

На правах рукописи

РЫБКИНА ГАЛИНА ВЛАДИМИРОВНА

**ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРОЦЕССОВ
ЦИКЛИЧЕСКИ СОПРЯЖЕННОГО ТЕПЛОБМЕНА
В РЕГЕНЕРАТИВНОМ ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛЕ
С НЕПОДВИЖНОЙ КИРПИЧНОЙ НАСАДКОЙ**

Специальность: 05.14.04 – Промышленная теплоэнергетика

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Иваново 2011

Работа выполнена на кафедре «Гидравлика, водоснабжение и водоотведение» ГОУ ВПО «Ивановский государственный архитектурно-строительный университет» (ИГАСУ).

Научный руководитель: доктор технических наук, профессор
Елин Николай Николаевич

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор
Соколов Анатолий Константинович
кандидат технических наук, доцент
Кулагин Станислав Михайлович

Ведущая организация: ЗАО "Научно-технический центр
"ЛАГ Инжиниринг"

Защита состоится 27.05 2011 г. в 14-00 часов на заседании диссертационного совета Д 212.064.01 ГОУВПО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина» по адресу: 153003, г. Иваново, ул. Рабфаковская 34, аудитория Б-237.

Отзывы в двух экземплярах, заверенные печатью организации, просим направлять по адресу: 153003, г. Иваново, ул. Рабфаковская 34, ученый совет ИГЭУ.

Тел. (4932) 38-57-12, факс (4932) 38-57-01.
e-mail: uch_sovet@ispu.ru

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ГОУ ВПО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина», с авторефератом - на сайте ИГЭУ www.ispu.ru

Автореферат разослан «27» апреля 2011 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета
доктор технических наук,
профессор



А.В. Мошкарин

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы диссертации

Потери теплоты с уходящими дымовыми газами обычно составляют самую большую часть вторичных энергетических ресурсов (ВЭР) теплотехнологических процессов, поэтому увеличение глубины их утилизации играет важную роль в решении одной из приоритетных задач экономики России – повышения энергетической эффективности производства.

Как правило, теплота уходящих дымовых газов используется для подогрева воздуха, подаваемого на сжигание топлива. При высоких температурах уходящих дымовых газов, характерных для металлургических печей и некоторых процессов нефтехимии, а также в случае необходимости «вписать» теплоутилизационное оборудование в существующую технологическую установку для этой цели используются теплообменники регенеративного типа, самыми распространенными из которых являются регенераторы с неподвижной кирпичной насадкой.

Повышение эффективности таких систем утилизации теплоты может быть достигнуто путем исследования происходящих в них нестационарных процессов радиационно-конвективного теплообмена и создания на его основе методики выбора оптимальных конструктивных и режимных параметров регенератора. Экспериментальные исследования этих процессов требуют больших затрат времени и средств и, кроме того, существует проблема правомерности использования результатов, полученных на экспериментальной установке, для натуральных объектов. Поэтому основным методом исследования тепловых процессов в регенераторах является их математическое моделирование.

Широко применяемые на практике методики расчёта регенеративных подогревателей, основанные на квазистационарных и нульмерных моделях происходящих в них процессов, приводят к грубым ошибкам и не позволяют оптимизировать их конструктивные и режимные параметры.

Целью работы является повышение эффективности систем утилизации тепла с регенеративными теплообменниками с неподвижной кирпичной насадкой в теплотехнологических процессах путем оптимизации их режимных и конструктивных параметров на основе разработки математических моделей происходящих в них процессов циклически сопряженного теплообмена.

Задачами диссертационного исследования являются:

1) построение математической модели тепловых процессов нестационарного циклически сопряженного теплообмена применительно к регенеративным теплообменным аппаратам с неподвижной кирпичной насадкой, образованной сплошными прямоугольными каналами;

2) исследование циклов нагрева и охлаждения насадки и выявление влияния конструктивных и режимных параметров регенератора на температурный режим и эффективность теплообмена;

3) разработка методики поиска оптимального времени полуциклов нагрева и охлаждения, при которых достигается максимальная тепловая мощность регенератора (режимная оптимизация);

4) разработка методики поиска оптимальных геометрических характеристик насадки регенератора, при которых достигается максимальная тепловая мощность регенератора (конструктивная оптимизация);

5) разработка компьютерного инженерного метода расчета процесса нестационарного теплообмена в регенеративных теплообменниках с неподвижной кирпичной насадкой и его апробация путём сравнения результатов расчёта с литературными и экспериментальными данными.

Объектом исследования является тепловой процесс в регенеративном теплообменнике с неподвижной кирпичной насадкой.

Предмет исследования – температурный режим насадки, греющего газа и нагреваемого воздуха в тепловом цикле работы насадки и возможности управления им.

