

Р 332

Копия
1998

На правах рукописи

Редников Сергей Николаевич

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ТЕПЛОГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ
В КАНАЛАХ НАСАДОК ДОМЕННЫХ ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЕЙ.

Специальность 05.16.02 — "Металлургия чёрных металлов"

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание учёной степени
кандидата технических наук

Челябиск 1998

Работа выполнена в Южно-Уральском государственном университете.

Научный руководитель — доктор технических наук,
заслуженный деятель науки и техники
Российской Федерации,
профессор Торопов Е.В.

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор
Боковиков Борис Александрович,
кандидат технических наук
Зырянов Сергей Владимирович.

Ведущее предприятие — ОАО "Мечел" (Челябинский
металлургический комбинат).

Защита диссертации состоится "___" _____ 1998 г., в 14.00, на
заседании диссертационного совета Д - 053.13.04 по присуждению учёных
степеней в Южно-Уральском государственном университете по адресу:
454080, г. Челябинск, пр. им. В. И. Ленина, 76.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке в Южно-
Уральского государственного университета.

Ваш отзыв в двух экземплярах, заверенных печатью, просим
высылать по адресу: 454080, г. Челябинск, пр. им. В. И. Ленина, 76,
ЮУрГУ, учёный совет, тел. 39 - 91-23.

Автореферат разослан "___" _____ 1998 г.

Учёный секретарь диссертационного совета,

доктор физико-математических наук,

профессор



Мирзаяев Д.А.

Общая характеристика работы

Актуальность темы. Сложность, высокая стоимость, а в ряде случаев и невозможность нагрева значительных объёмов газов до высоких температур в рекуперативных установках, обуславливает применение регенеративных аппаратов для высокотемпературного нагрева теплоносителей. В свою очередь, повышение температур нагрева предъявляет высокие требования к надёжности и экономичности работы этих устройств, выдвигает задачи разработки новых, более эффективных конструкций отдельных элементов, совершенствования режимных параметров. Это затруднительно без наличия достаточно надёжных и точных методов определения теплогидравлических характеристик каналов и температурных полей аппаратов.

Для достижения этих целей известные научные положения недостаточны и требуется их дальнейшее развитие и уточнение, это возможно при использовании методов математического моделирования. Последнее является достаточно актуальным, так как даёт возможность уменьшить затраты на эксплуатацию воздухонагревателей, на разработку новых, более эффективных форм каналов, и может найти применение в других отраслях промышленности.

Целью работы является исследование регенеративного теплообмена методами математического моделирования, разработка методов поверочного и априорного определения теплогидравлических характеристик каналов насадок аппаратов, анализ и выработка мероприятий, позволяющих повысить эффективность работы насадки воздухонагревателей.

Научная новизна. Исследованы особенности регенеративного теплообмена с использованием методов математического моделирования. Обоснован выбор математической модели, описывающей процессы теплообмена в насадке. Выявлен характер влияния температуры холодного дутья на достигаемую температуру нагрева газа в регенеративном воздухонагревателе.

На основании анализа ряда моделей турбулентности показана возможность применения E—L модели для определения характеристик осесимметричных каналов насадок доменных воздухонагревателей. Применена уточнённая математическая модель течения жидкости в канале к задаче определения теплогидравлических характеристик насадок регенеративных воздухонагревателей. Полученные результаты показывают хорошее согласование экспериментальных данных с результатами расчёта по модели, что позволяет производить определение характеристик каналов при меньшем количестве экспериментов. Выявлено воздействие варьирования отдельных геометрических факторов изменения формы поверхности канала на его теплогидравлические характеристики. Определены теплогидравлические характеристики ряда каналов. Предложены способы организации движения в каналах в направлении интенсификации теплообмена. Оценена возможность организации направленного движения в горизонтальных проходах каналов насадок с конфузурно диффузными секциями.

Автор защищает:

1. Методику и алгоритм численной реализации математической модели расчёта температурных полей в насадке регенеративного воздухонагревателя и результаты их реализации.
2. Математическую модель описывающую теплообмен и движение теплоносителя в канале.
3. Разработанный алгоритм и вариант численной реализации модели течения в канале, позволяющий определять теплогидравлические характеристики шелевых осесимметричных каналов.
4. Результаты численного эксперимента поставленного с использованием модели течения в канале, отражающие изменение тепловых и гидравлических характеристик каналов при использовании турбулизирующих поток элементов.
5. Методы интенсификации теплообмена в насадке позволяющие также повысить живучесть насадки.

