус 25°C. Температура внутреннего воздуха $t_{\text{в}}$ принята равной плюс 18°C. Теплоотдача отопительного прибора при таких условиях составила 845 Вт. Расчетный расход циркулирующего теплоносителя составил 29,06 кг/ч. Для определения величин естественного циркуляционного давления в системе рассчитана теплоотдача отопительного прибора в зависимости от текущей температуры наружного воздуха. Величины текущих потоков теплоты, отдаваемых прибором в отапливаемое помещение составляли от 67 до 845 Вт, при этом расходы теплоносителя находились в диапазоне от 12,45 до 29,06 кг/ч.

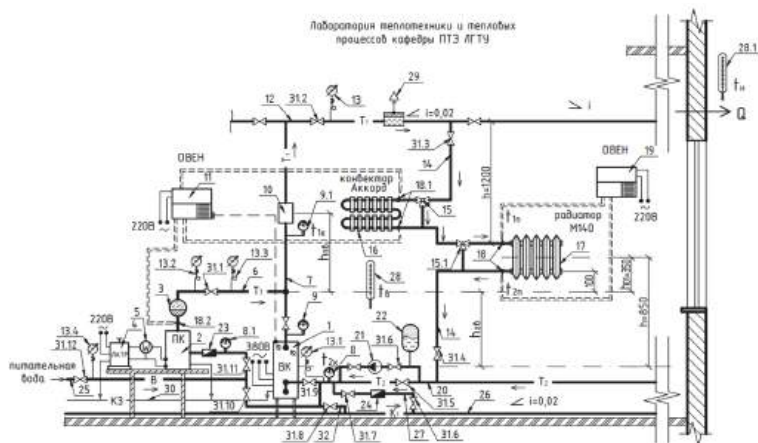


Рис. 1. Схема экспериментального стенда: 1. Водогрейный электрокотел; 2. Паровой электрокотел; 3. Паросборник; 4. Лабораторный автотрансформатор (ЛАТР); 5. Ваттметр; 6. Паропровод; 7. Главный стояк; 8. Термометр на входе воды в водогрейный котел; 8.1. Термометр на входе питательной воды в паровой котел; 9. Термометр на выходе воды из котла; 9.1. Термометр на главном стояке; 10. Расходомер "Струмень ТС-07"; 11. Блок управления электрокотлом и измерения температуры; 12. Трубопровод горячей воды; 13 ÷ 13.3. Манометры; 14. Стояк; 15, 15.1. Трехходовые краны; 16. Конвектор "Аккорд" двухрядный 2А; 17. Чугунный секционный радиатор М-140; 18÷18.2. Терморпары; 19. Блок

измерения температуры; 20. Трубопровод охлажденной воды; 21. Циркуляционный насос; 22. Расширительный бак; 23. Счетчик расхода воды №1; 24. Счетчик расхода воды №2; 25. Трубопровод подачи воды в экспериментальный стенд; 26. Трубопровод канализации; 27. Патрубок опорожнения системы; 28, 28.1. Жидкостные термометры; 29. Воздухоотводчик; 30. Контур заземления; 31-31.12. Запорная арматура; 32. Трубопровод канализации

В случае, когда контур полностью заполнен водой, её движение и расход в ней поддерживается циркуляционным давлением, создаваемым разностью гидростатических давлений нагретого и охлажденного столбов жидкости, которое определяли как:

$$\Delta P = gh (\rho_0 - \rho_{\Gamma}), \text{ Па}, \quad (1)$$

где h – высота между центром нагрева и центром охлаждения теплоносителя, м; ρ_0, ρ_{Γ} – плотность охлажденной и горячей воды, кг/м^3 ; g – ускорение силы тяжести, м/с^2 .

По уравнению (1) рассчитаны величины естественного циркуляционного давления при различной теплоотдаче отопительного прибора и построена зависимость естественного циркуляционного давления от расхода теплоты и представлена на (рис. 2).

Следует отметить, что в водяной системе при малой разнице высот между центром нагрева и центром охлаждения естественное циркуляционное давление незначительно, поэтому транспортировать теплоноситель естественными силами в такой схеме системы крайне проблематично.

Для случая, когда в водяной контур подается определенное количество насыщенного пара, причем его расход в каждом интервале наружных температур воздуха обеспечивает теплоотдачу отопительного прибора, также приведены расчеты величин естественного циркуляционного давления.

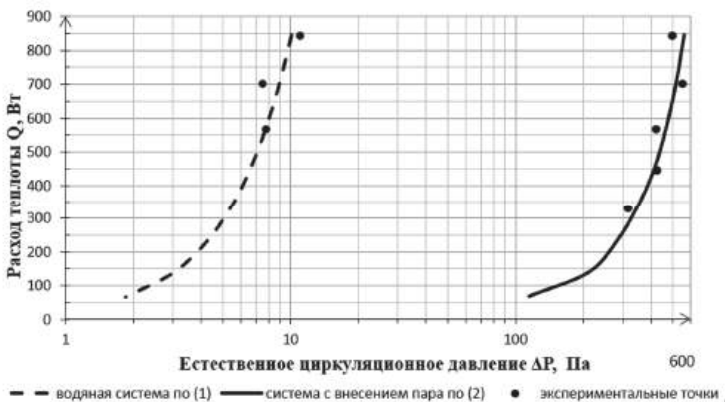


Рис. 2. Естественное циркуляционное давление

Для определения численных значений величин циркуляционного давления принято, что весь вертикальный участок трубопровода на выходе из котла заполняет пароводяная смесь. Естественное циркуляционное давление, возникающее в системе определялось как разница гидростатических давлений столбов теплоносителя в виде пароводяной смеси и воды по формуле

$$\Delta P = g[(h_{\Gamma} \rho_{\Gamma} + h_o \rho_o) - (h_{см} \rho_{см} + h_x \rho_x)], \text{ Па}, \quad (2)$$

где $h_x, h_{см}, h_{\Gamma}, h_o$ – участок трубопровода, заполненный холодной водой, пароводяной смесью, горячей и охлажденной водой соответственно, м; $\rho_x, \rho_{см}, \rho_{\Gamma}, \rho_o$ – плотность холодной воды, пароводяной смеси, горячей и охлажденной воды соответственно, кг/м^3 . Плотность пароводяной смеси определяли исходя из [4] по формуле:

$$\rho_{см}'' = \frac{M' \rho_{п} + M'' \rho_{ГВ}}{M' + M''}, \text{ кг/м}^3, \quad (3)$$

где M' – расход вносимого в поток пара, кг/ч ; $\rho_{п}$ – плотность пара, кг/м^3 ; M'' – расход циркуляционной воды, кг/ч ; $\rho_{ГВ}$ – плотность горячей воды, кг/м^3 , при температуре воды $t_{ГВ}$, °С.

Циркуляционный расход теплоносителя определяется как:
 $M = M' + M''$, кг/ч.

Используя схему (рис. 1) для тех же тепловых потоков отдаваемых прибором и тех же интервалов температур наружного воздуха, что и в случае циркуляции воды в контуре схемы, выполнены расчеты величин естественного циркуляционного давления по уравнению (2). При этом расход насыщенного пара в общей доле циркуляционного расхода теплоносителя составлял от 0,09 до 1,134 кг/ч, обеспечивая требуемую теплоотдачу отопительного прибора при разных температурах наружного воздуха. Результаты расчетов также представлены на рис. 2.

Из рис. 2 следует, что естественное циркуляционное давление, в случае, когда в систему подается поток пара, в сравнении с предыдущим случаем, когда в системе циркулирует только вода, возрастает более чем на 1 порядок. При этом можно констатировать, что при одинаковых нагрузках и конфигурации трубопроводов появляется возможность транспортировать тепловую энергию на более значительное расстояние.

При проведении экспериментов как при естественной циркуляции воды в системе, так и при подаче некоторого количества пара в поток циркулирующей воды величины циркуляционных давлений определяли по показаниям манометров (пьезометров), установленных в разных точках системы. Величины численных значений циркуляционных давлений, полученные при проведении экспериментов также показаны на рис.2.

Таким образом, на основе проведенных исследований можно сделать следующие выводы:

1. В системе отопления с естественной циркуляцией подачей в контур циркуляции воды насыщенного пара в количестве от 0,09 до 1,134 кг/ч возможно увеличить циркуляционное давление более чем на 1 порядок.

2. При линейной зависимости удельных потерь давлений в системе протяженность трубопроводов прямо пропорциональна величине естественного циркуляционного давления. Подача пара в циркуляционный контур водяной системы отопления с естественной циркуляцией позволит существенно расширить не только радиус действия, но и область применения таких систем.

Библиографический список

1. Сканави А.Н., Махов Л.М. Отопление: - М.: Издательство АСВ, 2002. – 576 с.

2. Назаров С.М. и др. Комбинированная система водяного отопления с естественным побуждением циркуляции. – Малый патент Республики Таджикистан ТJ836, МПК F24D1/00, F24/D9/00/.

3. Стырикович, М.А. Процессы генерации пара на электростанциях: Учебник / М. А. Стырикович, О. И. Мартынова, З. А. Миропольский ; Под общ. ред. акад. М. А. Стыриковича. - Москва: Энергия, 1969. - 312 с.: ил.

4. В.А. Стерлигов, Е.М. Крамченков, С.М. Назаров, Т.Г. Мануковская. Определение плотности пароводяной смеси в системах отопления. 8-я Российская национальная конференция по теплообмену, Москва, НИИ. МЭИ, 2022. – С. 407-410.

УДК 621.9+536.24

В.А. Уваров, А.Г. Кочев, М.М. Соколов

Нижегородский государственный архитектурно-строительный университет,
г. Нижний Новгород, Российская Федерация

ПРИМЕНЕНИЕ НЕЙРОННОЙ СЕТИ ДЛЯ МОДЕЛИРОВАНИЯ МИКРОКЛИМАТА В ХРАМЕ СВЯТОГО БЛАГОВЕРНОГО КНЯЗЯ АЛЕКСАНДРА НЕВСКОГО

Сохранение православные храмы, требует учета ряда условий, среди которых микроклимат играет ключевую роль. Необходимость поддержания оптимальной температуры и влажности в таких помещениях обусловлена требованиями как к комфорту прихожан и церковного клира, так и к долговечности внутреннего убранства. На микроклимат в храме влияют уникальные архитектурные особенности, например, высокие своды и купола, которые создают особые условия для циркуляции воздуха. Для точного моделирования таких процессов зачастую применяются численные методы решения дифференциальных уравнений, однако использование нейронных сетей открывает возможности для адаптивного, более быстрого и эффективного анализа подобных задач [1, 2].

Задача моделирования микроклимата в храме заключается в определении полей скорости и температуры воздуха внутри замкнутого помещения с учетом заданных граничных условий. Для решения данной задачи была выбрана система уравнений, которая учитывает конвективный перенос тепла от внутренних источников, таких как системы отопления, при этом, в текущей реализации, исключаются тепловые выделения от свечей и лампад, а также теплопередача через стены [3, 4].

Для описания поведения воздушного потока в помещении под воздействием вязкости и градиента давления, использовано уравнение Навье-Стокса в стационарной форме:

$$\begin{aligned} \rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) &= -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \\ \rho \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) &= -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \end{aligned} \quad (1)$$

где ρ – плотность воздуха, p – давление, μ – динамическая вязкость.

Температура воздуха определяется конвективным переносом тепла от источников отопления. Уравнение теплопереноса принимает следующий вид:

$$\rho c_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = Q \quad (2)$$

где T – температура воздуха, c_p – удельная теплоемкость, Q – функция, описывающая распределение тепловой энергии от внутренних источников.

В качестве замыкающего условия, которое обеспечивает баланс воздушного потока внутри помещения, выступило уравнение неразрывности:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (3)$$

где ∂u и ∂v – компоненты скорости воздуха вдоль осей x и y соответственно.

Принятые допущения:

1. Теплопередача через ограждающие конструкции не учитывается, что означает, что градиент температуры на поверхности стен считается равным нулю:

$$\frac{\partial T}{\partial n} = 0 \quad (4)$$

2. Предполагается ламинарный режим течения воздуха:

$$\overline{u'v'} = 0 \quad (5)$$

3. Температура и скорости потока не изменяются со временем:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = 0, \quad \frac{\partial u}{\partial t} = 0, \quad \frac{\partial v}{\partial t} = 0 \quad (6)$$

4. Плотности и удельная теплоемкость воздуха принимаются постоянными для упрощения уравнений и обеспечения их линейности:

$$\rho = \text{const}, \quad c_p = \text{const} \quad (7)$$

5. В модели не учитываются локальные источники тепла, такие как свечи и лампы, поскольку их влияние сложно точно моделировать в рамках текущей реализации. Эти тепловыделения создают временные и локальные изменения, которые трудно интегрировать в долгосрочный расчет, поэтому данное упрощение позволяет сосредоточиться на основных источниках тепла и обеспечить стабильность модели.

Граничные условия:

1. На стенах храма применяются условия прилипания для скоростей воздуха:

$$u=0, \quad v=0 \quad (8)$$

2. Для внутренних источников тепла использовалось граничное условие, основанное на гауссовом распределении тепловой мощности:

$$Q(x) = Q_{\max} \exp\left(-\frac{|x - x_0|^2}{2\sigma^2}\right) \quad (9)$$

где Q_{\max} – максимальная тепловая мощность, выделяемая в центре источника тепла, $|x - x_0|^2$ – координаты центра источника тепла, σ – параметр, характеризующий степень рассеяния тепла вокруг центра.