Обоснование соответствия диссертации паспорту научной специальности 05.14.04 – «Промышленная теплоэнергетика»

Соответствие диссертации формуле специальности

В соответствии с формулой специальности 05.14.04 – «Промышленная теплоэнергетика», объединяющей исследования по совершенствованию промышленных теплоэнергетических систем, по созданию и разработке нового и наиболее совершенного теплотехнического и теплового технологического оборудования, в диссертационной работе разработана математическая модель расчёта нестационарного циклически сопряжённого конвективно-радиационного теплообмена в регенеративном воздухоподогревателе, позволяющая оптимизировать режимные и геометрические параметры с целью повышения степени утилизации теплоты уходящих газов.

Соответствие диссертации области исследования специальности

Отраженные в диссертации научные положения соответствуют области исследования специальности 05.14.04 – «Промышленная тепло-

энергетика»: поиск структур и принципов действия теплотехнического оборудования, которые обеспечивают сбережение энергетических ресурсов, уменьшение энергетических затрат на единицу продукции, сбережение материальных ресурсов, направленных на изготовление теплопередающего и теплоиспользующего оборудования, защиту окружающей среды.

Пункту 1. «Разработка научных основ сбережения энергетических ресурсов в промышленных теплоэнергетических устройствах и использующих тепло системах и установках» соответствует следующий результат диссертации, отражённый в поставленных задачах и имеющий научную новизну:

математическая модель расчёта процессов теплообмена в регенеративном воздухоподогревателе с неподвижной кирпичной насадкой позволяет исследовать тепловое состояние насадки при различных геометрических и режимных параметрах процесса. Модель состоит из трёх блоков: режима нагрева насадки горячим теплоносителем, паузы перекидки и режима охлаждения насадки воздухом.

Пункту 2. Оптимизация схем энергетических установок и систем для генерации и трансформации энергоносителей, основанных на принципах комбинированного производства, соответствует следующий пункт результат диссертации:

математическая модель расчета нестационарных процессов конвективно-радиационного теплообмена позволяет оптимизировать режимные и геометрические параметры регенератора. В качестве критерия оптимальности используется максимальная тепловая мощность регенератора.

Научная новизна результатов работы заключается в следующем:

1) разработана математическая модель нестационарного циклически сопряженного конвективно-радиационного теплообмена одномерного потока газа с неподвижной кирпичной насадкой при трехмерном распространении в ней тепла;

2) выполнено моделирование теплового состояния неподвижной кирпичной насадки при её прогреве и охлаждении и выявлено влияние конструктивных и режимных параметров процесса на аккумулируемую в ней теплоту и скорость ее накопления;

3) разработана методика определения оптимального времени цикла, соответствующего максимальной тепловой мощности регенератора.

4) разработана методика поиска оптимальных геометрических параметров неподвижной кирпичной насадки при заданных размерах канала для её размещения.

Практическая ценность результатов состоит в следующем:

– предложена методика построения математических моделей нестационарных процессов радиационно-конвективного теплообмена в регенеративных теплообменниках с неподвижной кирпичной насадкой;

– разработан компьютерный инженерный метод расчета процессов теплообмена в регенеративных теплообменниках с неподвижной кирпичной насадкой и выбора его рациональных конструктивных и режимных параметров;

– разработанные математические модели, инженерные методы расчета и оценки эффективности, а также средства компьютерной поддержки моделирования и расчета нашли практическое применение в практике исследовательских и проектных работ в ООО НТЦ «Промышленная энергетика».

Автор защищает:

– математическую модель нестационарного циклически сопряженного конвективно-радиационного теплообмена потока газа с неподвижной кирпичной насадкой;

– результаты расчетного исследования теплового состояния неподвижной кирпичной насадки при её прогреве и охлаждении продольным потоком газа и влияния конструктивных и режимных параметров процесса на трехмерное поле температуры в неподвижной кирпичной насадке, аккумулируемую в ней теплоту и скорость ее накопления;

– инженерный метод расчета регенеративных теплообменников с неподвижной кирпичной насадкой и его компьютерную реализацию.

Апробация работы.

Основные положения диссертации были доложены, обсуждены и получили одобрение на Международной научной конференции «Состояние и перспективы развития энерготехнологии – 14-е и 15-е «Бернардовские чтения», Иваново, ИГЭУ, 2007, 2009; XV и XVI Международной научно-технической конференции «Информационная среда вуза», Иваново, ИГАСУ, 2008, 2009 гг.; а также на научных семинарах кафедр промышленной теплоэнергетики и прикладной математики ИГЭУ и кафедры гидравлики, водоснабжения и водоотведения ИГАСУ (2006-2010 гг.), на IX Международной научной конференции «Теоретические основы энерго-ресурсосберегающих процессов,

оборудования и экологически безопасных производств» ИГХТУ, 2010 г.