Практическая ценность работы. Использование результатов работы позволяет снижать затраты на производство чугуна за счёт осуществления мероприятий, повышающих эффективность нагрева дутья в регенеративных воздухонагревателях. Уточнённая модель течения в канале может быть рекомендована для априорного определения характеристик проектируемых каналов. Последнее даёт возможность сократить число опытов, необходимых для определения характеристик каналов насадок, что может упростить и ускорить решение задачи по определению оптимальных конструкций новых насадочных элементов и режимов работы регенеративных теплообменников.

Апробация. Материалы диссертации доложены и обсуждены на международном семинаре "Modelling, Advanced Process Technology, Expert and Control System of Heat and Mass Transfer Phenomena" (г. Екатеринбург, 1996 г.), межгосударственной научно-технической конференции "Проблемы развития металлургии Урала на рубеже XXI века" (г. Магнитогорск, 1996 г.), научно-практической конференции "Энергосбережение на промышленных предприятиях" (г. Магнитогорск, 1997 г.), 49 научно-технической конференции ЧГТУ (г. Челябинск, 1996 г.), 50 юбилейной научно-технической конференции ЮУрГУ (г. Челябинск, 1997 г.), XIII Российской школе по проблемам проектирования неоднородных конструкций (г. Миасс, 1998г.) восьмой научной межвузовской конференции "Математическое моделирование и краевые задачи" (г. Самара, 1998 г.)

Публикации. По теме диссертации опубликовано 6 печатных работ.

Объём работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав, заключения и приложений, изложенных на 152 страницах машинописного текста, и содержит 3 таблицы, 27 рисунков и список использованной литературы, содержащий 96 наименований.

Содержание работы

В первой главе приведён анализ эффективности работы воздухонагревателей и тракта горячего дутья, определены основные процессы тепломассообмена, которые оказывают существенное влияние на систему подготовки горячего дутья и на достижимую температуру горячего дутья.

Установлено, что наиболее сильное влияние на эффективность работы высокотемпературного воздухонагревателя оказывает конструкция и режимные параметры функционирования насадки.

Показатели работы насадки воздухонагревателей как основного элемента всей системы подготовки горячего дутья для доменной печи во многом определяют эффективность работы всей системы.

Отмечается, что дальнейшее увеличение температуры горячего дутья и повышение эффективности работы воздухонагревателей возможно при использовании бесшахтных воздухонагревателей и более совершенных конструкций насадки и других элементов аппаратов. Это требует создания методик более точного определения температурных полей в насадке, а также совершенствования формы каналов и конструкции элементов насадки воздухонагревателя.

Во второй главе произведён анализ ряда теоретико-экспериментальных работ. Отмечен значительный вклад, принадлежащий коллективу ВНИИМТ (г. Свердловск.), а также коллективу авторов под руководством проф. Соломенцева С. Л. (г. Липецк) в разработке рациональных типов насадок для доменных воздухонагревателей.

Произведена оценка различных видов применяемых и разрабатываемых видов насадок для доменных воздухонагревателей

Показано, что, несмотря на существенные достижения в разработке и применении новых форм насадок воздухонагревателей, конструирование новых более эффективных конструкций насадок производится в основном интуитивным путём, что требует существенных затрат на экспериментальное определение

гидравлических и тепловых характеристик. Конструкция оптимального насадочного элемента с точки зрения теплообмена, эксплуатации и монтажа не выработана. Разработанные виды насадочных элементов позволяют применять весьма разнообразные формы каналов, с различными эффектами интенсификации теплообмена. Однако определение оптимальной формы каналов затрудняет отсутствие надежных методов априорного определения теплогидравлических характеристик каналов. Распространённые методы, основанные на обработке статистического материала, позволяют определять характеристики каналов, имеющих сходные с испытанными формы каналов, что в ряде случаев может снизить достоверность результатов.

Отмечено, что использование численного моделирования течения позволяет определять коэффициент теплоотдачи каналов и температурные поля в насадке при ограниченном числе или отсутствии экспериментальных данных по значениям теплогидравлических характеристик разрабатываемых элементов насадок.