3. На границе приточной фрамуги задаются значения скорости и температуры поступающего воздуха:

$$u = u_{in}, \quad v = v_{in}, \quad T = T_{in} \quad (10)$$

где u_{in} и v_{in} – компоненты скорости потока через фрамугу, а T_{in} – температура воздуха.

4. Для вытяжных фрамуг применяется условие «свободного выхода», что означает, что градиенты скорости и температуры на выходе принимаются равными нулю:

$$\frac{\partial u}{\partial n} = 0, \quad \frac{\partial v}{\partial n} = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial n} = 0 \quad (11)$$

где n – направление, нормальное к поверхности фрамуги.

Для решения задачи моделирования микроклимата в храме был выбран подход с использованием нейронных сетей, которые могут учитывать физические законы системы [5]. Такой метод позволяет ускорить процесс моделирования и адаптировать его к изменениям граничных условий. В данной работе применяется концепция Physics-Informed Neural Networks (PINN) –нейронных сетей, которые обучаются таким образом, чтобы удовлетворять физическим уравнениям, описывающим динамику системы. В данной задаче сеть f , параметризованная набором параметров θ (весов и смещений), используется для моделирования распределения скорости воздуха (u , v), давления (p) и температуры (T) в каждой точке пространства:

$$\hat{u}, \hat{v}, \hat{p}, \hat{T} = f_0(x, y) \quad (12)$$

где f_0 – функция, задаваемая нейронной сетью, которая принимает на вход координаты (x, y) и возвращает предсказания для $\hat{u}, \hat{v}, \hat{p}, \hat{T}$.

Основное отличие PINN от традиционных нейронных сетей заключается в том, что при обучении учитываются не только данные, но

и физические уравнения, которые описывают поведение системы [6].

Для реализации нейронной сети PINN использовалась библиотека PyTorch. Сеть была реализована в виде многослойного перцептрона (MLP) с несколькими скрытыми слоями, а градиенты вычислялись с помощью автоматического дифференцирования, встроенного в PyTorch [7, 8]. Архитектура сети включает следующие компоненты:

1. Входной слой принимает координаты (x, y) , соответствующие положению в пространстве.

2. Сеть содержит L скрытых слоев, каждый из которых состоит из N нейронов. На каждом скрытом слое выполняется преобразование вида:

$$h^{(l+1)} = \sigma(W^{(l)}h^{(l)} + b^{(l)}), \quad l = 1, \dots, L \quad (13)$$

где $h^{(l+1)}$ – вектор активаций на l -м слое, $W^{(l)}$ – матрица весов, $b^{(l)}$ – вектор смещений, σ – активационная функция (гиперболический тангенс \tanh).

3. Выходной слой генерирует предсказания для физических величин $\hat{u}, \hat{v}, \hat{p}, \hat{T}$.

4. Для вычисления производных предсказанных величин, таких как $\frac{\partial \hat{u}}{\partial x}$ и $\frac{\partial \hat{v}}{\partial y}$, использовался метод обратного распространения ошибки, что позволило включать эти градиенты в функцию потерь [9].

Компоненты функции потерь:

1. Ошибка на физическом уровне (пример, для уравнения неразрывности):

$$\mathcal{L}_{\text{физ}} = \left(\frac{\partial \hat{u}}{\partial x} + \frac{\partial \hat{v}}{\partial y} \right)^2 + \left[\rho \left(\hat{u} \frac{\partial \hat{u}}{\partial x} + \hat{v} \frac{\partial \hat{u}}{\partial y} \right) + \frac{\partial \hat{p}}{\partial x} - \mu \left(\frac{\partial^2 \hat{u}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \hat{u}}{\partial y^2} \right) \right]^2 + \dots \quad (14)$$

2. Ошибка на граничных условиях (пример, для фиксированных значений скорости и температуры на границах):

$$\mathcal{L}_{\text{границ}} = (\hat{u}_{\text{граница}} - u_{\text{граница}})^2 + (\hat{v}_{\text{граница}} - v_{\text{граница}})^2 + (\hat{T}_{\text{граница}} - T_{\text{граница}})^2 \quad (15)$$

3. Ошибка на данных:

$$\mathcal{L}_{\text{данные}} = \sum_{i=1}^N (T_{\text{числ}}^{(i)} - \hat{T}^{(i)})^2 \quad (16)$$

4. Общая функция потерь задается как сумма всех компонентов [10]:

$$\mathcal{L} = \mathcal{L}_{\text{физ}} + \lambda_{\text{границ}} \mathcal{L}_{\text{границ}} + \lambda_{\text{данные}} \mathcal{L}_{\text{данные}} \quad (17)$$

Для оценки эффективности подхода на основе PINN были проведены теоретические и экспериментальные исследования микроклимата храма Александра Невского, расположенного в д. Кожевенное (Нижегородская область) [11]. На основе собранных данных проведён сравнительный анализ результатов, полученных с помощью нейронной сети и численного моделирования с использованием ANSYS Fluent по следующим параметрам: точность и скорость вычислений.

Температурное поле:

В Fluent для сетки с разрешением 1.056.834 элементов среднеквадратичная ошибка (RMSE) при расчете температурного поля оказалось в диапазоне $0.322^{\circ}\text{C} - 0.576^{\circ}\text{C}$. Высокая точность достигалась за счет адаптивного уплотнения сетки вблизи источников тепла и фрамуг.

Для модели PINN среднеквадратичная ошибка температурного поля составила около $0.712^{\circ}\text{C} - 0.962^{\circ}\text{C}$. Точность снижалась по мере изменения угла поступления воздуха через фрамугу, что было связано с более сложной структурой потоков воздуха. Однако, даже при наибольшем угле (30°), ошибка не превышала 1.186°C , что является допустимым значением для инженерных задач.

Скорость воздушного потока:

В Fluent для решения задач с высокой детализацией потоков средне-квадратичная ошибка составляла около 0.022 – 0.036 м/с, что демонстрирует высокую точность метода.

Для модели PINN среднеквадратичная ошибка для скоростей воздушного потока составила около 0.041 – 0.092 м/с. Точность так же снижалась при изменении угла поступления воздуха и при высоких температурах внешней среды, однако результаты оставались приемлемыми для прогнозирования качественных характеристик потока.

Скорость вычислений:

Для каждого случая расчет в AnsysFluent занимал от 4 до 5 часов на сервере с процессором Intel Xeon (32 ядра) и 256 ГБ оперативной памяти, при использовании сетки с 1 млн. элементов. Для достижения требуемой точности приходилось использовать адаптивное уплотнение сетки, что увеличивало время расчетов.

Начальный этап обучения PINN занял 8 часов на сервере с GPU NVIDIA RTX 3090 и 128 ГБ оперативной памяти. Это включало обучение на множестве сценариев с различными углами движения воздуха в фрамугах и температурами внешней среды.

После завершения обучения расчет нового случая занимал менее 1 секунды, что позволило мгновенно получать результаты для новых значений углов поступления воздуха и температур внешней среды, что значительно ускорило многократный пересчет сценариев.

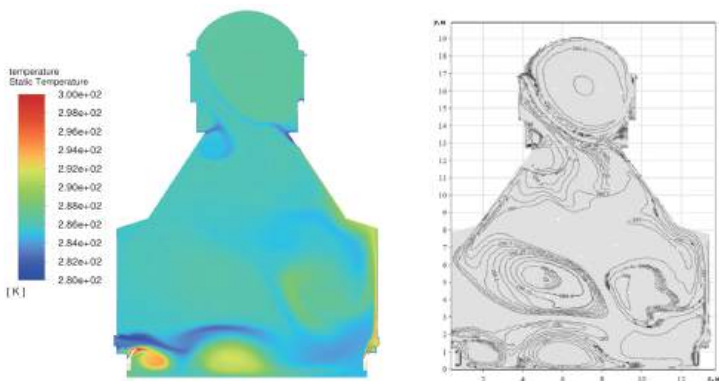


Рис. 1. Изотермы, полученные с помощью ANSYS Fluent и PINN

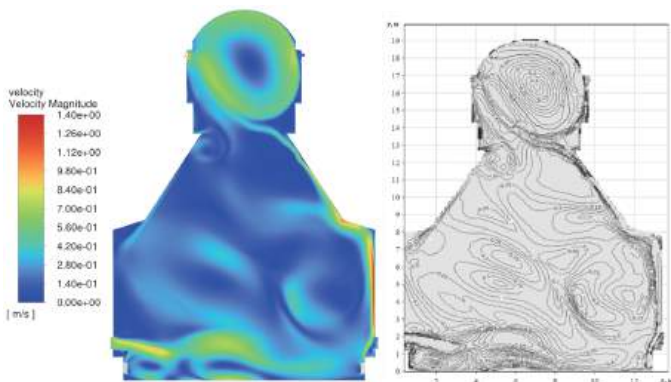


Рис. 2. Линии тока, полученные с помощью ANSYS Fluent и PINN

Представленная модель на основе PINN продемонстрировала эффективность в моделировании микроклимата храма, обеспечив сопоставимую с ANSYS Fluent точность: среднеквадратичная ошибка для температурного поля составила около 0.8°C против 0.5°C у Fluent, а для скорости потока — 0.04 м/с против 0.02 м/с. Метод позволяет быстро адаптироваться к изменениям граничных условий и подходит для управления микроклиматом в православных храмах. Дальнейшее развитие модели предусматривает учет дополнительных параметров,

таких как локальные тепловыделения от свечей и лампад, а также теплопередача через стены, что повысит точность и универсальность подхода.

Библиографический список

1. Raissi, M., Perdikaris, P., Karniadakis, G.E.. Physics Informed Deep Learning (Part I): Data-driven Solutions of Nonlinear Partial Differential Equations/ M. Raissi, P. Perdikaris, G.E. Karniadakis // arXiv preprint. - 2019. - arXiv:1711.10561.

2. Raissi, M., Perdikaris, P., Karniadakis, G.E.. Physics Informed Deep Learning (Part II): Data-driven Discovery of Nonlinear Partial Differential Equations / M. Raissi, P. Perdikaris, G.E. Karniadakis // arXiv preprint. - 2019. - arXiv:1711.10566.

3. Кочев, А.Г., Соколов, М.М.. Физико-математическое описание естественной конвекции в помещениях православных храмов / А.Г. Кочев, М.М. Соколов// Приволжский Научный Журнал. - 2012. - №2(22). - С. 75-85.

4. Кочев, А.Г., Соколов, М.М., Уваров, В.А.. Создание температурных условий в православных храмах / А.Г. Кочев, М.М. Соколов, В.А. Уваров // Приволжский Научный Журнал. - 2023. - №3. - С. 58-65.

5. Xiaowei, J., Shengze, C., Karniadakis, G.E.. NSFnets (Navier-Stokes flow nets): Physics-informed neural networks for the incompressible Navier-Stokes equations / J. Xiaowei, C. Shengze, G.E. Karniadakis // Journal of Computational Physics. - 2021. - №426. - p. 42-57.

6. Raissi, M., Perdikaris, P., Karniadakis, G.E.. Physics-informed neural networks: A deep learning framework for solving forward and inverse problems involving nonlinear partial differential equations / M. Raissi, P.

Perdikaris, G.E. Karniadakis // Journal of Computational Physics. - 2019. - №378. - p. 686-707.

7. Fujun, C., Fei, G., Xiaobin, G., Dongfang, Y..Physics-informed neural networks with parameter asymptotic strategy for learning singularly perturbed convection-dominated problem / C. Fujun, G. Fei, G. Xiaobin, Y. Dongfang // Journal of Computational Physics. - 2023. - №150. - p. 229-242.

8. Bararnia, H., Esmaeilpour, M.. On the application of physics informed neural networks (PINN) to solve boundary layer thermal-fluid problems / H. Bararnia, M. Esmaeilpour // International Communications in Heat and Mass Transfer. - 2022. - №132. - p. 315-321.

9. Peng, J.Z., Aubry, N., Li, Y.B., Mei, M., Chen, Z.H., Wu, W.T.. Physics-informed graph convolutional neural network for modeling geometry-adaptive steady-state natural convection / J.Z. Peng, N. Aubry, Y.B. Li, M. Mei, Z.H. Chen, W.T. Wu // International Communications in Heat and Mass Transfer. - 2023. - №216. - p. 115-126.

10. Wang, T., Huang, Z., Sun, Z., Xi, G.. Reconstruction of natural convection within an enclosure using deep neural network / T. Wang, Z. Huang, Z. Sun, G. Xi // International Communications in Heat and Mass Transfer. - 2021. - №164. - p. 600-608.

11. Уваров, В.А., Кочев, А.Г.. Моделирование системы воздухообмена храма Александра Невского д. Кожевенное / В.А. Уваров, А.Г. Кочев // XIII Всероссийский Фестиваль науки. – Н. Новгород: Нижегород. гос. архитектур.-строит. ун-т. - 2023. - №3. - С. 233-234.