Публикации. Основное содержание диссертации опубликовано в 11 печатных работах, в том числе в 3-х изданиях, предусмотренных перечнем ВАК.

Структура и объем работы. Диссертация представлена на 128 стр. и состоит из введения, 4-х глав, основных выводов, списка использованных источников (112 наименований) и приложения.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность работы, сформулирована цель исследования, указана научная новизна и практическая ценность работы, сформулированы основные положения, выносимые на защиту.

В первой главе рассмотрены возможные пути повышения энергетической эффективности теплотехнологических установок за счёт утилизации теплоты уходящих продуктов сгорания в регенеративных подогревателях воздуха, а также представлено описание и сравнение основных типов регенеративных подогревателей.

Проанализировано современное состояние проблемы математического моделирования теплообменных процессов происходящих в регенеративных теплообменниках с неподвижной кирпичной насадкой. Показано, что большинство методик расчёта основаны на грубых допущениях: процессы теплообмена рассматриваются как стационарные, температурные поля в насадке считаются одномерными, температуры теплоносителей – неизменными во времени и вдоль потока (Хаузен Х., Руммель К., Хейлигенштедт В., ВНИИМТ, УПИ, и др.). Данные методы расчёта не дают возможности выполнить оптимизацию режимных и геометрических параметров регенеративных подогревателей.

Используемые в настоящее время критерии тепловой эффективности регенеративных теплообменников – степень утилизации дымовых газов, коэффициент использования кирпича в насадке и др. не позволяют обосновано принимать решения по выбору их конструкций. В качестве универсального критерия эффективности нами предложено использовать тепловую мощность, равную количеству теплоты, передаваемой от уходящих дымовых газов к подогреваемому воздуху, отнесённую к общей продолжительности цикла.

На основе проведённого анализа сформулированы цели и задачи исследования.

Во второй главе представлена физическая и математическая модель циклически сопряжённого теплообмена в регенеративном подогревателе с неподвижной кирпичной насадкой.

Расчётная область рассматриваемого процесса представлена на рис. 1. Поверхность теплообмена насадки образована сплошными вертикальными каналами.

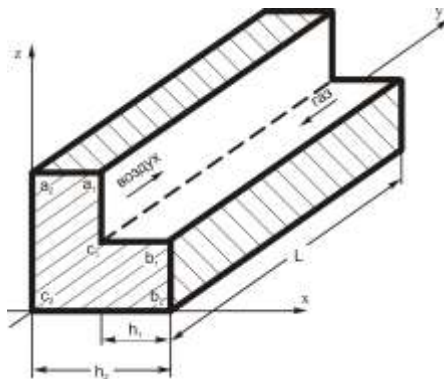


Рис. 1. Схема расчётной области

Движение теплоносителей принималось одномерным, а распространение теплоты в насадке – трёхмерным. Изменением давления газа вдоль канала пренебрегалось.

Математическая модель включает следующие уравнения:

Уравнение энергии для насадки:

$$\frac{\partial T_1}{\partial \tau} = a_1 \left(\frac{\partial^2 T_1}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_1}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T_1}{\partial z^2} \right); \quad (1)$$

Уравнение энергии для теплоносителя:

$$c_2 \rho_2 \left(\frac{\partial T_2}{\partial \tau} + \omega_2 \frac{\partial T_2}{\partial y} \right) = \lambda_2 \frac{\partial^2 T_2}{\partial y^2}, \quad (2)$$

Уравнение неразрывности для теплоносителя:

$$\rho_2 \omega_2 S = G_2, \quad (3)$$

Для расчета изменения плотности теплоносителя вдоль потока используется уравнение состояния идеального газа:

$$\rho_2 = \frac{P}{R T}, \quad (4)$$

Граничные условия на поверхности насадки при течении продуктов сгорания:

$$\lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial n} = \alpha_k (T_2 - T_{1w}) + q_r, \quad (5)$$

где $n = x, z$; q_r – плотность теплового потока излучения газа (радиационным теплообменом при движении воздуха пренебрегаем):

$$q_r = \frac{c_0 \left[\varepsilon_\Gamma \left(\frac{T_i}{100} \right)^4 - \varepsilon_c \left(\frac{T_1}{100} \right)^4 \right]}{\frac{1}{\varepsilon_\Gamma / \varepsilon_\Gamma^\infty} - \frac{1}{\varepsilon_c} - 1}, \quad (6)$$

Начальные условия:

$$T_{1w}(x, y, z, 0) = T_{1w0}(x, y, z); \quad (7)$$

$$T_2(0, \tau) = T_{2вх}; \quad (8)$$

$$T_2(y, 0) = T_{20}(y), \quad (9)$$

В уравнениях (1)–(9): G_2 – массовый расход теплоносителя, постоянный по длине и во времени в течение полцикла нагрева или охлаждения; T – температура, ρ – плотность, c – теплоёмкость, a – температуропроводность, ω – скорость, λ_n – коэффициент теплопроводности

насадки, α_k – коэффициент конвективного теплообмена, $\varepsilon_\Gamma, \varepsilon_c$ – предельные степени черноты газа и стенки; $\varepsilon_\Gamma, \varepsilon_c$ – коэффициенты теплового излучения соответственно при температуре газа и стенки, c_0 – излучательная способность абсолютно черного тела, ($\text{Вт}/(\text{м}^2 \text{K}^4)$).