В третьей главе рассмотрены условия и допущения, принимаемые для описания течения в каналах насадок регенеративных теплообменников. Показано, что уравнения пограничного слоя в приближении узкого канала при принятых допущениях могут быть использованы для описания течения теплоносителя в большинстве каналов регенеративных воздухонагревателей.

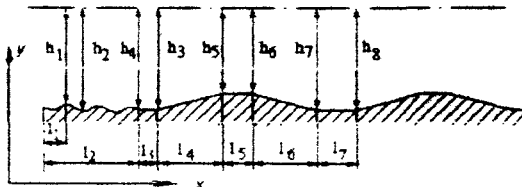


Рис. 1.

Схема канала:

$h_1 \dots h_n$ — половина текущей высоты канала; $l_1 \dots l_m$ — длины участков с постоянным законом изменения проходного сечения.

Проведён анализ различных моделей турбулентности, необходимых для замыкания системы уравнений, описывающих движение теплоносителя в каналах.

Обоснован выбор модели турбулентности для определения теплогидравлических характеристик каналов насадок воздухонагревателей. Показано, что применение дифференциальных моделей турбулентности более предпочтительно, так как последние позволяют оценивать большее число факторов влияющих на течение в канале, и, являясь более общими, могут обеспечить требуемую точность решения без коррекции коэффициентов при большем диапазоне варьирования режимными параметрами течения, чем алгебраические модели турбулентности. Рассмотрен ряд хорошо зарекомендовавших себя методов определения турбулентного числа Прандтля. Отмечено, что, для исследования течений в каналах переменного сечения более предпочтительны те методы, где учитываются особенности течения в канале. Исходя из этих соображений, выбран метод определения числа Прандтля применительно к задаче описания течения теплоносителя в каналах регенеративных воздухонагревателей. Система уравнений, используемая для определения теплогидравлических характеристик каналов, имеет вид:

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u_x) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho u_y) = 0; \quad (1)$$

$$\rho(u_x \frac{\partial u_x}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_x}{\partial y}) = \frac{\partial}{\partial y}((\mu + \mu_t) \frac{\partial u_x}{\partial y}) - \frac{\partial P}{\partial x};$$

$$\rho c_p(u_x \frac{\partial T}{\partial x} + u_y \frac{\partial T}{\partial y}) = u_x \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial y}((\lambda + \lambda_t) \frac{\partial T}{\partial y}) + (\mu + \mu_t) \chi \left(\frac{\partial u_x}{\partial y}\right)^2.$$

Турбулентная структура потока рассчитывается на основе дифференциальных уравнений для кинетической энергии E и масштаба турбулентности L :

$$\rho u_x \frac{\partial \bar{x}}{\partial x} + u_y \frac{\partial \bar{x}}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial y} ((\mu + c_1 \mu_1) \frac{\partial \bar{x}}{\partial y}) + \mu_1 \left(\frac{u_x}{\partial y} \right)^2 - \frac{c_2 (\mu + c_1 \mu_1)}{L^2} E;$$

$$\rho (u_x \frac{\partial L}{\partial x} + u_y \frac{\partial L}{\partial y}) = \frac{\partial}{\partial y} ((\mu + c_3 \mu_1) \frac{\partial L}{\partial y}) - c_4 \frac{L}{E} \left(\frac{\partial u_x}{\partial y} \right)^2;$$

$$+ B c_5 \sqrt{E \rho} \left(1 - \frac{L}{(R-r)^2} \right) - \rho c_6 L \frac{\partial U}{\partial x}; \quad (2)$$

$$\frac{\mu_1}{\mu} = \alpha \operatorname{Re}_t (1 - \exp(\delta_2 \operatorname{Re}_t^2) + \delta_3 \sqrt{\operatorname{Re}_t} \exp(\delta_1 \operatorname{Re}_t^2));$$

$$\alpha = 0.2, \delta_1 = 4 \cdot 10^{-4}, \delta_2 = 2.1 \cdot 10^{-4}, \delta_3 = 2 \cdot 10^{-2};$$

$$\operatorname{Re}_t = \frac{\rho \sqrt{E} L}{\mu}; \lambda_1 = \mu_1 c_p \operatorname{Pr}_t^{-1};$$

$$\operatorname{Pr}_t^{-1} = \left(\left(\frac{\mu}{\mu_1} \right)^2 / (2 \delta_1 \operatorname{Pr})^2 + \left(1 + \left(\frac{\mu}{\mu_1} \right)^2 / \delta_2 \right) / \delta_3^2 \right)^{0.5} - \frac{\mu}{(\mu_1 2 \delta_1 \operatorname{Pr})}.$$