УДК 662.7, 662.8, 628.4

Б.М. Хрусталеv¹, А. Н. Пехота¹, С.А. Филатов², В.П. Голубев³,

Д.В. Шавловский¹, Д.А. Згурский¹

¹Белорусский национальный технический университет,

220013, пр. Независимости 65, Минск, Республика Беларусь

² «Институт тепло- и массообмена им. А.В.Лыкова»

НАН Беларуси 220072, ул.П.Бровки, 15, г.Минск, Республика Беларусь

³РНПУП «Институт энергетики» НАН Беларуси»,

220072, ул. Академическая, 15, корпус 2, г. Минск, Республика Беларусь

НОВЫЕ ПОХОДЫ В ИСПОЛЬЗОВАНИИ ГОРЮЧИХ ОТХОДОВ В ЛОКАЛЬНЫХ УСТАНОВКАХ ПРИМЕНЯЕМЫХ В ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКЕ

Промышленная теплоэнергетика неразрывна связана с энергосбережением что требует уже сейчас искать возможные пути получения альтернативных источников энергии, в том числе с помощью возобновляемых источников энергии, таких как горючие отходы. Целесообразность вовлечения этих ресурсов обусловлена не только экономическим, но и экологическим эффектом, обеспечивающим их использование и сокращение объемов хранения горючих отходов [1, 2].

Системный подход по поиску путей рационального использования горючих ресурсов и энергосбережения с учетом создания экологически безопасной среды обитания для населения, является одним из основных принципов государственной политики Российской Федерации и Республики Беларусь.

При решении вопросов перевода энергетических установок на альтернативные источники энергии в виде горючих отходов снимается ряд вопросов связанных с долгосрочным обеспечением теплоэнергетических установок стабильной сырьевой топливной базой.

Поскольку денежные затраты на возведение таких энергоустановок тратятся немалые, а запасы традиционных видов топлива на близлежащих от энергоустановок территориях со временем будут уменьшаться, необходимо иметь альтернативные источники энергии [1, 3].

Для решения такого рода проблем разработаны концептуальные подходы к получению альтернативных видов топлива. В основе их находится применение многокомпонентных составов брикетированного топлива на основе горючих отходов различных производств и их сжигание в модульных установках, обеспечивающих энергетически эффективное и экологическое сжигание применяемых видов топлива.

Разработанная технология многокомпонентного брикетирования горючих отходов различных производств, позволяет использовать в составе разнообразные некондиционные отходы, образующиеся в регионах в ходе осуществления коммунально-бытовой и народно-хозяйственной жизнедеятельности человека.

На основании проведенных исследований [3,9-12] определено, что к горючим отходам преимущественно относятся отходы имеющие в составе органическую составляющую. Исследования показали, что к наиболее пригодным и исследованным сегодня можно отнести отходы в виде: отходов от переработки макулатуры (ОПМ), осадок очистных сооружений механической очистки сточных вод от производства бумаги и картона (СКОП) и осадок сточных вод очистных сооружений, образующийся в результате очистки хозяйственно-бытовых и производственных сточных вод (ОСВ), отходы кожевенного производства, многие вязкие углеводородсодержащие отходы и т.п. В свою очередь, как показали проведенные исследования, например, осадки очистных сооружений различных производств и городских очистных сооружений является энергетически насыщенными

горючими отходам, состоящими из значительного содержания органических (от 70 до 98%) веществ [3,4]. При этом, в настоящее время ОСВ, в основном, складывается на территории очистных сооружений, а ОПМ и СКОП вывозятся на утилизацию на местные полигоны, то есть не эффективно используется.

Применение традиционных способов использования (брикетирование и сжигание) данного типа отходов в качестве однокомпонентного топлива нецелесообразно из-за их высокой влажности, например, для ОСВ остаточная влажность составляет 70-95% [4]. Но и захоронение их на полигонах тоже нельзя считать разумным решением данной проблемы [5].

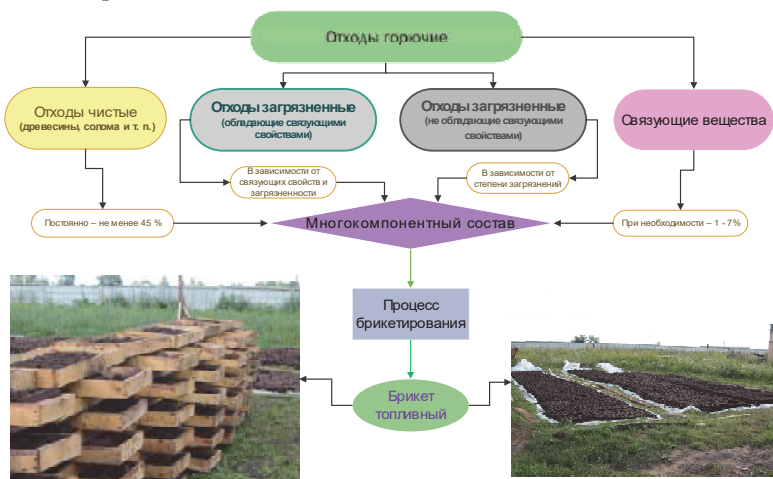


Рис. 1. Основные принципы концепции подбора компонентов, обеспечивающих создание МТТ

На основе проведенных исследований, установлено, что применение данных малоиспользуемых отходов, требует выполнения определенного регламента последовательности технологических операций подготовки с учетом разработанного технологического оборудования

и свойств поступающих на переработку отходов. Отходы и их смеси, поступающие на переработку в качестве сырья для топлива, необходимо системно подбирать в соответствии с принципиальной схемой, представленной на рисунке 1 [6].

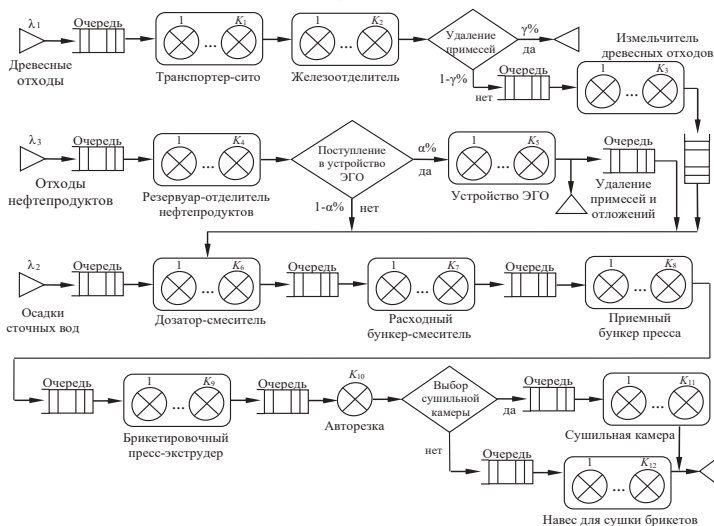


Рис. 2. Концептуальная модель технологического процесса производства многокомпонентного твердого топлива на основе математической модели массового обслуживания

Брикетирование осуществляется на брикетировочных установках шнекового, гидравлического и валкового формования. Многокомпонентные составы для брикетирования подбираются с учетом свойств и характеристик используемых горючих отходов. Вычисление последующим подбором оптимальных соотношений многокомпонентных составов топлива производится с применением современных средств автоматизации математических расчетов в программе STATISTICA 7. Концептуальная модель процесса производства многокомпонентного твердого топлива, используемая при производстве

альтернативного топлива на основе многокомпонентной смеси горючих отходов представлена на рисунке 2, с применением пакета автоматизации имитационного моделирования *GPSS World*.

Исследование основных параметров технологического процесса и моделирование позволяет дополнительно определять и прогнозировать получаемые факторные зависимости, с учетом таких показателей как: энергетические затраты на производство, при определенных соотношениях компонентного состава; изменение производительности установки брикетирования, с учетом влажности смеси и используемой геометрической формы получаемого топливного брикета (круглой, квадратной и т.п.) и т.п.[3,6-8].

Учитывая не изученность вопросов применения горючих отходов ОПМ, ОСВ и СКОПАв многокомпонентных составах в качестве топлива, было проведено ряд дополнительных научных исследований с применением методов дифференциально-термического анализа (ДТА) в «ИТиМО им. А.В.Лыкова» НАН Беларуси(рис. 3)[6-11].

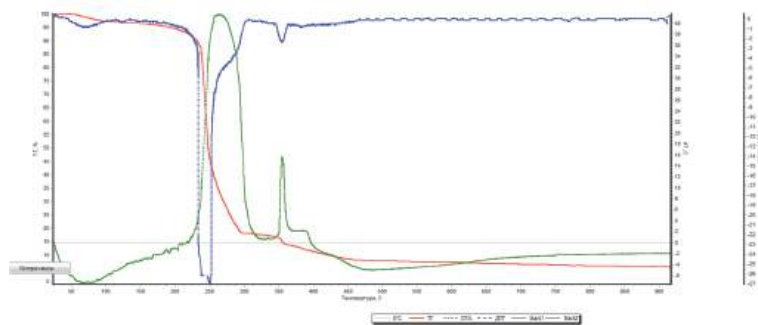


Рис.3. Дериватограмма многокомпонентного твердого топлива марки МСУ 8-1с разработанной по ТУ ВУ 490319372.002-2021: красная линия – потеря массы образца; синяя линия – результаты дифференциальной сканирующей калориметрии (ДСК); зеленая линия – дифференциально-термический анализ (ДТА)

На основании кривых изменений массы, ДСК производятся стехиометрические расчеты и вычисляется содержание веществ в составе топлива (влажность, зольность и т.п.). По результатам проведенных исследований с применением в многокомпонентном составе различных горючих отходов разработаны ТУ ВУ 490319372.002-2021 «Топлива твердые многокомпонентные котельно-печные», которые прошли государственную регистрацию в научно-производственном РУП «БелГИСС» за №063905 от 20.12.2021 года [5], а также получен патент на изобретение многокомпонентного состава на основе ОСВ[13].

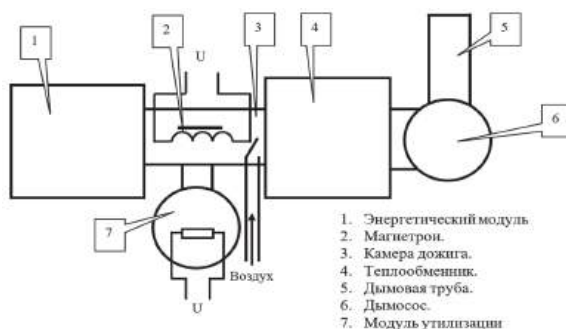


Рис. 4. Структурная схема модульной установки сжигания многокомпонентного твердого топлива на основе горючих отходов

Для сжигания нетрадиционных видов топлива применяется комплекс модульного топливосжигающего оборудования, который может экологически безопасно и экономически выгодно использовать максимально широкий спектр горючих отходов в качестве многокомпонентного твердого топлива [11]. Данное оборудование создано по модульному принципу (рис. 4). Каждый модуль выполняет свою функцию, но обеспечивает комплексно согласованное и экологически безопасное сжигание топлив на основе различных производственных и коммунально-бытовых отходов [9-12].

В энергетическом модуле (1) при контролируемой подаче воздуха утилизируются энергоемкие органические отходы («чистые» однокомпонентные или многокомпонентные) с образованием генераторного газа. В камеру дожига (3) поступает генераторный газ, который создает постоянный факел пламени. В модуле утилизации (поз. 7) идет процесс пиролиза многокомпонентного топлива (используются в составе «грязные» органические отходы I-IV класса опасности) в бескислородной среде. Пиролизный газ также поступает в камеру дожига, где происходит его смешивание с генераторным газом и их совместное сгорание в высокочастотном электромагнитном поле (2) создаетвысокотемпературный режим горения 1200°С, который значительно превышает требуемые для обезвреживания особо опасных отходов, что обеспечивает очистку дымовых газов даже от стойких органических загрязнителей (диоксины, фураны, пестициды). Далее дымовые газы охлаждаются до требуемых температур, проходя через теплообменникподогревая воду или создавая пар(используется для производственно-технологических нужд, теплоснабжения и горячего водоснабжения) и выходят в атмосферу с содержанием ПДК в пределах всех действующих экологических требований [3,5, 8-12].

Заключение

Проводимые в течение двадцати лет исследования позволили выработать концептуальные принципы подбора многокомпонентных составов твердого топлива на основе малоиспользуемых горючих отходов, разработать эффективную технологию производства МТТ и инновационную технологию сжигания.

Библиографический список

1. Карницкий, Н.Б. Проблемы сжигания местных видов топлива в котлах со слоевыми топками / Н.Б. Карницкий, С.М. Замара //

Энергетика. Известия высших учебных заведений и энергетических объединений СНГ. – 2011. – № 5. – С. 47 - 55.

2. Возобновляемая энергетика – эффективное направление повышения энергетической и экологической безопасности Республики Беларусь/ О.А. Белый [и др.] // Весті НАН Беларусь Сер. фіз.-тэхн. навук. – 2014. – №4. – С. 65 - 70.

3. Пехота, А.Н. Многокомпонентное твердое топливо : [монография] / А.Н. Пехота ; М-во трансп. и коммуникаций Респ. Беларусь, Белорус. гос. ун-т трансп. – Гомель : БелГУТ, 2021.– 243 с.

4. Ануфриев В.Н. Технологии обработки осадков сточных вод / В.Н. Ануфриев // Экология на предприятии. - 2017. - № 5. - С. 84-95.

5. Топливо твердое многокомпонентное. Технические условия: ТУ ВУ 490319372.001–2005. – Введ. 18.04.2005 с Извещением № 1 и 2 об изменении технических условий. – Минск :Комитет по стандартизации, метрологии и сертификации при Совете Министров Республики Беларусь, рег. номер 019066 от 18.04.2005. – 8 с.

6. Пехота, А.Н. Исследование теплотехнических свойств брикетов на основе осадков сточных вод городских очистных сооружений/ А.Н. Пехота, Р.Н. Вострова, В.Н. Грибанов // Научно-технический прогресс в жилищно-коммунальном хозяйстве : материалы II-й Междунар. науч.-техн. конф. : в 2 т. – Минск : Институт ЖКХ НАН Беларуси, 2020. – Т. 2. – С. 99-108.