Индекс «1» относится к насадке, «2» – к теплоносителю, «w» – к поверхности насадки, «вх» – к входу в канал, «0» – к распределению температур в начале полцикла нагрева или охлаждения.

Решение системы уравнений (1) – (9) осуществлялась методом секток с применением явных схем аппроксимации. При расчётах использовался одинаковый шаг по пространственным переменным. Расчёты проводились при следующих уровнях дискретизации $N_x=20$; $N_y=20$; $N_z=200$. Контроль точности проводился по балансу тепловой энергии. Необходимые для расчётов теплофизические свойства теплоносителей и насадки определялись по известным методикам.

С целью выявить влияние различных факторов на исследуемый процесс выполнены вычислительные эксперименты на примере реге-

нератора с длиной канала 2 м, насадка которого сложена из шамотного кирпича размерами 250х120х65, в котором необходимо нагреть атмосферный воздух от 20⁰С дымовыми газами с начальной температурой 900⁰С. Скорости потоков теплоносителей на входе составляют 1 м/с. В процессе численного интегрирования системы уравнений (1) – (9) величины коэффициентов теплоотдачи рассчитывались на каждом шаге по длине регенератора и по времени. Результаты расчетов распределения $\alpha_{конв}$ и $\alpha_{изл}=q_r/(T_2-T_{1w})$ по длине проточной части в конце периода нагрева для установившегося режима работы регенератора представлены на рис.2.

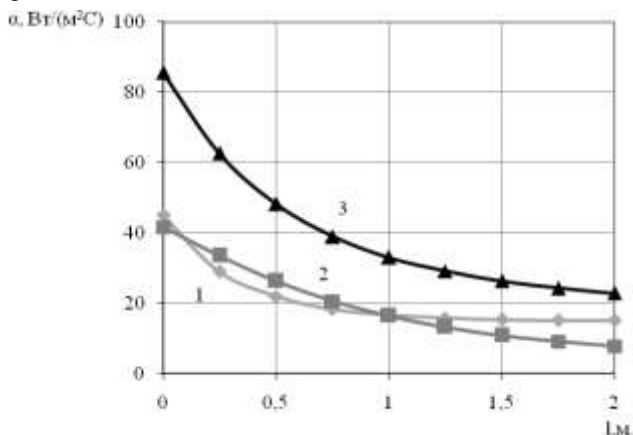


Рис. 2. Изменение средних коэффициентов теплоотдачи по длине теплообменного аппарата
1 - $\alpha_{конв}$; 2 - $\alpha_{изл}$; 3 - $\alpha_{сум}$

Результаты показывают, что доля тепла, передаваемая насадке от продуктов сгорания излучением, существенно уменьшается по длине её проточной части (для рассматриваемого примера – от 50 до 30%). Следует отметить, что существующие методики расчета не учитывают этот факт.

Особый интерес представляет неустановившийся тепловой режим работы регенератора. На рис. 3 представлены результаты расчёта процесса прогрева насадки из «холодного» состояния (при начальной температуре 20⁰С) и из «горячего» состояния (при начальной температуре, соответствующей концу «горячего» полуцикла). Расчеты показывают, что около 18% тепловой энергии от газа к насадке передаётся с большой скоростью за короткий период времени (для рассматриваемого

примера – около 2 сек.), когда температурный напор между газом и насадкой максимален.

Проведены исследования вклада различных составляющих переноса теплоты теплопроводностью на температурное поле насадки. Рассматривалось три варианта переноса теплоты в насадке:

- 1) по всем трем осям;
- 2) перпендикулярно стенке и вдоль её поверхности в направлении, перпендикулярном потоку газа;
- 3) только перпендикулярно стенке.