Граничные условия:

$$x = 0, u_x = U_0, P = P_0, T = T_0, E = E_0, T = T_0;$$

$$y = h(x), \frac{\partial u_x}{\partial y} = \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\partial E}{\partial y} = \frac{\partial L}{\partial y} = 0, u_y = 0;$$

$$y = 0, u_x = u_y = L = E = 0, T = T_w.$$

В четвёртой главе описывается применение модифицированной математической модели для определения полей температур в насадке и эффективности различных форм насадок

Одной из важных задач, при создании новых и модернизации старых высокотемпературных воздухонагревателей, является предварительное определение распределения температур газовых сред и насадки как по высоте насадки, так и по поперечному сечению теплообменника. Для определения полей температур в настоящей работе применяется математическая модель. В её основе лежит решение системы уравнений, описывающих с некоторыми допущениями физические процессы, протекающие в теплообменниках.

Насадка имеет форму цилиндра высотой h и ограниченного рядом коаксиальных стенок радиусами $R_1 \dots R_n$.

Процессы теплопроводности рассматриваются в направлении, перпендикулярном направлению движения теплоносителя

Влияние перекидки клапанов в момент смены направления движения газового потока не учитывается, так как считается, что полное теплосодержание газа, находящегося в каналах насадки в момент перекидки клапанов, мало

Предполагается невысокая разность температур по сечению стенок отдельных компактно расположенных элементов. Неравномерность распределения температур по сечению насадки наблюдается в основном вследствие тепловых потерь через стенки аппарата, в результате неравномерного распределения температур теплоносителя на входе в насадку, а также вследствие возможной разности условий теплообмена в отдельных зонах по сечению насадки.

Система уравнений, предлагаемая для расчёта нестационарного теплообмена, в общем аналогична предложенной С.Л.Соломенцевым, и имеет вид:

$$\begin{aligned} (1-s)\rho_k c_k \frac{\partial t_k}{\partial \tau} &= \alpha_v (T - t) + \lambda_s \left(\frac{\partial^2 t}{\partial R^2} + \frac{1}{R} \frac{\partial t}{\partial R} \right); \\ (-s)u c_p \frac{\partial T}{\partial x} &= \alpha_v (T - t); \end{aligned} \quad (3)$$

при следующих начальных и граничных условиях:

$$\tau = 0; t = t(x, R)$$

$$R = 0; \frac{\partial t}{\partial R} = 0; T = T_0;$$

$$x = H; \frac{\partial t}{\partial x} = 0;$$

$$R = R_n; k(t - t_0) = \lambda_s \frac{\partial t}{\partial R}$$

Особенность данной модели заключается в определении значений коэффициента теплоотдачи на каждом шаге как по временной координате, так и по высоте по результатам численного моделирования течения в канале.

Для решения системы уравнений (3) был применён неявный метод переменных направлений, с двухшаговым расщеплением. Задача сводится к решению систем линейных алгебраических уравнений, причем на каждом шаге по

времени решение системы производится дважды. На первом полушаге по времени производится решение системы уравнений для нахождения распределения температур по сечению. На следующем полушаге осуществляется решение для определения распределения температур по высоте насадки. Проведение расчёта по поперечной координате ведётся от границы к центру. Расчёт распределения температур по высоте идёт по ходу теплоносителя.