7. Пехота, А. Н. Твердое топливо на основе отходов малоиспользуемых горючих энергоресурсов /А. Н. Пехота, Нга Тху Нгуен, Фап Минь Ву и [др.]. // Наука и техника. – 2021. – № 1. – С. 58- 65.

8. Пехота, А.Н. Исследование термоаналитическими методами энергетических свойств брикетированного многокомпонентного

топлива / А.Н. Пехота, С.А. Филатов // Энергетика. Изв. высш. учеб.заведений и энерг. объединений СНГ. – 2022. – Т. 65, № 2. – С. 143-155.

9. Пехота, А. Н. Исследование энергетических характеристик многокомпонентного твердого топлива с использованием некондиционных горючих коммунальных и производственных отходов / А. Н.Пехота// Наука и техника. – 2022. – № 2. – С. 164-174.

10. Голубев, В. П. Оценка возможности использования отходов текстильного тряпья и изношенной одежды для получения тепловой энергии /В.П.Голубев, В.Н.Богач, В.Н.Мазовка, Н.Е.Шевчик // «Энергоэффективность» – 2021, № 1, – стр. 30-33.

11. Голубев, В. П. Экспериментальный стенд для разработки технологий обезвреживания особо опасных органических отходов, включая стойкие органические загрязнители, с утилизацией получаемой тепловой энергии / В.П.Голубев, Н.Е.Шевчик // «Наука и технологии Сибири», изд. СО РАН – 2022, № 3 (6), – стр.68-71

12. Голубев, В. П., Исследование процесса термохимической конверсии анионоактивных детергентов в зависимости от интенсивности сверхвысокочастотного электромагнитного поля / В.П. Голубев, Н.Е. Шевчик // Сборн. трудов Междунар. науч.-практич. конф. «Новые методы и технологии обращения с отходами. Органическая часть коммунальных отходов» –2022 – стр. 46-53.

13. Состав для брикетирования топлива многокомпонентного на основе осадков городских сточных вод: пат. 24243 Респ. Беларусь / А. Н. Пехота, Р.Н. Вострова, В.Н. Коваленко, Е.А. Пехота; заявитель УО «Белорусский государственный университет транспорта» (ВУ), №а 20210296; заявл. 20.10.2021; опубл. 15.03.2024. Афіцыйны бюл. Нац. цэнтрынтэлектуал. уласнасці. 2024. № 2.

P.S. Khujaev

Tajik Technical University named after Academician M.S.Osimi,
Tajikistan, Dushanbe

NUMERICAL SIMULATION OF HEAT TRANSFER IN VARIABLE THERMAL DEVICES

Introduction

The study of radiant heat transfer in a furnace space with a variable volume is an urgent topic in the field of heat transfer and energy. In this paper, the influence of changes in the geometry of the furnace space on the characteristics of radiant heat transfer, such as the distribution of heat flux and temperature field, is considered.

The paper presents the results of numerical simulation of radiant heat transfer taking into account the variable volume of the furnace space. The study is carried out using specialized software tools that take into account the complex physical and thermal processes occurring inside the furnace space.

The results obtained allow us to assess the effect of changes in the geometry of the furnace space on the efficiency of heat transfer and ensure optimal conditions for the operation of fuel boilers and furnaces. This research is of practical importance for designers and engineers in the field of energy and heat engineering, and can also be used in the development of new combustion devices with improved heat transfer characteristics.

The principle of operation of hot water boilers on solid fuels is to burn fuel in the furnace, where heat is generated. This heat is transferred through heat-absorbing flues to the water that circulates through the heating system. Hot-water boilers with grate grates have the ability to regulate the supply of fuel and air, which allows you to control the temperature of

the combustion process and, accordingly, the temperature of the supplied water. Gorenjesky boilers have the ability to regulate the supply of fuel and air.

The literature review on the topic "Radiant heat transfer in a furnace space with variable volume" covers a number of key studies and articles that study the effect of changes in the volume of the furnace space on the process of radiant heat transfer. Below are some of the possible sources for detailed study:

1. Wang, F., & Li, B. (2018). Numerical study of the radiative heat transfer in a variable volume enclosure with participating media. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 122, 576-587.

2. Liu, Z., & Zhao, C. (2017). Analysis of radiative transfer within a variable volume enclosure. *Heat Transfer—Asian Research*, 46(3), 241-250.

3. Gupta, S., & Elsasser, C. (2015). Modeling of radiative heat transfer in variable volume combustors. *Combustion Science and Technology*, 187(7), 1069-1088.

4. Smith, J., & Patel, R. (2014). Radiative heat exchange in transient variable volume systems. *Journal of Heat Transfer*, 136(7), 071702.

These studies offer valuable insights into the field of radiant heat transfer in variable volumes and may be useful in further study of this issue.

Methodology – Description of the theoretical foundations and computational models for the analysis of radiant heat transfer

Movable grates make it possible to burn various types of solid fuels more efficiently, since the level of fuel and air supply can be changed during boiler operation. This also makes it possible to better adjust the output parameters of the boiler and ensure optimal fuel combustion conditions.

Such boilers have high efficiency and reliability, and can also be used for heating both residential and industrial premises. However, it should be

remembered that regular maintenance and cleaning of accumulated soot and slag are necessary to ensure proper operation of the boiler and its long service life.

In furnaces with a movable grate, the thermal regime varies depending on the position of the grate (Fig. 1). The geometric characteristics of the furnace are shown in Table 1.

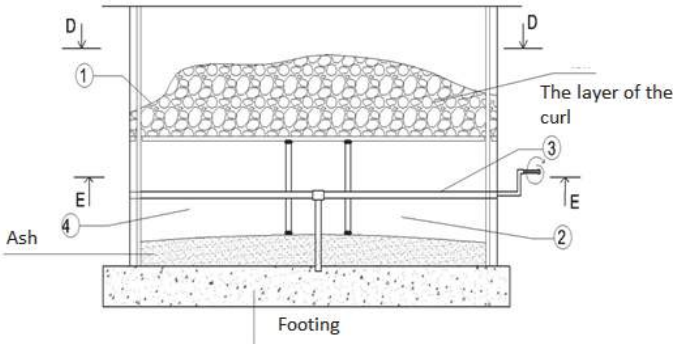


Fig. 1. Diagram of a furnace with a movable grate

Table 1

Geometric characteristics of the furnace

Wall surface		The volume of the furnace space	
Name	Value	Name	Result
Furnacehearthsurface,	0,2826	Furnacevolume	$1,1304 \cdot 10^{-1}$
The side surface of the furnace, m ²	0,7536		
Furnaceceiling,	0,27033		
The inner surface of the central exhaust pipe, m ²	0,314	The volume of the central exhaust pipe	$9,8125 \cdot 10^{-3}$
The ceiling surface of the exhaust pipe, m ²	$1,2265 \cdot 10^{-2}$		
The amount	$H_{st}=1.632795m^2$	The amount	$V_r = 1,228525 \cdot 10^{-1}M^3$

Radiant heat transfer in the furnace space and flues of a hot water boiler is a process of heat transfer between hot gases formed as a result of burning fuel in the boiler and the limiting surfaces of the walls of the furnace space and flues. This type of heat exchange is carried out by emitting thermal radiation from gases on the surface of the walls and absorbing this radiation from the walls of the boiler itself. This heat transfer process plays a key role in ensuring the efficiency of the boiler and heat transfer in the heating system.

Results and discussion – Presentation of the results of calculations and analysis of the effect of variable volume on radiant heat transfer

We are talking about the effect of radiant heat transfer in the furnace space and flues of a hot water boiler. In such systems, an important process of interaction between gases (gorenje products) and boiler surfaces really takes place. This process includes both the absorption of energy emitted by gases by surfaces, and the reflection of part of this energy back into gases, which is a significant factor in heat transfer in boilers. The resulting heat flow between the gas and the surface in the furnace space and flues of the boiler is determined by the difference between the amount of energy radiated by the gas on the surface and the amount of energy absorbed by the gas from the radiation of the surfaces. This difference in energy plays a key role in the heat transfer process and the efficiency of the boiler.

Calculation equation for determining the heat flux density $q_{r,c}$, transmitted from the surface gas, limiting gas

$$q_{r,c} = C_0 \frac{\varepsilon_c + 1}{2} \left[\varepsilon_r \left(\frac{T_r}{100} \right)^4 - A_r \left(\frac{T_c}{100} \right)^4 \right] \quad (1)$$

where is T_r – the temperature of the gas; T_c – the surface temperature; ε_c – the degree of blackness of the surface; ε_r – the degree of blackness of the gas; A_r – the absorption capacity of the gas at surface temperature.

The degree of blackness for flue gases is determined by the formula

$$\varepsilon_r = \varepsilon_{CO_2} + \varepsilon_{H_2O} \quad (2)$$

where ε_{CO_2} и ε_{H_2O} – the degree of blackness of carbon dioxide and water vapor.

If the distribution of the degree of blackness of gases is given by a polynomial of the second degree, then to determine the law of change of this degree of blackness in a furnace space with a changing volume of the furnace, it will be necessary to analyze this distribution and its effect on heat transfer processes in the boiler system. This approach will allow us to determine how changes in the volume of the furnace and the degree of blackness of gases affect the efficiency of heat exchange and the operation of the boiler as a whole.

$$\bar{\varepsilon}_r = a + b\bar{t} + c\bar{t}^2 \quad (3)$$

where \bar{t} – the relative temperature in the combustion chamber, $\bar{t} = t/t_r$; $\bar{\varepsilon}_r$ – the relative degree of blackness of the gas, $\bar{\varepsilon}_r = \varepsilon_{r,t}/\varepsilon_{r,t_0}$; $\varepsilon_{r,t}$ – the degree of blackness of the gas at temperature t ; ε_{r,t_0} – the degree of blackness of gases at the temperature of gases at the outlet of the boiler flue; the coefficients of the polynomial, a , b и c – determining from the known boundary conditions by

$$\left. \begin{array}{l} \text{при } \bar{t} = 0; \quad \frac{d\varepsilon_r}{d\bar{t}} = 0; \quad b = 0 \\ \text{при } \bar{t} = 0; \quad \bar{\varepsilon}_r = 1 \quad a = 1 \\ \text{при } \bar{t} = 1 \quad \bar{\varepsilon}_r = 0,45 \quad c = 0,55 \end{array} \right\} \quad (4)$$

Taking into account the found coefficients (3) of the polynomial, the distribution of the degree of blackness of gases in the combustion chamber will have the form

$$\bar{\varepsilon}_r = 1 - 0,55\bar{t}^2 \quad (5)$$

The graph of the change in the degree of blackness of gases based on the obtained dependence is shown in Fig. 2. Comparison of Fig. 2 shows a good match with the calculated data given in the technical literature. The graph in Fig. 3 shows the values for $\bar{\varepsilon}_r$ different values of the grate position.

The absorption capacity of gases at wall temperature is determined by

$$A_r = \varepsilon_{CO_2} \left(\frac{T_r}{T_c} \right)^{0,65} + \beta \varepsilon_{H_2O} \quad (6)$$

The degree of blackness of gases at the average temperature of gases is determined by

$$\varepsilon_r = \varepsilon_{CO_2} + \beta \varepsilon_{H_2O} \quad (7)$$

Thermal load of the pipe surface due to radiation

$$q_{\pi} = \frac{1}{2} (\varepsilon_c + 1) C_o \left[\varepsilon_r \left(\frac{T_r}{100} \right)^4 + A_r \left(\frac{T_c}{100} \right)^4 \right] \quad (8)$$

The coefficient of heat transfer by radiation

$$q_{\pi} = \frac{q_{\pi}}{t_r - t_c} \bar{\varepsilon}_r \quad (9)$$

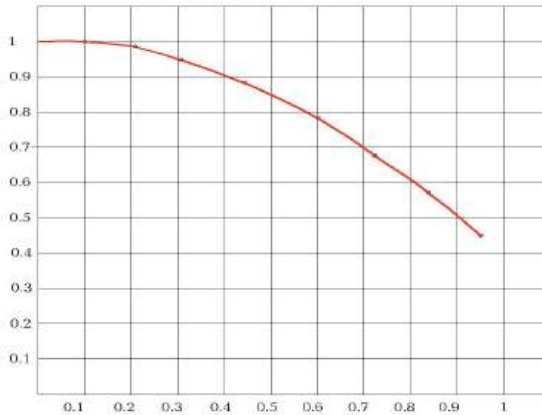


Fig. 2. The degree of blackness of the combustion products of the fuel. Gorenje

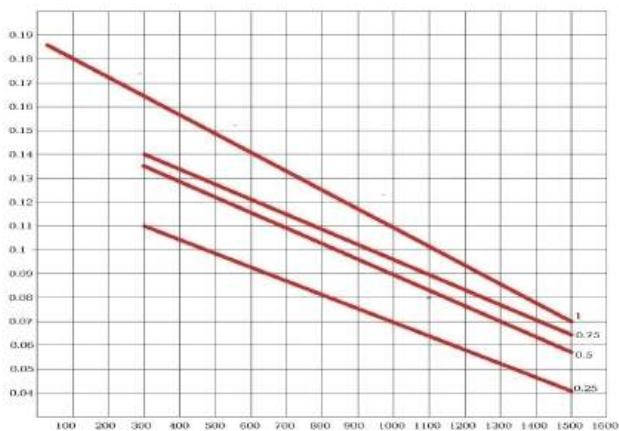


Fig. 3. The change in the degree of blackness of combustion products in the furnace depending on the temperature and the relative location of the grate

Discussion of the data obtained and their practical application

The results of calculations of the degree of blackness of carbon dioxide ϵ_{CO_2} and water vapor and gases at different temperatures are shown in Tables 2, 3 and 4.