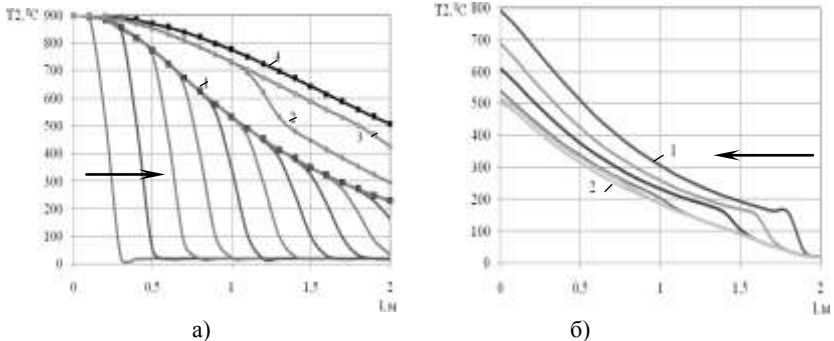


Рис. 3. Распределение температуры горячего (а) и холодного (б) теплоносителей по длине проточной части регенератора для различных моментов времени
 а) – 1 – $\tau_H = 2$ с; 2 – $\tau_H = 1000$ с; 3 – $\tau_H = 2000$ с; 4 – $\tau_H = 3000$ с;
 б) – 1 – $\tau_{OxH} = 0,2$ с; 2 – $\tau_{OxH} = 620$ с

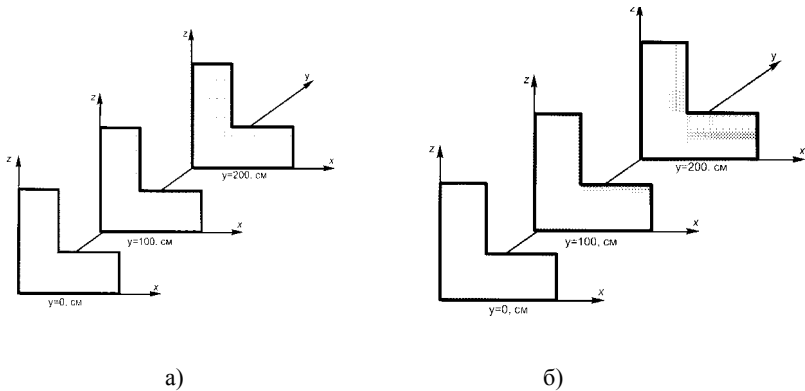


Рис. 4. Результаты расчетов температурных полей в поперечных сечениях насадки в конце периода нагрева при различных вариантах переноса теплоты в насадке: а) – по всем трем осям; б) – только в направлении, перпендикулярном поверхности

Результаты расчетов представлены на рис. 4, а расчетные и экспериментальные изменения температур теплоносителей и средней по массе температуры насадки в течение цикла – на рис.5. Экспериментальные результаты получены при теплотехническом обследовании стекловаренной печи производительностью 5 т/сут.

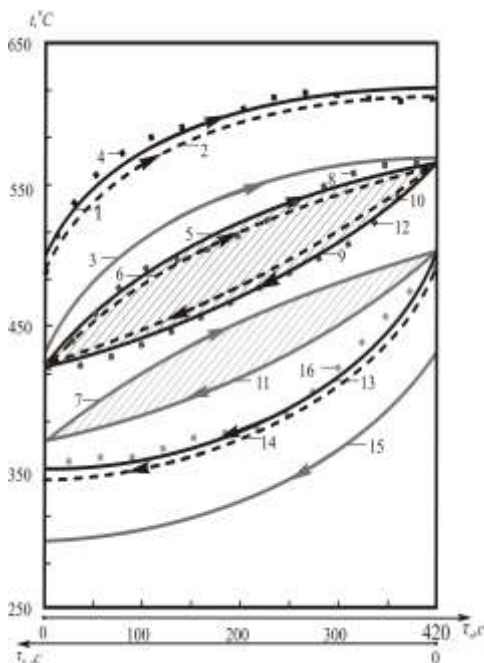


Рис. 5. Результаты исследования изменения температур теплоносителей и средней по массе температуры насадки регенеративного подогревателя в течение цикла при различных вариантах переноса теплоты в насадке:

расчет по варианту №1:

1 – продукты сгорания; 5 и 9 – насадка; 13 – воздух;

расчет по варианту №2:

2 – продукты сгорания; 6 и 10 – насадка; 14 – воздух;

расчет по варианту №3:

3 – продукты сгорания; 7 и 11 – насадка; 15 – воздух;

эксперимент: 4 – продукты сгорания; 8 и 12 – насадка; 16 – воздух.

Расчеты температурных полей в насадке показали, что расчеты по вариантам №1 и №2 дают весьма близкие результаты. Следовательно, перенос теплоты вдоль течения (ось y) не оказывает заметного влияния, и им можно пренебречь. При игнорировании переноса теплоты теплопроводностью вдоль поверхности насадки в направлении, перпендикулярном потоку газа (вариант №3) получаются весьма заниженные величины температур областей, примыкающих к углам канала, объем которых составляет примерно 25% общего объема насадки (см. рис. 5). Это является причиной необоснованно заниженных расчетных величин температур теплоносителей по сравнению с экспериментальными. Для продуктов сгорания разница при расчетах по вари-

антам №1 и №3 составляет $55,6^{\circ}\text{C}$ (кривые 1,3 рис. 5), а для воздуха – $68,3^{\circ}\text{C}$ (кривые 13, 15 рис. 5).