Для определения характеристик осесимметричного канала переменного сечения используется приближение тонкого вязкого слоя, известное также как приближение узкого канала. Рассмотрим каналы переменного сечения с прямой осью, для которых система дифференциальных уравнений имеет вид (1-2). Проведение предварительных расчетов с использованием E — L модели турбулентности в каналах переменного сечения, позволило установить следующие значения констант:

$$c_1 = 0.4, c_2 = 3.93, B = c_6 + \frac{c_7}{Re},$$

$$c_3 = 0.37, c_4 = 0.01, c_5 = 0.29, c_6 = 0.3, c_7 = 0.215.$$

Для осуществления разбиения по поперечной координате, была применена экспоненциальная зависимость с варьируемой в зависимости от средних значений Re величиной константы сгущения сетки. Подобный подход позволил гарантировать попадание требуемого количества расчетных узлов в зону пограничного слоя. Для продольного разбиения по маршевой координате применялись два вида разбиения сетки, при исследовании теплообмена в каналах с изменяемым поперечным сечением использовали схему с постоянным отношением шагов $k = x_+ / x_-$ на участке с сужением канала и $k = x_- / x_+$ на участке с расширением потока. Последнее позволяет уменьшить шаг разбиения в интересующих зонах канала, без увеличения объема массивов параметров, описывающих течение.

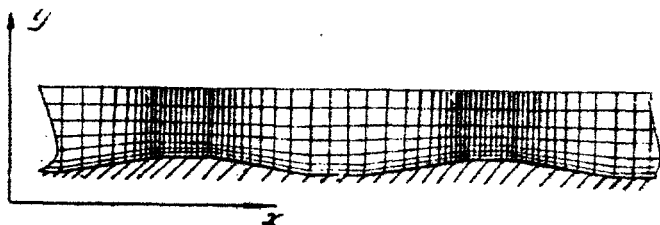


Рис.2.

Сетка, применяемая при для рассмотрения течения в осесимметричных каналах переменного сечения .

При наложении условия шероховатой стенки расчёт ведётся при постоянном шаге по маршевой координате с шагом, равным половине высоты шероховатости. Так как шаг разбиения достаточно мал, нет необходимости уменьшать его на участках с изменением проходного сечения.

Показано, что разработанная методика, включающая модель для определения полей температур газовых сред и насадки как по высоте насадки, так и по поперечному сечению теплообменника, обладает достаточной для инженерных расчётов точностью, полученные при её численной реализации данные не противоречат результатам экспериментальных работ. Применение модели позволило выявить влияние на температуру горячего дутья начальной температуры холодного дутья, подаваемого в регенеративный воздухонагреватель.

В пятой главе приведены результаты расчётов теплогидравлических характеристик каналов. Результаты тестовых расчётов с использованием E-L модели, в зонах ламинарного и турбулентного режима течения, для гладких каналов, каналов со ступенчатым изменением проходного сечения, имеющих конфузорно-диффузорные секции, удовлетворительно согласуются с результатами экспериментальных работ Г. Шлихтинга, ВНИИМТ, что позволяет производить определение характеристик каналов с достаточной для инженерных расчётов точностью (см.рис.3). Определены методом математического моделирования теплогидравлические характеристики ряда каналов со ступенчатым изменением

проходного сечения, с чередованием конфузурно-диффузорных участков. Выявлено воздействие варьирования отдельных геометрических факторов изменения формы поверхности канала на его теплогидравлические характеристики.

Анализируя данные, полученные при математическом моделировании течения в каналах с пошаговым (с шагом 3°) изменении угла конфузурных секций при постоянном значении изменения проходного сечения, отмечено, что увеличение угла наклона стенок в сужающихся по потоку секциях с 2° до 11° сопровождается пропорциональным ростом параметров характеризующих интенсивность теплоотдачи и сопротивления. Большое увеличение угла схождения конфузурных секций приводит к ускорению роста параметра характеризующего сопротивление канала (см.рис.4). Варьирование углом раскрытия диффузорных секций показывает, что наименьшие значения сопротивления в каналах соответствуют углу раскрытия диффузора равному 6° . Следует отметить, что параметры, характеризующие интенсивность теплоотдачи и сопротивления движению теплоносителя, более чувствительны к изменению угла наклона сужающихся по потоку секций.

При варьировании степенью изменения проходного сечения при неизменном угле наклона секций наблюдалось опережающее резкое увеличение параметра, характеризующего сопротивление канала при 40% изменении проходного сечения (угол конфузуратора 5° , угол диффузора 6°). Причём, увеличение угла наклона стенок конфузурных секций приводит к опережающему росту параметра, характеризующего сопротивление в канале при меньших значениях изменения проходного сечения.