Table 2

Degree of blackness of carbon dioxide ϵ_{CO_2} and water vapor at different gas temperatures ϵ_{H_2O} and different furnace volumes \bar{h}_T

Gas temperature T_g	$\bar{h}_T=1$	$\bar{h}_T = 0,75$	$\bar{h}_T=0,5$	$\bar{h}_T=0,25$
	$pl = 0,003908$	$pl = 0,0032879$	$pl = 0,002751$	$pl = 0,0018461$
1773	0,05	0,047	0,041	0,031
1573	0,06	0,055	0,05	0,042
1373	0,07	0,065	0,06	0,05
1173	0,08	0,078	0,07	0,06
973	0,083	0,08	0,072	0,068
773	0,085	0,07	0,066	0,062
573	0,076	0,072	0,067	0,06

Table 3

Degree of blackness of water vapor ε_{H_2O}

Gas temperature T_g	$\bar{h}_r=1$	$\bar{h}_r = 0,75$	$\bar{h}_r=0,5$	$\bar{h}_r=0,25$
	$pl = 0,003908$	$pl = 0,0032879$	$pl = 0,002751$	$pl = 0,0018461$
1773	0,02	0,018	0,017	0,01
1573	0,025	0,022	0,02	0,013
1373	0,035	0,03	0,028	0,017
1173	0,042	0,036	0,034	0,021
973	0,05	0,048	0,036	0,028
773	0,066	0,056	0,053	0,038
573	0,078	0,068	0,064	0,05

Table 4

Degree of blackness of gases ε_r

Gas temperature	$\bar{h}_r=1$	$\bar{h}_r = 0,75$	$\bar{h}_r=0,5$	$\bar{h}_r=0,25$
	$pl = 0,003908$	$pl = 0,0032879$	$pl = 0,002751$	$pl = 0,0018461$
1773	0,0704	0,06572	0,05868	0,0414
1573	0,086	0,07788	0,0708	0,0552
1373	0,1064	0,0962	0,08912	0,06768
1173	0,1236	0,11544	0,10536	0,0794
973	0,135	0,12992	0,10944	0,08712
773	0,1536	0,12824	0,12112	0,0942
573	0,1571	0,14272	0,13356	0,11

Tables 2, 3 and 4 arecalculated:

$$\varepsilon_{H_2O} = \varepsilon_{H_2O,1773} \cdot \left(\frac{1773}{T_r}\right)^{1,6} \bar{h}_r^{0,5} = 0,02 \left(\frac{1773}{T_r}\right)^{1,6} \quad (10)$$

Then the dependence on the determination of the absorption capacity of gases after some transformations will look like

$$A_r = \bar{h}_r^{0,5} \cdot \left(\frac{1773}{T_r}\right) \left[0,05 \left(\frac{T_r}{T_c}\right)^{0,65} + 0,0208 \left(\frac{1773}{T_r}\right)^{0,6}\right] \quad (11)$$

Radiant heat transfer between gorenje products and the heat-receiving wall

$$q_{\text{л}} = \frac{1}{2}(\varepsilon_c + 1)C_o \left[\varepsilon_r \left(\frac{T_r}{100} \right)^4 + A_r \left(\frac{T_c}{100} \right)^4 \right] \quad \text{при } \bar{h}_r = 1(12)$$

Radiant heat transfer in the general case:

$$\begin{aligned} q_{\text{л}} &= \frac{1}{2}(\varepsilon_c + 1)C_o \left[\varepsilon_r \left(\frac{T_r}{100} \right)^4 - A_r \left(\frac{T_c}{100} \right)^4 \right] = \\ &= \frac{1}{2}(\varepsilon_c + 1)C_o \bar{h}_r^{0,5} \left[\varepsilon_r \left(\frac{T_r}{100} \right)^4 - 0,19 \left(\frac{T_c}{100} \right)^4 \right] \end{aligned} \quad (13)$$

Here, for engineering calculations with an accuracy of up to 5%, you can represent the dependence:

$$A_r = \left[\varepsilon_{CO_2} \left(\frac{T_r}{T_c} \right)^{0,65} + 0,0208 \left(\frac{1773}{T_r} \right)^{0,6} \right] - = 0,19 \cdot \left(\frac{1773}{T_r} \right) \quad (14)$$

Thus, a change in the volume of the furnace leads to a change (decrease or increase) in radiant heat transfer.

Conclusions. Summary results of the study. Practical significance and potential prospects for further research in this field

A change in the volume of the furnace can lead to both an increase and a decrease in radiant heat transfer in the system. This is due to the fact that changes in the volume of the furnace space can affect the distribution of gases and surfaces, which in turn affects the efficiency of radiant heat transfer.

Thus, it is important to take these factors into account when designing and operating furnace systems of hot water boilers.

From the analysis carried out, the following conclusions can be drawn regarding radiant heat transfer in a furnace space with a variable volume:

1. A change in the volume of the furnace space can have a significant impact on the efficiency of radiant heat transfer in the system.

2. With an increase in the volume of the furnace, both an increase and a decrease in radiant heat transfer can occur, depending on the specific configuration and other parameters of the system.

3. The distribution of the degree of blackness of gases, given by a polynomial of the second degree, also affects the process of radiant heat transfer and its changes along with the volume of the furnace space.

Thus, in order to optimize the process of radiant heat transfer in a furnace space with a variable volume, it is necessary to take into account both volume changes and the distribution of the degree of blackness of gases in order to ensure the best efficiency of the system.

Literature

1. Bogoslovsky V.N. Building thermophysics (thermophysical foundations of heating, ventilation and air condensation). – M., Higher School, 1992. -415 p.)

2. Mikheev M.A., Mikheeva I.M. Fundamentals of heat transfer. – M.: ENERGIYA, 1977. -364 p .

3. Khujaev P.S. Efficiency of low-power solid-fuel hot water boilers// Scientific journal "Architecture, construction, transport" No. 4(106) -2023 p.-48-54 Russia Tyumen DOI 10.31660/2782-232X-2023-4-48-54

4. Khujaev P.S. Characteristics of radiant heat transfer in a furnace space with a variable furnace volume during combustion of various types of fuels.// Bulletin of the Tajik Technical University. // Polytechnic Bulletin. Engineering Research series. No.1 (57) – 2022 C-164-171 Dushanbe 2022.

5. Khujaev P.S. Features of the combustion processes of solid low-grade fuel in the furnace space. Gorenje Suleymanov A.A., Suleymanova N.A.// Electron. journal. Bulletin of Science and Practice, No. 2 (15). pp. 53-58. 2017 Stumble mode: <http://www.bulletennauki.com/khujaev> DOI: 10.5281/zeno-do.291825, Nizhnevartovsk, Russia. 02/15/2017

Секция 4

ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКА В СТРОИТЕЛЬНОЙ ОТРАСЛИ

УДК 69.07

А.Н. Долгова, К.А. Жигулин

Казанский государственный энергетический университет
420066, г. Казань, ул. Красносельская, д.51

ИССЛЕДОВАНИЕ ОСАДОК ФУНДАМЕНТА СУШИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ В СТАТИЧЕСКИХ УСЛОВИЯХ

Сушкой называется процесс удаления избыточной влажности из различных твердых материалов, происходящий с подводом тепла к рабочим материалам [1, 2]. Процесс сушки осуществляется в специальных аппаратах - сушильных установках. Применение сушильных установок увеличивает срок хранения продукта, сохраняет его качество и предотвращает развитие бактерий, также препятствует изменению формы материала. Они широко применяются в строительной, химической, сельскохозяйственной, пищевой и других отраслях промышленности.

Фундамент сушильных установок – один из ключевых элементов, обеспечивающий крепкую опору для всей конструкции и позволяющий выдерживать различные нагрузки. Он должен соответствовать основным требованиям по безопасной эксплуатации и общей прочности конструкции. Проектирование и расчет конструкции осуществляется чаще всего под каждую сушильную установку индивидуально, кроме того, от общего фундамента здания он должен отделяться сквозным швом.

Фундаменты сушильных установок являются важнейшим компонентом систем и должны отвечать определенным требованиям, чтобы обеспечить стабильность работы установки. К ним можно отнести:

- несущую способность. Фундамент должен выдерживать вес установки, а также любые дополнительные нагрузки, такие как ветер или сейсмические силы;
- устойчивость и осадка. Фундамент должен быть способен противостоять оседанию и смещению, которые могут привести к повреждению установки и повлиять на ее работоспособность. Устойчивость и осадка фундамента определяются типом грунта, весом установки и условиями окружающей среды;
- состояние почвы. Несущая способность грунта, поведение осадки, а также вероятность разжижения или нестабильности – все это может повлиять на фундамент. Несущая способность грунта означает его способность выдерживать вес конструкции, не оседая и не разрушаясь. Почвы с низкой несущей способностью, такие как рыхлый песок или глина, могут потребовать более глубокого или более обширного фундамента для более равномерного распределения нагрузки

Также на фундамент оказывают воздействия различные нагрузки.

Нагрузки можно классифицировать на два типа: постоянные и временные. К постоянным можно отнести вес самой конструкции, а также ограждающих конструкций здания в целом (стены, крышу и любые постоянные крепления). Она обычно рассчитывается на основе проектных характеристик здания с учетом используемых материалов и конструктивных элементов. Временная нагрузка включает вес высушиваемых материалов, а также любого переносного оборудования, персонала и т.п. Ее предсказать сложнее, поскольку она зависит

от различных факторов, таких как тип и количество высушиваемых материалов, частота использования и различные эксплуатационные мероприятия.

Также нагрузки можно разделить на:

- статические нагрузки – это постоянные силы, которые действуют на фундамент сушильной установки. Они включают в себя вес оборудования, вес материалов, которые обрабатываются, и другие постоянные нагрузки;
- динамические нагрузки – это переменные силы, которые возникают в процессе работы сушильной установки. Они включают в себя вибрации, удары и другие динамические силы, создаваемые оборудованием [3].

Чтобы фундамент мог выдержать нагрузку, важно провести тщательный анализ ожидаемых нагрузок и соответствующим образом спроектировать фундамент, в частности с использованием специализированного программного обеспечения.

Рассмотрена роторная сушильная установка Zhengke (рис.1). Она представляет собой непрерывно работающее оборудование для обработки большого количества удобрений. Влажность удобрений после высыхания может достигать 10% и ниже.



Рис. 1. Общий вид барабана роторной сушильной установки

Сушильная установка располагается на 3-х столбчатых опорах квадратного сечения: 2000×2000 мм; 2000×3000 мм (средняя опора с приводом); 2000×2000 мм. Были приняты следующие параметры для расчета объекта строительства: коэффициент надежности по ответственности 1, нормативное ветровое давление 0,30 кПа, расчетная сейсмичность здания 5 баллов.

Расчет основания выполнялся итерационно с помощью комплекса программных продуктов SCAD Office + SCAD Кросс, пока разница максимальных осадок, подсчитанных для двух итераций, не станет менее 5%. Для расчета использовалась КЭ-модель плит фундамента. Основание смоделировано площадкой в Кросс с указанием расположения скважин (скважины 1-8, арх77, арх 78).

Характеристика грунтов показана на рисунке 2, схема площадки – на 3 рисунке, а на рисунке 4 – распределение давления под подошвами опор.

	Наименование	Численный вес Т/м ³	Модуль деформации Т/м ²	Модуль упругости Т/м ²	Коэффициент Пуассона	Коэффициент сжатия	Дополнение Т/м ²	Цвет
1	ИГЭ-1 Песчаный	1,8	4000	33333	0,2	1	2,5	
2	ИГЭ-2 Суглистый	2,2	2150	18250	0,2	1	2,5	
3	ИГЭ-3 Древесно...	2,18	2200	18333,333	0,088	1	5	
4	ИГЭ-4 Щебенист...	2,15	3000	25000	0,128	1	5	

Рис. 2. Характеристики грунтов, которые используются в модели основания

На рисунках 5 и 6 показаны результаты расчета основания на статическую нагрузку с использованием SCAD Office + SCAD Кросс.