Разница расчётных температур насадки в торцевых сечениях составляет около 58°C . Это является причиной того, что тепловая мощность аппарата, пропорциональная величине заштрихованной площади между кривыми, показывающими изменение температуры насадки в течение цикла на рис. 5, занижена в среднем на 23,6% для принятых условий моделирования.

Из графика рис. 5 видно, что лучшее совпадение с экспериментальными данными обеспечивается по модели № 1. Достоверность результатов расчёта контролировалась по продолжительности периодов нагрева и охлаждения, полученными в результате экспериментальных исследований, а также по условию непрерывности потока.

В третьей главе приведены результаты геометрической и режимной оптимизации регенеративного подогревателя.

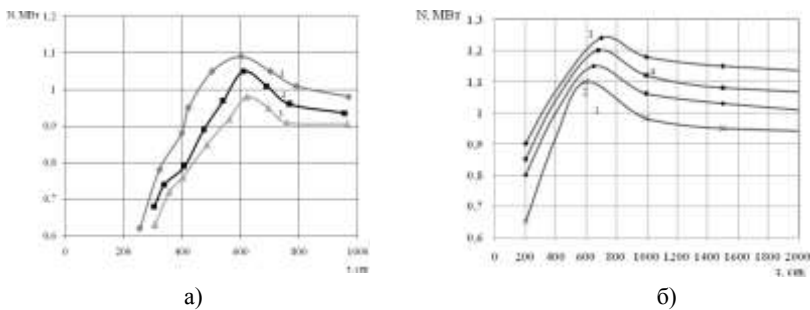


Рис. 6. Изменение тепловой мощности в зависимости:

- (а) от длительности периода цикла при различной длительности перекидки клапанов 1 – $\tau_{\text{пер}1}=10$ с; 2 – $\tau_{\text{пер}2}=20$ с; 3 – $\tau_{\text{пер}3}=30$ с;
- (б) при различном соотношении сторон проходного сечения насадки (мм)
1 – 100×100 ; 2 – 50×200 ; 3 – 25×400 ; 4 – 10×1000

Для практики интерес представляет разработка методики определения оптимального времени цикла, при котором достигается максимальная тепловая мощность регенератора. На рис. 6а представлены результаты расчётов зависимости тепловых мощностей регенератора от продолжительности цикла при различной длительности паузы перекидки клапанов.

Резкий подъём кривых в области малых периодов нагрева происходит вследствие значительного влияния паузы перекидки. При увеличении длительности влияние паузы уменьшается. На графике хорошо

видно, что существует оптимальное время цикла, зависящее от длительности паузы перекидки клапанов.

Большое влияние на тепловую эффективность регенератора оказывают геометрические размеры сечения для прохода теплоносителей. На практике его форму выбирают исходя из опыта с учетом стоимости изготовления и удобства эксплуатации.

Поиск оптимальной формы проходного сечения канала производился путем вычислительного эксперимента. Расчеты тепловой мощности выполнялись при постоянной площади живого сечения прямоугольного канала $s = 0,01 \text{ м}^2$ и различных соотношениях его высоты и ширины: 1:1; 1:4; 1:16; 1:100. Результаты расчетов, представленные на рис. 6б, показывают, что тепловая мощность регенератора может изменяться как в зависимости от продолжительности цикла, так и от формы проходного сечения канала насадки весьма сильно – от 20 до 50%.

При увеличении отношения длин сторон прямоугольного канала увеличение тепловой мощности происходит по двум причинам: увеличение поверхности теплообмена насадки с газом и увеличение объема материала насадки, участвующего в процессе аккумуляции теплоты за счет лучшего прогревания углов (см. рис. 5). Однако при этом происходит уменьшение теплового потока излучением от газа к насадке по причине уменьшения «эффективной длины луча», которая пропорциональна эквивалентному диаметру канала. Например, при изменении соотношения сторон сечения канала от 1:1 до 1:100 тепловой поток излучением уменьшается в 2,3 раза. Наибольшая тепловая мощность в рассматриваемом примере соответствует соотношению сторон сечения канала 1:16 (кривая 3 рис. 6б). Однако это не дает оснований утверждать, что такое соотношение будет оптимальным для любых регенераторов.

Интересно отметить, что величина оптимального времени цикла увеличивается при увеличении тепловой мощности регенератора. Этот результат не является неожиданным и объясняется, очевидно, тем, что при увеличении количества теплоты, запасаемой (отдаваемой) насадкой, на ее прогрев (охлаждение) требуется больше времени.

Расчеты показывают, что при увеличении на 50 % количества теплоты, переданной от уходящих продуктов сгорания к воздуху, направляемому на сжигание топлива, расход топлива, в зависимости от коэффициента избытка воздуха, уменьшается на 3...4%.