Анализ локальных, по длине канала, значений перепада давлений в зонах минимального и максимального проходных сечений указывает на возможность организации направленного движения газа ($Re > 6000$ в основном канале) в горизонтальных проходах между соответствующими зонами соседних

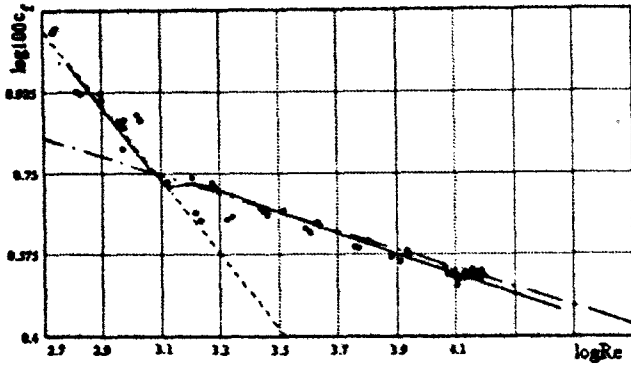


Рис.3.

Зависимость коэффициента трения от Re для гладкого щелевого канала:

- $C_f = 57/Re$ — результаты расчета по E-1 модели
 - - - $C_f = 0.316/Re^{0.25}$ ••• опытные данные ВНИИМТ
 для нагрева и охлаждения насадок соответственно.

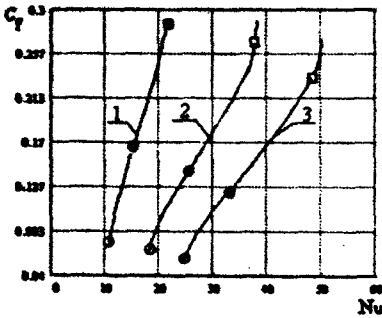


Рис.4.

Оценка эффективности изменения угла конфузора в канале:

- — угол наклона стенок конфузора -1° ;
 ● — угол наклона стенок конфузора -3° ;
 □ — угол наклона стенок конфузора -12° ;
 канал с эквивалентным диаметром 20 мм
 при угле раскрытия диффузора 5° с 15%
 изменением площади проходного сечения.

1) расчет при $Re=5000$; 2) $Re=8000$; 3) $Re=10000$.

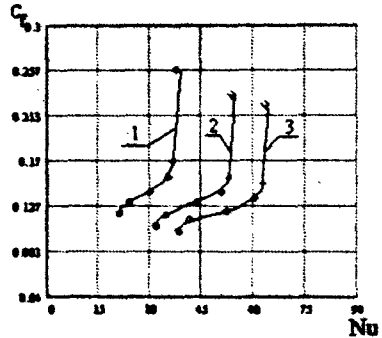


Рис.5.

Оценка эффективности каналов насадок при варьировании шагом ступенчатого изменения проходного сечения канала 35×35 , 45×45 :

- — данные при шаге 750 мм.
 ○ — при шаге 500 мм.;
 + — при шаге 250 мм.;
 ◇ — при шаге 100 мм.;
 ◆ — при шаге 400 мм.;
 ◆ — при шаге 300 мм.

конфузорно-диффузорных каналов при углах наклона стенок конфузорных и диффузорных секций больше 8° и 30% изменении площади проходного сечения. Организация направленного движения в горизонтальных каналах может повысить не только живучесть насадки, но и улучшить её теплообменные характеристики.

Заключение

Повышение температуры нагрева дутья в воздухонагревателях доменных печей позволяет уменьшить потребность в коксе и улучшить показатели доменной плавки. Следовательно совершенствование регенеративных воздухонагревателей, разработка более эффективных вариантов насадки, выработка мероприятий направленных на увеличение достигаемой температуры горячего дутья способствуют снижению затрат на производство чугуна.

В результате проведённых исследований получены следующие результаты:

1. Произведен анализ эффективности работы воздухонагревателей и тракта горячего дутья. Это позволило определить основные процессы тепломассообмена, которые оказывают существенное влияние на эффективность системы подготовки горячего дутья и на достижимую температуру горячего дутья.
2. Разработана математическая модель определения температурных полей в насадке регенеративного теплообменника. Определение коэффициента теплоотдачи в каналах насадки осуществляется на основе математического моделирования течения в каналах. Произведена численная реализация предложенной модели определения температурных полей в насадке. Показано, что используемая модель обладает достаточной точностью; полученные при её численной реализации данные не противоречат данным экспериментальных работ.