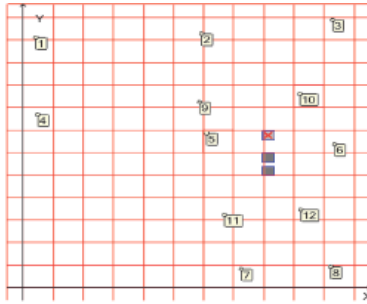


Рис. 3. Схема площадки

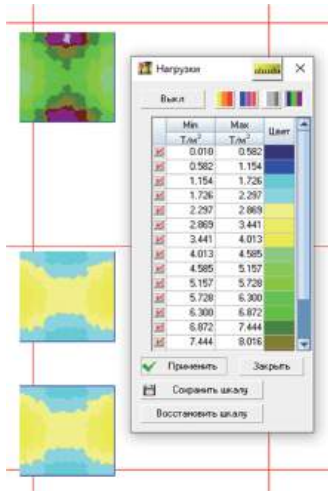


Рис. 4. Распределение давления под подошвами опор (статическая нагрузка)

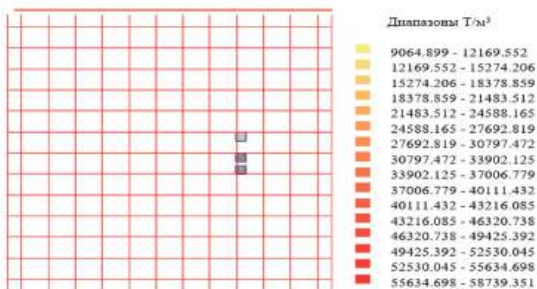


Рис. 5. Коэффициент жесткости

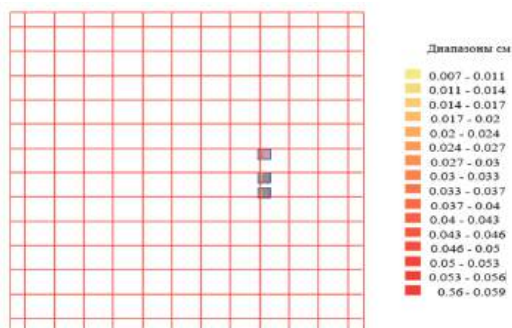


Рис. 6. Коэффициенты осадка

Результаты расчета фундамента роторной сушилки:

- минимальное значение коэффициента постели – 9064.899 т/м³;
- максимальное значение коэффициента постели 58739.351 т/м³;
- среднее значение коэффициента постели 20865.887 т/м³;
- среднеквадратичное отклонение коэффициента постели 0.013;
- отметка сжимаемой толщи определялась в точке с координатами (40.717;33.779) м;
 - нижняя отметка сжимаемой толщи в данной точке 98.9 м;
 - толщина слоя сжимаемой толщи в данной точке 2.6 м;
 - максимальная осадка 0.059 см;
 - средняя осадка 0.023 см;
 - крен фундаментной плиты 0.003 град;
 - суммарная нагрузка 25.833 т;
 - объем извлеченного грунта 4.715 м³.

Таким образом, выполнены расчеты основания фундамента роторной сушильной установки Zhengke на статическую нагрузку с использованием программных продуктов SCAD Office + SCAD Кросс. Условия отсутствия предельного состояния первого и второго рода выполняются.

Далее был произведен расчет осадок основания роторной сушильной установки с разной массой осушаемого материала. На рисунке 7 показан график зависимости максимальной осадки фундамента от веса осушаемого материала с учетом веса самой установки.

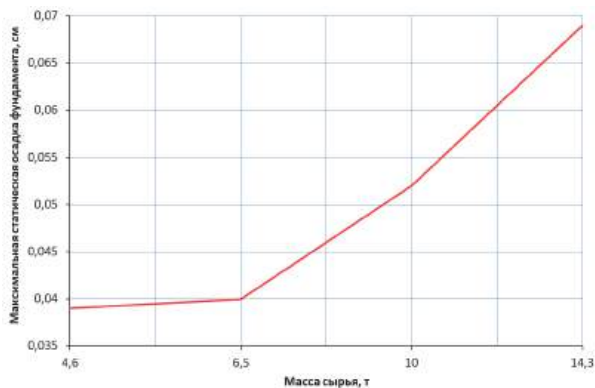


Рис. 7. Максимальная осадка роторной сушильной установки при разных весах осушаемого материала

Необходимо отметить, что при расчете осадок основания роторной сушильной установки с разной массой осушаемого материала все результаты расчета находятся в рамках допустимых значений. При массе осушаемого материала до 6,5 т зависимость максимальной осадки фундамента носит линейный характер, а при дальнейшем увеличении веса имеет вид параболы. Таким образом, результаты исследования показывают стабильность фундамента в диапазоне статических нагрузок от 4,6 до 14,5 т.

Библиографический список

1. Долгова А.Н., Мыскин Г.А. Нагрузки на фундамент сушильной камеры // Сборник статей XIV Международ. научно-практич. конф.

«Актуальные аспекты научных исследований». – Москва: Международный научно-издательский центр «Твоя наука», 2024. – С.16-19.

2. СНиП 2.02.05-87 «Фундаменты машин с динамическими нагрузками» // М.: Госстрой СССР, 1988. – 36 с.

3. Долгова А.Н., Мыскин Г.А. К вопросу о диагностики фундамента сушильных камер // Collection of articles IV International Scientific and Practical Conference «Scientific research: interdisciplinarity and continuity». – Melbourne: ICSRD «Scientific View», 2024. – С. 4-8.

УДК 691.327.44

Э.Р. Домухаметова, Р.Р. Имангулов, А.А. Цынаева

Филиал ФГБОУ ВО Самарский государственный технический университет
в г. Белебее, 452005, г. Белебей, ул. Советская, 11

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ОРГАНИЧЕСКИХ ДОБАВОК НА ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА СТРОИТЕЛЬНЫХ МАТЕРИАЛОВ

Утилизация органических отходов, образующихся на очистных сооружениях, является одной из наиболее актуальных экологических проблем на территории Российской Федерации. Одним из возможных решений может быть использование органических отходов очистных сооружений в производстве строительных материалов. В этой связи, работа, посвященная исследованию влияния органических добавок на теплофизические свойства строительных материалов, безусловно, является актуальной и практически значимой [1].

Для испытаний использованы стандартные формы с размерами 100×100×100 мм, определены процентные соотношения органических добавок, представляющих собой термически обработанные органические отходы.

Термическое обеззараживание органических сточных отходов является важным этапом обработки материалов перед их дальнейшим использованием. В данном исследовании образцы органических отходов сточных вод с периодом отстаивания более 15 лет подвергались термическому обеззараживанию в муфельной печи в течение 2 часов при температуре 220 °С.

Для подготовки строительной смеси производился развес веществ и органических добавок в соответствии с рецептурой, представленной в табл.1. Все компоненты смеси тщательно перемешивались для

образования однородной структуры, после чего добавлялась вода до достижения качественной консистенции, выполнялось заполнение форм (размером 100×100×100 мм). Далее в соответствии с методикой испытаний проводилась естественная сушка образцов в течение не менее 28 суток при комнатной температуре $25\pm 10^{\circ}\text{C}$ и относительной влажности воздуха $50\pm 20\%$ согласно стандарту ГОСТ Р 58767-2019.

Таблица 1

Состав образцов

Номер образца	Процентное содержание добавки	Песчано-гравийная смесь		Цемент, М400		Вода		Органические добавки	
		Объем (мл)	Масса (гр)	Объем (мл)	Масса (гр)	Объем (мл)	Масса (гр)	Объем (мл)	Масса (гр)
1	0%	937,5	1650	312,5	439,77	325	314,09	0	0
2	10%	937,5	1650	312,5	439,77	325	314,09	31,25	38,22
3	20%	937,5	1650	312,5	439,77	320	282,2	62,5	76,44
4	30%	933	1600,1	311	437,3	300	286,21	93,3	102,66

После высыхания были проведены теплофизические эксперименты для строительных материалов, содержащих органические отходы. Схема экспериментального стенда представлена на рис. 1

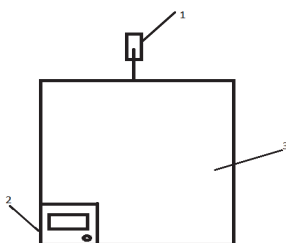


Рис. 1. Схема экспериментального стенда: 1 – термометр; 2 – пульт управления муфельной печи; 3– муфельная печь

Готовые образцы, которые прошли предварительные испытания и были подготовлены к эксперименту, были помещены в муфельную

печь. Муфельная печь была выбрана из-за своей способности обеспечивать равномерное распределение температуры и точность в контроле температурного режима. Образцы нагревались до температуры 246°C, время нагрева составляло 40 минут. После достижения заданного режима проводился замер температуры поверхности образцов с помощью тепловизора. Тепловизионные картины остывания различных образцов при регулярном режиме [2] представлены на рис. 2.

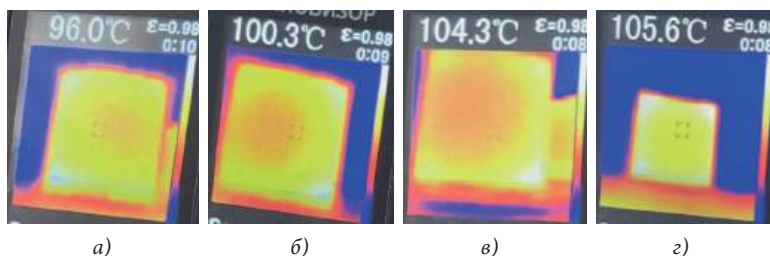


Рис. 2. Тепловизионная картина охлаждения образцов при регулярном режиме:

- а) – 0% органических добавок; б) – 10% органических добавок;
- в) – 20% органических добавок; г) – 30% органических добавок

Максимальная температура и температура на поверхности образца представлены на рисунке 3. Зависимость теплопроводности образцов от содержания органических добавок показана на рисунке 4.

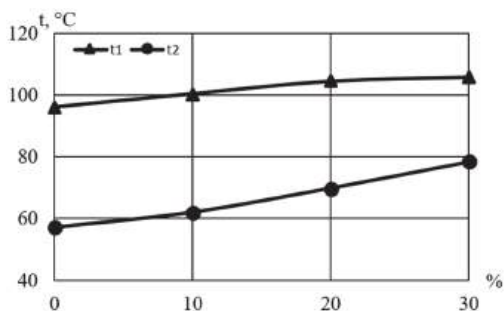


Рис. 3. Максимальная температура и температура на поверхности образца:

t1 – максимальная температура; t2 – температура на поверхности

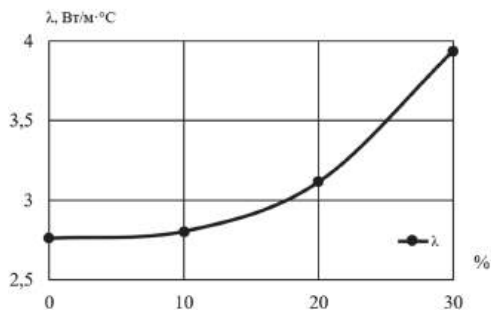


Рис. 4. Теплопроводность образцов (Вт/м·°С).

Анализируя полученные результаты (рис. 4) видно, что с увеличением процентного содержания в образцах органических добавок теплопроводность строительного материала возрастает. По-видимому, состав органических добавок оказывает существенное влияние на теплопроводность строительных материалов.

Библиографический список

1. Имангулов Р.Р., Цынаева А.А. Технология изготовления образцов новых строительных материалов с использованием органических отходов // Современная наука: актуальные проблемы, достижения и инновации. – 2024. – С. 219-222.
2. Гортышов Ю.Ф. Теория и техника теплофизического эксперимента / Ю.Ф. Гортышов, Ф.Н. Дресвянников, Н.С. Идиатуллин и др.; под ред. В.К. Шукина. -М.: Энерго-атомиздат, 1993. -488 с.

УДК624.03

А.С. Колобанов, Д.С. Сорокина, Т.В. Федюнина
Липецкий государственный технический университет
398055, Липецк, Московская, 30

ВЫЯВЛЕНИЕ ДЕФЕКТОВ И ПОВРЕЖДЕНИЙ КОНСТРУКЦИЙ МНОГОЭТАЖНЫХ ЖИЛЫХ ЗДАНИЙ НА РАННЕЙ СТАДИИ ЭКСПЛУАТАЦИИ, КАК ПРЕДПОСЫЛКА К ИХ ДАЛЬНЕЙШЕМУ МОНИТОРИНГУ

В настоящее время база жилого фонда на территории Российской Федерации огромная, это и вновь построенные здания и здания и сооружения, которые были построены еще 50 лет и более лет. Все эти здания и сооружения при эксплуатации получили дефекты и повреждения, в зависимости от их конструктивных особенностей [1]. В настоящее время особенно важно создать базу дефектов и повреждений в зависимости от конструктивных особенностей, времени постройки, а также технологических и техногенных факторов. Но без современных методов мониторинг технического состояния зданий и сооружений, BIM и TIM уже не обойтись.

Мониторинг зданий и сооружений представляет собой один из ключевых факторов, обеспечивающих возможность контроля за эксплуатацией объектов, для выявления на ранней стадии дефектов и повреждений, которые снижают время эксплуатации зданий и сооружений [2].

Важно отметить, что надежность и продолжительность эксплуатации строительных конструкций обеспечиваются за счет тщательного контроля качества ведения работ на всех стадиях — от проектирования и строительства до систематического мониторинга или оценке технического состояния в процессе эксплуатации.

Данная работа была проведена на одном из новых микрорайонов г. Липецка. В ходе проведения визуального осмотра жилых зданий одного из новых микрорайонов был выявлен ряд дефектов и повреждений, возникших не только в ходе эксплуатации и низкого уровня выполнения строительно-монтажных, и проектных работ, но, к сожалению, и из-за возникновения техногенного фактора [3].

Основными конструктивными элементами зданий данного микрорайона являются несущий железобетонный каркас с ограждающими конструкциями из газосиликатных блоков с последующей облицовкой кирпичом. Также встречаются объекты, основными несущими конструкциями которых являются многослойные стены, выполненные из кирпичной кладки, теплоизолирующего материала и облицовочного слоя.