В четвёртой главе рассмотрено практическое применение результатов расчетных исследований тепловых процессов в регенеративных

подогревателях.

Разработанная математическая модель позволяет описывать распределение всех локальных характеристик процесса в регенераторе и рассчитывать его интегральные тепловые характеристики. Модель является по существу компьютерным методом расчета теплового процесса в регенераторе и нуждается только в обеспечении информацией о теплофизических свойствах газа, воздуха и материала насадки, которые доступны в справочной литературе. Она позволяет проводить поверочные и конструктивные расчёты регенеративного подогревателя. Задача поверочного расчёта регенератора сводится к определению конечной температуры дутья на выходе из теплообменного аппарата при известной продолжительности цикла, либо к определению продолжительности цикла при известных конечных температурах теплоносителей.

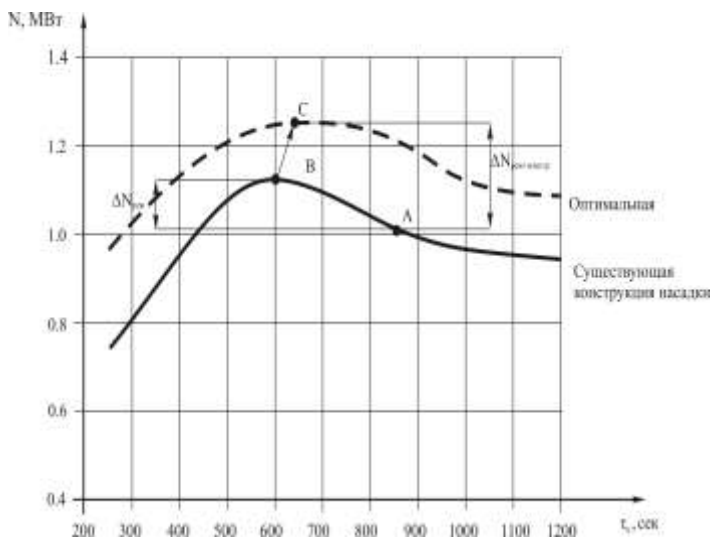


Рис. 7. Результаты оптимизации параметров регенеративного подогревателя: А – существующий режим работы; предлагаемые режимы: В – без изменения геометрических параметров насадки (режимная оптимизация), С – при изменении геометрических параметров насадки (режимная + геометрическая оптимизация); $\Delta N_{реж}$ – эффект от режимной оптимизации, $\Delta N_{реж+констр}$ – эффект от режимной и геометрической оптимизации

Задача конструктивного расчета регенератора заключается в опре-

делении его геометрических размеров: длины проточной части и размеров каналов для прохода теплоносителей. Исходными данными при этом являются расходы теплоносителей, их теплофизические свойства, температуры на входе в регенератор и желаемые температуры на выходе из него, теплофизические свойства материала насадки.

Разработанная математическая модель и её компьютерная реализация апробирована на реальном объекте – регенеративном воздухоподогревателе стекловаренной печи производительностью 5 т/сутки.

Для наилучшего совпадения экспериментальных и расчётных данных вначале проводилась адаптация математической модели к реальным условиям работы регенератора, за счёт корректировки теплофизических параметров теплоносителей и насадки (в первую очередь – степени черноты её поверхности) и учёта потерь теплоты через торцевые поверхности теплообменного аппарата по фактическим данным.

На рис.7 представлены результаты оптимизации объекта.

Разработаны конкретные технические предложения по изменению продолжительности цикла и геометрических размеров живого сечения для прохода теплоносителей. В существующем режиме регенеративного подогревателя с размерами канала 100×100 время цикла составляло 850 сек, а тепловая мощность – 1,01 МВт. После оптимизации в результате проведения расчетов с помощью разработанной компьютерной программы предложено уменьшить время цикла до 640 сек, размеры канала изменить на 25×400 . Расчетная тепловая мощность регенератора увеличится до 1,23 МВт экономия топлива за счет этого составит примерно 3%.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ И РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ

1. Разработана математическая модель циклически сопряженного радиационно-конвективного теплообмена в регенеративном подогревателе с неподвижной кирпичной насадкой, позволяющая рассчитывать температурные поля в насадке и теплоносителях в установившемся и в переходном режимах работы.

2. Проведены расчётные исследования влияния размерности модели на тепловое состояние неподвижной кирпичной насадки. Показано, что уменьшение размерности моделируемого процесса распространения тепла в насадке (использование одно- и двухмерной модели вместо трёхмерной) приводит к занижению средней по времени цикла температуры насадки и количества теплоты, аккумулированной насадочным кирпичом примерно на 23,6%.

3. Использование разработанной математической модели позволяет:

– рассчитывать оптимальное время цикла работы регенератора с учетом паузы перекидки клапанов, при котором достигается его максимальная тепловая мощность;

– выбирать оптимальные геометрические параметры насадки для заданных расходных и теплофизических параметров теплоносителей и материала насадки.