3. Применение модели определения температурных полей позволило выявить влияние на температуру горячего дутья входной температуры нагреваемого параметров газа подаваемого в регенеративный воздухонагреватель.
4. Модифицирована и применена математическая модель течения жидкости в канале к задаче определения теплогидравлических характеристик насадок регенеративных высокотемпературных воздухонагревателей. Показана возможность применения $E-L$ для определения характеристик осесимметричных каналов насадок доменных воздухонагревателей. Полученные результаты показывают хорошее согласование экспериментальных данных с результатами расчёта по модели, что даёт возможность производить определение характеристик каналов при меньшем количестве экспериментов.
5. Разработаны схемы задания узлов расчётной плоскости для модели течения в осесимметричном канале имеющем сужающиеся и расширяющиеся участки. Определена схема задания узлов расчётной плоскости для канала имеющего шероховатые стенки.
6. Разработаны виды конечно-разностного представления уравнений, описывающих течение в канале. Определены методы и последовательность решения полученных систем уравнений.
7. Определены теплогидравлические характеристики ряда каналов. Выявлено воздействие варьирования отдельных геометрических факторов изменения формы поверхности канала на его теплогидравлические характеристики. Оценена возможность организации направленного движения в горизонтальных проходах каналов насадок с конфузorno-диффузорными секциями.

Основные обозначения.

u_x, u_y — составляющие скорости; $\mu, \lambda, \mu_t, \lambda_t$ — соответственно динамическая вязкость, теплопроводность газа и турбулентные (вихревые) вязкость, теплопроводность; α_v — приведённый коэффициент теплоотдачи с учётом массивности насадки; s — живое сечение насадки; $\rho_k c_k$ — плотность и теплоёмкость кирпича слоя насадки; λ_n — теплопроводность насадки; c_2 — теплоёмкость газа; k — коэффициент теплоотдачи к окружающей среде; R, R_n — соответственно текущий и наружный радиусы; H — высота насадки; t — температура элементов насадки; u — скорость газов; t_a — температура окружающей среды; T, T_2 — температура газовой среды текущая и на входе в насадку; τ — время, c_f — коэффициент трения, $c_{1...}$ — константы,

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах.

1. Торопов Е.В., Редников С.Н. Особенности гидродинамики и тепломассообмена в каналах насадок регенеративных теплообменников / Проблемы развития металлургии Урала на рубеже XXI века: Тез. докл. Межгосударственной науч.-техн. конф. - Магнитогорск: Изд. МГМА, 1996. - С.181-182.
2. Tоропов E. V., Rednikov S. N. Regenerative air heater from bed elements / Modelling, Advanced Process Technology, Expert and Control System of Heat and Mass Transfer Phenomena : Collection of materials of International seminar. - Ekaterinburg: USTU, 1996. - P.96.
3. Редников С.Н., Торопов Е.В. Оптимизация конструкций насадок воздухонагревателей // Энергоснабжение на промышленных предприятиях: Сб. науч. тр. - Магнитогорск: Изд. МГМА, 1997- С.48-52.

4. Торопов Е.В., Елюхина И.В., Редников С.Н. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕПЛООБМЕННЫХ И ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК КАНАЛОВ ПЕРЕМЕННОГО СЕЧЕНИЯ // ХУП Российская школа по проблемам проектирования неоднородных конструкций: Тез. докл. - Миасс: Изд ЮУрГУ, 1998. - С.48.
5. Редников С.Н., Торопов Е.В. Моделирование течения в щелевых каналах непостоянного сечения / Математическое моделирование и красивые задачи труды восьмой научной межвузовской конференции. - Самара: Изд. СГТУ, 1998, Ч.-2. - С.65-67.
6. Редников С.Н. Переходный режим гидродинамики в теплообменных аппаратах // Автоматизация энергосистем и энергоустановок промышленных предприятий: Сб. науч. тр. Челябинск: Изд ЮУрГУ, 1998 -С.52-54.

Редников

Издательство Южно-Уральского государственного
университета

ЛР N 020364 от 10.04.97. Подписано в печать 03.11.98. Формат
60*84 1/16. Печать офсетная. Усл. печ. л. 0,93. Уч.-изд. л. 0,95.
Тираж 80 экз. Заказ 286/413.

УОП Издательства. 454080, г. Челябинск, пр. им. В.И. Ленина, 76.