Основными дефектами, выявленными при осмотре, являются:

- ✓ замачивание кирпичной кладки в местах парапетного узла;
- ✓ трещины в кирпичной кладке;
- ✓ раскрашивание облицовочной кирпичной кладки;
- ✓ следы замачивания кирпичной кладки;
- ✓ некачественное примыкание рулонного ковра к вертикальной поверхности парапета;
- ✓ некачественно установленные отливы на парапетных узлах;
- ✓ отрывы отливов парапетных узлов;
- ✓ замачивание конструкций стен и плит перекрытий вследствие отсутствия сливных отверстий;
- ✓ трещины в гидроизоляционном слое кровельного покрытия;
- ✓ наличие мусора, расположенного на рулонном кровельном покрытии;

✓ трещины в штукатурном слое вентиляционных шахт, частичное разрушение штукатурного слоя.



Рис. 1. Замачивание кирпичной кладки



Рис. 2. Некачественное примыкание рулонного ковра к вертикальной поверхности парапета

Так, замачивание кирпичной кладки (Рис. 1) часто происходит вследствие неправильно выполненного водоотведения с крыши зданий, нарушение целостности гидроизолирующих материалов (Рис. 2), неправильно выполненных парапетных узлов, а также некачественного заполнения швов облицовочной кирпичной кладки. Стоит отметить, что в местах замачивания кладки парапетных узлов были замечены дефекты гидроизоляционного покрытия, такие как: некачественное примыкание гидроизоляционного покрытия к вертикальной поверхности парапета, (Рис. 2), а также некачественно установленные отливы на парапетных узлах, что говорит о низком уровне выполнения строительно-монтажных работ.

Основной причиной разрушения кладки несущих стен и облицовочного слоя является замачивание данных конструкций [4]. При попадании влаги в структуру материала с последующими циклами морозостойкости, происходит морозобойное растрескивание (Рис. 3). Часто данный фактор работает в совокупности с ошибками техни-

ческих решений, некачественно выполненной кладки и некачественными материалами.



Рис. 3. Разрушение кирпичной кладки



Рис. 4. Замачивание конструкций стен и плит перекрытий вследствие отсутствия сливных отверстий

Так же, одной из причин замачивания несущих конструкций стен и плит перекрытий балконных площадок является отсутствие элементов водоотведения в уровне пола каждого из этажей (Рис. 4). Данный дефект говорит о том, что в процессе проектирования была допущена ошибка технического решения, которая не была вовремя выявлена и исправлена при выполнении строительно-монтажных работ до сдачи объекта в эксплуатацию, что привело к возникновению дополнительных факторов возникновения повреждений.

Одной из причин появления трещин в кирпичной кладке (Рис. 5) является осадка основания здания, которая происходит вследствие естественного уплотнения грунтов под общим весом здания. Фундамент, в зависимости от типа своей конструкции, по-разному реагирует как на естественную осадку оснований здания [4]. Но на фундамент могут воздействовать и техногенные факторы. Именно

определение факторов, влияющих на возникновение дефектов и повреждений является основой мониторинга [5, 6].

Таким образом, в данной обследовании при осмотре 32 зданий были выявлены дефекты и повреждения, относящиеся к видимым и приводящим к частичному ослаблению конструкций. Но, естественно, существуют и скрытые дефекты, а выявить их при визуальном осмотре и без вскрытия шурфов, облицовочного кирпича не представлялось возможным на данном этапе работ. Для более точной оценки появления факторов, влияющих на возникновения дефектов и повреждений необходимо иметь исполнительно-техническую документацию, а также инженерную сеть коммуникаций, проходящих под фундаментами домов.



Рис. 5. Трещины в кирпичной кладке

По результатам визуального осмотра был произведен анализ процентного соотношения числа дефектов и повреждений (Рис. 6).

Из диаграммы видно, что наибольший процент причин появления дефектов и повреждений составляют эксплуатационные факторы – 42%, а также факторы, влияющие на качественные выполнения строительно-монтажных работ – 33%.

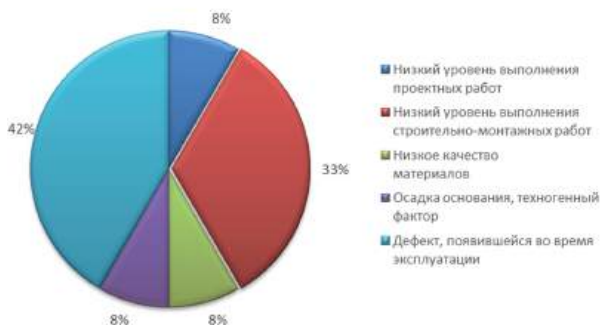


Рис. 6. Диаграмма причин появления дефектов и повреждений

Подводя вывод, можно сказать, что выявление дефектов и повреждений в зависимости от конструктивных особенностей, эксплуатационных и техногенных факторов позволяют спрогнозировать долговечность зданий и сооружений в целом [3,4]. Создание базы дефектов в зависимости от года постройки, конструктивных особенностей, техногенных факторов в настоящее время является актуальной задачей. Появление систем, таких как ГИС ЖКХ облегчает задачи проведения обследований и мониторинга, но не отменяет ее. Поэтому данная работа будет продолжена и актуализирована созданием баз дефектов жилых и гражданских зданий, построенных в разные периоды времени.

Библиографический список

1. Алмазов В.О. Задачи мониторинга несущих конструкций [Текст] / В.О. Алмазов, А.Н. Климов // Вестник МГСУ. 2011 №2-1. С.116-120.
2. Петрова И.Ю., Мостовой О.О. Обзор процесса проведения обследований зданий и сооружений. Проблемы и пути их решения. // Инженерно-строительный вестник Прикаспия: научно-технический журнал. 2013. № 1 (36). С. 12-20.

3. Колобанов А.С., Костин Ю.А., Сорокина Д.С., Костин Д.Ю. Некоторые аспекты мониторинга конструкций зданий (на примере одного из новых районов Г.Липецка) / А.С. Колобанов, Ю.А. Костин, Д.С. Сорокина, Д.Ю. Костин // Образование и наука в современном мире. Инновации. – 2024. – № 2(51). – С. 157-165.

4. Колобанов А.С., Костин Ю.А., Сорокина Д.С., Костин Д.Ю. Мониторинг строительных конструкций на примере одного из новых микрорайонов Г.Липецка / А.С. Колобанов, Ю.А. Костин, Д.С. Сорокина, Д. Ю. Костин // Моделирование и механика конструкций. – 2023. – №18. – С. 131-140.

5. Мищенко В. Я., Горбанева Е. П., Шишкина О. С., Йюн Р. Мониторинг технического состояния зданий и сооружений. [Текст] / В.Я. Мищенко, Е.П. Горбанева, О.С. Шишкина, Р. Йюн // Научный журнал. Инженерные системы и сооружения. – 2015. – № 3(20). – С. 20-29. – EDN.

6. Снегирева А.И., Мурашкин В.Г. К вопросу обследования строительных конструкций, зданий и сооружений // Эксперт: теория и практика. 2021. №6 (15). С. 45-51.

ПРИМЕНЕНИЕ ПЛАСТИНЧАТЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ

Для технико-экономического анализа работы теплообменного аппарата применяется метод сопоставления, при котором оптимизация выбора теплообменного аппарата проводится на основе сопоставления аппаратов различных типов[1].

Как известно, наиболее универсальным методом технико-экономической оценки сравниваемых вариантов является метод определения минимума приведенных затрат:

$$\Pi = \frac{K}{T} + \text{Э} = \min, \quad (1)$$

где K - капитальные вложения; T - нормативный срок окупаемости; Э - эксплуатационные затраты.

Однако этот метод требует большого количества исходных данных, которые можно получить только на завершающей стадии внедрения разработанного теплообменного аппарата.

Более простым способом оценки эффективности, который можно применять на начальной стадии разработки теплообменников интенсивного действия и при модернизации оборудования, является использование коэффициента теплоэнергетической эффективности или относительного коэффициента теплоэнергетической эффективности аппарата, Вт^{-1} :

$$E_k = K / \sum N_0^m, \quad (2)$$

где K - коэффициент теплопередачи, достигаемый при заданных энергозатратах $\sum N_0$ на преодоление гидравлических сопротивлений;

m – показатель степени, зависящий от степени турбулизации рабочих сред.

В теплообменных аппаратах с симметричной компоновкой каналов для рабочих сред – пластинчатых, спиральных, пластинчато – ребристых – при сумме удельных энергозатрат $\sum N_0 = 1 \text{Вт/м}^2$ интенсивность теплопередачи характеризуется уровнем

$$\sum K = K / \sum N_0^m = \frac{K}{1} = K \approx 0,5\alpha. \quad (3)$$

Здесь сделано допущение, что термическое сопротивление стенки сравнительно мало, и им можно пренебречь. Такое допущение справедливо для тонких металлических стенок, не загрязненных отложениями.

Принято, что в этом случае

$$K = \alpha_1 \alpha_2 / (\alpha_1 + \alpha_2). \quad (4)$$

Если $\alpha_1 \approx \alpha_2$, что имеет место в теплообменниках с симметричной компоновкой каналов в эталонном режиме сопоставления, то $K \approx 0,5\alpha$. Тогда расчет коэффициента теплоэнергетической эффективности аппарата можно заменить расчетом коэффициента теплоэнергетической эффективности теплоотдачи E_α , т.е.

$$E_\alpha = \frac{\alpha}{N_0^m}, \text{ или } \alpha = E_\alpha N_0^m, \quad (5)$$

В (5) значения E_α и m выражены постоянными отвлеченными числами.

Зависимость между переменными величинами в степенной функции (5) можно найти двумя способами: аналитическим расчетом либо графическим построением.

При графическом представлении функции в логарифмических координатах получается прямая линия.

Логарифмируя уравнение (5), получаем

$$\log \alpha = \log E_{\alpha} + m \log N_0, \quad (6)$$

Обозначив $\log \alpha = Y$, $\log N_0 = X$, $\log E_{\alpha} = A$, получим уравнение прямой $Y=A+mX$, здесь $m=\operatorname{tg}\varphi$ —тангенс угла наклона прямой к оси абсцисс:

$$m = \operatorname{tg} \varphi = a/b, \quad (7)$$

Таким образом, можно найти критерий оптимальности – энергетический коэффициент теплоотдачи, сохраняющий постоянное значение в широком интервале энергозатрат на преодоление гидравлических сопротивлений рабочей средой[2].

Тот факт, что на графике в логарифмических координатах все точки E_{α} укладываются на прямую, подтверждает правильность выбора степенной зависимости $\alpha = E_{\alpha} N_0^m$.

Используя метод оценки эффективности конвективного теплообмена, для примера сравним конструкции разборных теплообменников на базе пластин площадью 0,2 и 0,3 м². Исходные данные возьмём из РТМ и из каталога «Аппараты теплообменные пластинчатые».

Уравнение для расчета Nu , [3]:

Для пластины 0,2

$$Nu = 0,65 Re^{0,73} Pr^{0,43}, \quad (8)$$

Для пластины 0,3

$$Nu = 0,1 Re^{0,73} Pr^{0,43}, \quad (9)$$

Уравнения для расчета коэффициентов гидравлического сопротивления:

Для пластины 0,2

$$\xi = 19,3 Re^{-0,25}, \quad (10)$$

Для пластины 0,3

$$\xi = 19,3 Re^{-0,25}, \quad (11)$$

Рассчитаем по формуле (2) коэффициент теплоэнергетической эффективности теплообменника на базе пластин типа 0,2 и 0,3 в эталонном режиме сопоставления. По результатам расчетов для пластин типа 0,2 и для пластин типа 0,3 при разных скоростях, получаем среднее значение коэффициента теплоэнергетической эффективности теплообменника. Среднее значение для типа 0,2 равняется $E_{0,2} = 876 \text{ Вт}^{-1}$, для типа 0,3 равняется $E_{0,3} = 1306 \text{ Вт}^{-1}$.

Относительный коэффициент теплоэнергетической эффективности сравниваемых теплообменников

$$\psi_T = \frac{E_{0,3}}{E_{0,2}} = \frac{1306}{876} = 1,49$$

Аппарат на базе пластин типа 0,3 на 49% интенсивнее передает теплоту, следовательно, на 49% меньше необходимая площадь поверхности теплообмена при равных энергозатратах на преодоление гидравлических сопротивлений[4].

Определяем относительный коэффициент удельных энергозатрат при фиксированном коэффициенте теплопередачи $K=2800 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$. При равных площадях поверхностей теплообмена аппарат на базе пластин типа 0,3 на 79% меньше потребляет энергии на преодоление гидравлических сопротивлений, чем аппарат на базе пластин типа 0,2 в равных условиях:

$$\psi_N = \frac{\sum N_3}{\sum N_2} = \frac{17,9}{86} = 0,21$$

Приведем сравнительную оценку аппаратов по их массам и занимаемым объемам. При оценке аппаратов необходимо определить зависимости: $K_G = f(\sum N_G)$ –сравнение по массе; $K_V = f(\sum N_V)$ –сравнение по объему. Результаты сравнения теплообменников приведены в таблице 1.