4. Выполнена компьютерная реализация математической модели циклически сопряжённого радиационно-конвективного теплообмена в регенеративном подогревателе в виде инженерной методики его расчёта.

5. Сравнение предлагаемой инженерной методики расчета с известными методиками и с экспериментальными данными показало, что существующие приближённые методики расчёта дают заниженные значения температуры насадки и теплоносителей на выходе из регенеративного подогревателя, что приводит к неоправданному завышению поверхности теплообмена.

6. Результаты работы используются при выборе рациональных режимов эксплуатации регенеративных подогревателей с неподвижными кирпичными насадками в ООО НТЦ «Промышленная энергетика».

ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

Публикации по перечню рецензируемых изданий ВАК

1. **Елин Н.Н.** Моделирование циклически сопряжённого теплообмена в регенеративном воздухоподогревателе [текст] / Н.Н. Елин, **Г.В. Рыбкина**, М.Ю. Ометова // Вестник ИГЭУ. – Вып.2. – 2010. – С. 22 – 24.

2. **Рыбкина Г.В.** Оптимизация геометрических характеристик насадки регенеративного теплообменника / **Г.В. Рыбкина**, М.Ю. Ометова, Н.Н. Елин // Энергосбережение и водоподготовка. – Вып. 4 – 2010. – С.47 – 49.

3. **Елин Н.Н.** Экспериментальная проверка математической модели регенератора с неподвижной кирпичной насадкой [текст] / Н.Н. Елин, М.Ю. Ометова, **Г.В. Рыбкина** // Вестник ИГЭУ. – Вып.1. – 2011. – С. 22 – 24.

Публикации в других изданиях

4. **Рыбкина Г.В.** О выборе технологии утилизации теплоты уходящих газов промышленных печей [текст] / **Г.В. Рыбкина** // В сб. ста-

тей к 4 научной конференции аспирантов и соискателей. Иваново: ГОУВПО «ИГАСУ». – 2005, С. 64 – 66.

5. **Ометова М.Ю.** Численное исследование режимов работы регенеративных воздухонагревателей [текст] / М. Ю. Ометова, **Г.В. Рыбкина** Сб. статей «Вестник научно-промышленного общества». – Выпуск 11. – Москва, «Алев-В». – 2007. – С. 34 – 37.

6. **Елин Н.Н.** Численное моделирование нестационарных процессов в регенеративном воздухоподогревателе [текст] / Н.Н. Елин, М.Ю. Ометова, **Г.В. Рыбкина** // Международная научно-техническая конференция «Состояние и перспективы развития электротехнологии» (XIV Бенардосовские чтения). Тез. докл. – Т. 2 – Иваново: ГОУВПО «ИГЭУ» имени В.И. Ленина. 2007. – С. 38.

7. **Кадников С.Н.** Расчет процессов теплообмена в регенеративном воздухоподогревателе с неподвижной кирпичной насадкой [текст] / С.Н. Кадников, М.Ю. Ометова, **Г.В. Рыбкина** // Информационная среда вуза: Материалы XV Международной научно - технической конференции. – Иваново: ГОУВПО «ИГАСУ». – 2008. С. 403 – 410.

8. **Ометова М.Ю.** Методика расчета регенератора с учетом уравнений газодинамики [текст] / М. Ю. Ометова, **Г.В. Рыбкина** // Информационная среда вуза: Материалы XVI Международной научно - технической конференции. – Иваново: ГОУВПО «ИГАСУ». – 2009. С. 459 – 463.

9. **Елин Н.Н.** Конечно-разностная математическая модель регенеративного воздухоподогревателя / Н.Н. Елин, М.Ю. Ометова, **Г.В. Рыбкина** // Международная научно-техническая конференция «Состояние и перспективы развития электротехнологии» (XIV Бенардосовские чтения). Тез. докл. – Т. 2 – Иваново: ГОУВПО «ИГЭУ» имени В.И. Ленина. – 2009. – Т. 2. – С. 4.

10. **Кадников С.Н.** Динамические режимы теплообмена в регенеративных воздухонагревателях [текст] / С.Н. Кадников, М.Ю. Ометова., **Г.В. Рыбкина** Труды ИГЭУ. «Повышение эффективности энергосистем». Вып. IX. Москва: 2009. – С. 234 – 240.

11. **Елин Н.Н.** Методика расчёта циклического конвективно-сопряжённого теплообмена [текст] / Н.Н.Елин, **Г.В. Рыбкина**, М.Ю. Ометова Теоретические основы энергоресурсосберегающих процессов, оборудования и экологически безопасных производств: Сборник трудов – Иваново: ГОУВПО «ИГХТУ». – 2010. – С. 54 –59.