Таблица 1

Результаты сравнения теплообменников на базе пластин типов 0,3 и 0,2 при тепловой нагрузке $Q=10^6$ Вт и температурном напоре

$$\Delta t_{cp} = 30^\circ\text{C}.$$

Тип аппарата, E_k	$W, \text{ м}^3/\text{с}$	$F, \text{ м}^2$	$G, \text{ кг}$	$V, \text{ м}^3$	$K, \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$	$\sum N_0, \text{ Вт}/\text{м}^2$	$K_G, \text{ Вт}/(\text{кг}\cdot\text{К})$	$\sum N_G, \text{ Вт}/\text{кг}$	$K_V, \text{ Вт}/(\text{м}^3\cdot\text{К})$	$\sum N_V, \text{ Вт}/\text{м}^3$
ТПР-0,2; $E_k=876$	0,1	42	1735	1,46	793	0,69	19,2	0,017	2281	19,8
	0,3	19	1347	0,97	1769	14,3	25,0	0,202	34 650	280
	0,6	11	760	0,45	2935	96,0	42,5	1,390	71 744	2347
	1,0	8	710	0,38	4265	391	48,1	4,406	89 790	8232
ТПР-0,3; $E_k=1306$	0,1	27	700	0,36	1252	0,86	48,3	0,03	93 900	64,5
	0,3	12	555	0,21	2794	17,7	60,4	0,382	159 657	1011
	0,6	7	350	0,18	4634	119	92,7	2,380	180 211	4628
	1,0	5	327	0,13	6729	485	103	7,416	258 808	18 654

Вывод

По результатам исследования можно сделать вывод, что конструкция теплообменников ТПР-0,3 при конвективном теплообмене однофазных рабочих сред имеет коэффициент теплоэнергетической эффективности F на 49% выше по сравнению с коэффициентом конструкции ТПР-0,2. Этот определяющий критерий эффективности соответственно отражает и все другие показатели аппаратов: массу, объем, площадь поверхности теплообмена. Как итог можно сказать, что наиболее лучше будет применение теплообменника ТПР-0,3.

Заключение

Пластинчатые теплообменные аппараты широко используются в различных отраслях промышленности для повышения энергоэффективности.

Рассмотрим ключевые аспекты их применения:

1) Компактность и высокая эффективность: пластинчатые теплообменные аппараты занимают меньше места по сравнению с трубчатыми теплообменниками, что позволяет экономить пространство и снижать затраты на строительство.

2) Высокая теплопередача: благодаря большой площади поверхности и высокой скорости потока жидкости, пластинчатые теплообменные аппараты обеспечивают эффективную теплопередачу, что позволяет сократить потребление энергии.

3) Легкость в обслуживании: пластинчатые конструкции позволяют легко разбирать и чистить аппараты, что способствует снижению времени простоя и затрат на обслуживание.

4) Снижение выбросов: эффективное использование энергии через пластинчатые теплообменные аппараты может привести к снижению выбросов парниковых газов, что важно для устойчивого развития.

5) Разнообразие применений: пластинчатые теплообменные аппараты находят применение в химической, нефтехимической пищевой и энергетической отраслях, что делает их универсальным решением для повышения энергоэффективности.

Таким образом, применение пластинчатых теплообменных аппаратов является важным шагом к улучшению энергоэффективности и устойчивости промышленных процессов.

Библиографический список

1. Кичигин М. А., Костенко Г. И. Теплообменные аппараты и выпарные установки. М.—Л.: Госэнергоиздат, 1955. 392 с.

2. РТМ 26—01—107-78. Теплообменники пластинчатые. Методы тепловых и гидромеханических расчетов. Харьков: Укрниихиммаш, 1978. – 147 с.

3. Теплогазоснабжение многоквартирного жилого дома: учеб.-метод. пособие /Д.М. Чудинов, Н.В. Колосова, Н.А. Петрикеева, С.А. Яременко, Г.Н. Мартыненко; Воронежский ГАСУ. – Воронеж, 2014. Раздел 4 – 11-15 с.

4. Расчет пластинчатых конденсаторов для парогазовых смесей) Л. А. Товажнянский, А. П. Капустенко, А. М. Коваленко, Е. Г. Мальцев.— Химическое и нефтяное машиностроение, 1980, №], с. 13-15.

В.В. Михайлов, Е.А. Пашкова

Липецкий государственный технический университет
398055, Липецк, Московская, 30

АНАЛИЗ ВОЗМОЖНОСТИ УВЕЛИЧЕНИЯ СРОКА ЭКСПЛУАТАЦИИ ВОЗДУХООПОРНЫХ ЗДАНИЙ И СООРУЖЕНИЙ В РОССИИ

Воздухоопорное сооружение (ВОС) – это изделие из ПВХ-мембраны, выполненное на прямоугольном, квадратном или круглом планах, герметично прикрепленное к основанию. Внутри купола надувного ангара с помощью воздуходувочных установок создается избыточное давление. Благодаря этому воздухоопорное здание обладает устойчивостью к ветровым и снеговым нагрузкам.

Оболочки могут использоваться:

1. В качестве спортивных сооружений, например, для организации всесезонной эксплуатации теннисных и хоккейных кортов, крытых катков, бассейнов, футбольных, волейбольных, баскетбольных и др. площадок, тренажёрных и фитнес залов, для тренировок легкоатлетов, для крытого картинга;
2. Для организации временных сооружений при проведении выставок, ярмарок, цирковых и пр. выступлений;
3. Для организации мобильных зданий медицинского и пр. назначений для ликвидации последствий стихийных бедствий и вооружённых конфликтов;
4. В качестве складских помещений, овоще и зернохранилищ, коровников, свиарников и т.д.;
5. Для станций техобслуживания, гаражей, для укрытия различного рода техники от холода, осадков и прямых солнечных лучей;

6. Для размещения временных производственных помещений, цехов, строительных площадок;

7. Как кинотеатры и концертные залы (широко применяются в Европе);

8. В качестве киностудий и съёмочных площадок и пр.

Плюсы конструкций:

1. Идеально подходят для обустройства спортивных комплексов, позволяя им функционировать круглый год, при этом на летний период оболочки могут демонтироваться;

2. Простота многократного монтажа и демонтажа сооружения практически на любых видах почв;

3. Возможность укрытия больших площадей и объёмов без возведения каких-либо опорных элементов;

4. Мобильность и транспортабельность всех элементов;

5. Из-за разнообразных расцветок применяемых тканей оболочка имеет оригинальный и незабываемый внешний вид;

6. Радиопрозрачность, светопроницаемость;

7. 5-й класс пожароопасности (т.е. упрощенная схема согласования), упрощенные требования (класс временных сооружений);

8. Высокая безопасность (из-за невозможности внезапного обрушения);

9. Устойчивость к ветровым нагрузкам, прочность - усилие на разрыв 4-5 тонн/кв.м.[3]

Минусы конструкций:

1. Чувствительность к внешним неравномерным воздействиям, вызывающим дополнительные кинематические перемещения

2. Необходимость в постоянном мониторинге

3. Ограниченные возможности по внутреннему использованию

4. Ограниченная долговечность
5. Ограниченные архитектурные возможности
6. Зависимость от электричества, требования наличия резервного электрогенератора

В Липецке с 2006 года эксплуатируется ледовая арена, запроектированная по принципу воздухоопертых конструкций. (см. Рис. 1)

Для конструкции нагрузки от давления воздуха внутри помещения и внешние силовые факторы воспринимаются мембранной оболочкой, для оболочки сооружения дополнительно включены в работу высокопрочные тросы, что существенно меняет работу конструкции под нагрузкой.

В данном случае значительную часть нагрузки от внешних воздействий воспринимают тросы с внешней стороны покрытия. Тросы под внутренним давлением растянуты, и когда действует снеговая нагрузка работает усилие от предварительного напряжения. И пока усилие не упадет до нуля – тросы будут работать.

Конструкции такого типа обладают большим запасом несущей способности, позволяют перекрывать любые, реально осуществимые пролеты с сохранением эксплуатационной пригодности при соблюдении правил эксплуатации.



Рис. 1. Ледовая арена в городе Липецке

Инженеры исследователи НИИ ЛГТУв 2023 году проводили обследование этой ледовой арены в городе Липецке.

Обследование воздухоопорной оболочки показало, что в целом основные несущие элементы, за исключением отдельных, находятся в работоспособном состоянии. Вместе с тем для обеспечения эксплуатационной пригодности покрытия требуется проведение ремонтных работ и строгое соблюдение эксплуатационного регламента.



Рис. 2. Ледовая арена в городе Липецке (вид изнутри)

Рекомендуется предусмотреть конструктивные и эксплуатационные мероприятия для обеспечения работоспособного состояния конструкции:

1. Закачивание теплого воздуха под оболочку с целью недопущения скопления снега;
2. Предусмотреть опорные конструкции внутри здания для временного опирания оболочки при ее проседании от действия снега, например, в виде кольцевой трубы по периметру ледового поля, расположенной на высоте 4-5 м от нулевой отметки;

3. Убрать все выступающие и острые части внутри здания (в т.ч. перенести мачты освещения), способные повредить оболочку. [1]

Также есть другой пример длительной эксплуатации воздухоопорного здания. Недалеко от Дворца спорта «Антей» в г. Тамбов располагается физкультурно-оздоровительный комплекс, который принадлежит Тамбовскому государственному университету имени Г.Р. Державина.

Тентовое покрытие комплекса держит свою форму за счет избыточного внутреннего давления, создаваемого мощными вентиляторами и стабилизирующими тросами. Комплекс предназначен для занятий на льду и командными игровыми видами спорта. Зал размером 72×36 метров оборудован ледовым катком. Примерная площадь Физкультурно-оздоровительного комплекса составляет 2592 м². [4]



*Рис. 3. Физкультурно-оздоровительный комплекс ТГУ
имени Г.Р. Державина*

Очень интересное применение для воздухоопорного сооружения (ВОС) нашли в Казани (рис. 5). Площадь покрытия воздухоопорного сооружения – 3000 м², назначение: теннисные корты, заказчик: ООО «Академия тенниса им. Шамиля Тарпищева». Случай монтажа ВОС

на стенах прямоугольного в плане здания встречается на практике довольно часто.[4]



Рис. 4. Физкультурно-оздоровительный комплекс ТГУ имени Г.Р. Державина (вид изнутри)



Рис. 5. Академия тенниса им. Шамиля Тарпищева в г. Казань

Воздухоопорные сооружения имеют огромный потенциал для развития в различных отраслях. Во-первых, они могут быть использованы для создания временных или постоянных сооружений, таких как

спортивные арены, выставочные павильоны или торговые центры. Благодаря своей гибкости и мобильности, воздухоопорные сооружения могут быть легко размещены в любом месте и быстро собраны или разобраны по необходимости.

Во-вторых, воздухоопорные сооружения могут служить отличным способом для проведения мероприятий на открытом воздухе, таких как концерты или спортивные соревнования.

Кроме того, воздухоопорные сооружения могут быть использованы в строительстве временных жилых помещений, например, при проведении ремонтных работ в жилых домах или при реконструкции после стихийных бедствий.

Также, воздухоопорные сооружения имеют экологический потенциал, так как они требуют меньше материалов для строительства по сравнению с традиционными строениями. Они также могут быть энергоэффективными, благодаря возможности использования солнечной энергии для поддержания воздушной подушки.

Также, касаясь эксплуатации воздухоопорных зданий и сооружений можно сделать вывод, что срок их эксплуатации может быть больше 15 лет. Этот факт, позволяет предположить, что использование такого рода сооружений будет выгодным для длительной эксплуатации при условии соблюдения режима эксплуатации и проведении регулярных обследований покрытия.

Для возведенных в нашей стране зданий такого типа (их количество составляет от 90 до 300), построенных в 2006-2007 годы эксплуатационный ресурс уже исчерпан, поэтому ответ на вопрос «что делать с такими зданиями?» требует дополнительных исследований.

В Липецкой Ледовой арене каждые 5-6 лет происходили какие-либо аварии. Однако, конструкция ФОК ТГУ имени Г.Р. Державина

простояла до последнего времени без ремонтов, но и без обследований, а также успешно эксплуатируется.

Библиографический список

1. Михайлов В.В., Чесноков А.В., Шулёпов С.К., Фролов К.А. Особенности эксплуатации воздухоопорных конструкций зданий и сооружений // В сборнике: Современные проблемы материаловедения. Сборник научных трудов. Материалы V Международной научно-практической конференции «Современные проблемы материаловедения», проходившей 23 января 2024 года в г. Липецке. 2023. С. 391-408.

2. Блохина Т.В. Современные спортивные сооружения города Тамбова // НОЭМА 2019 №2 (2), 2019. С. 186-198.

3. Фарфель М.И. Эффективные мембранные конструкции: особенности эксплуатации // Вестник НИЦ «Строительство» 1(28)2021. URL: [https://doi.org/10.37538/2224-9494-2021-1\(28\)-124-141](https://doi.org/10.37538/2224-9494-2021-1(28)-124-141) (дата обращения: 11.11.2024).

4. Кривошапко С.Н., Галишникова В.В. Архитектурно-строительные конструкции: Учебник. – М.: Изд-во «ЮРАЙТ», 2015. – 476 с.

5. Ермолов В.В., Бэрд У.У., Бубнер У. и др. Пневматические строительные конструкции. – Под ред. В.В. Ермолова. - М.: Стройиздат, 1983. - 439 с., ил.

Научное издание

ПРОБЛЕМЫ СОВРЕМЕННОЙ ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКИ

Составители:

Арзамасцев Алексей Геннадьевич, **Ярцев** Алексей Геннадьевич

Выпускающий редактор Г.А. Письменная

Подготовка оригинал-макета О.В. Майер

Доклады печатаются в авторской редакции.

Подписано в печать 25.12.2024. Формат 60x84/16.

Усл. печ. л. 24,0. Тираж 100 экз. Заказ 2137.

Издательство «Бук». 420029, г. Казань,

ул. Академика Кирпичникова, д. 25.

Отпечатано в типографии «Т8 Издательские Технологии»,

г. Москва, Волгоградский пр-т, д. 42, корп. 5