На правах рукописи

S. Lazakob.

Казаков Роман Владимирович

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕПЛООБМЕННЫХ УСТАНОВОК ЗА СЧЕТ ПРИМЕНЕНИЯ БИМЕТАЛЛИЧЕСКИХ СОЕДИНЕНИЙ

Специальность 05.14.04 – Промышленная теплоэнергетика

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук

Красноярск – 2012

Работа выполнена на кафедре теплотехники и гидрогазодинамики ФГОАУ ВПО «Сибирский федеральный университет»

Научный руководитель	кандидат технических наук, профессор Видин Юрий Владимирович
Официальные оппоненты	Журавлев Валентин Михайлович доктор физмат. наук, профессор, Сибирский федеральный университет, кафедра инженерной экологии и безопасности жизнедеятельности, заведующий кафедрой
	Загромов Юрий Александрович кандидат технических наук, доцент, Томский политехнический университет, кафедра теоретической и промышленной теплотехники, доцент

Ведущая организация ФГБОУ ВПО «Братский государственный университет»

Защита диссертации состоится «28» марта 2012 г. в 12⁰⁰ часов на заседании диссертационного совета ДМ 212.099.07 при Сибирском федеральном университете по адресу: г. Красноярск, ул. Ленина, 70, ауд. 204.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Сибирского федерального университета

Автореферат разослан «28» февраля 2012 г.

Ученый секретарь диссертационного совета:

Татьяна Михайловн Чупак

работы. Обусловлена необходимостью Актуальность повышения энерогоэффективности производств путем разработки новых конструкций теплопередающих И теплоиспользующих установок, обладающих улучшенными эксплуатационными технико-экономическими И характеристиками.

Высокая тепловая эффективность и, как следствие, низкая металлоемкость теплообменников с развитыми поверхностями обеспечили их широкое применение в авиационной и космической технике, высокофорсированных двигателях внутреннего сгорания с воздушным охлаждением, твэлах ядерных реакторов, устройствах прямого преобразования энергии, системах приточной вентиляции и кондиционирования воздуха, химической и нефтехимической промышленности, энергетических котлах и котлах-утилизаторах, промышленных печах и теплообменниках и т.д.

В тоже время, имеющиеся тенденции развития, ориентированные, в первую очередь, на энерго- и ресурсосбережение, располагают к разработке и исследованию новых путей увеличения эффективности теплообменников с развитыми поверхностями. Существующие математические модели распределения температуры не учитывают изменение значения коэффициента теплопроводности вдоль моделируемой поверхности, для развитых поверхностей теплообмена, не позволяют уже на стадии проектирования определить эффективность тепломассообмена, не дают возможности учесть изменение коэффициента теплопроводности по длине в методике выбора геометрических параметров. По этой причине актуальной задачей является теоретическое экспериментальное исследование И теплопереноса В теплоиспользующих установках и последующая разработка новых конструкций теплопередающих установок, обладающих улучшенными эксплуатационными и технико-экономическими характеристиками.

Объект исследования. Теплообменное оборудование с развитыми комбинированными поверхностями теплообмена.

Предмет исследования. Характеристики теплообмена при использовании развитых комбинированных поверхностей.

Цель работы – совершенствование процессов теплопереноса в теплопередающих установках с использованием комбинированных поверхностей теплообмена для последующего внедрения в промышленной теплоэнергетике.

Задачи исследования:

- разработать математическую модель и конечно-разностную схему, описывающие процесс распределения температуры вдоль развитых комбинированных поверхностей теплообмена и позволяющую проводить инженерные расчеты и оптимизацию геометрических параметров таких теплообменников;

- выработать приближенные аналитические методы для инженерных расчетов, посредством которых возможно моделировать процессы

3

распределения температуры вдоль развитых комбинированных поверхностей теплообмена и обладающие высокой точностью;

- Подготовить теплообменную установку, с применением развитых комбинированных поверхностей теплообмена, обеспечивающую существенное улучшение технико-экономических и эксплуатационных показателей по сравнению с традиционным теплообменным оборудованием.

Научная новизна работы заключается в следующем:

- разработана математическая модель распределения температуры, в отличие от известных, учитывающая изменение значения коэффициента теплопроводности вдоль моделируемой поверхности, для развитых поверхностей теплообмена;

- предложена методика расчета стационарного и нестационарного поля распределения температуры вдоль неоднородных развитых поверхностей теплообмена, позволяющая определить эффективность тепломассообмена уже на стадии проектирования;

- научно обоснована методика выбора геометрических параметров развитых комбинированных поверхностей теплообмена, отличающаяся учетом изменения по длине коэффициента теплопроводности;

- впервые разработана и научно обоснована конструкция многофункциональной теплообменной установки, ориентированной как на интенсификацию, так и на редукцию процессов распространения тепла.

Практическая значимость результатов работы

Предложены технические решения, позволяющие:

1) проводить оптимизацию геометрических параметров теплообменных установок за счет использования развитых комбинированных поверхностей теплообмена;

2) увеличить интенсивность теплообменных процессов при сохранении прежних геометрических параметров теплообменных установок;

разработан комплекс инженерных методов расчета для выбора оптимальных параметров теплообменных установок, в соответствии с заданными требованиями.

Основные результаты, выносимые на защиту:

- 1. Математическая модель и конечно-разностная схема стационарного и нестационарного температурного распределения вдоль развитых комбинированных поверхностей теплообмена.
- 2. Приближенный метод определения температурного распределения вдоль комбинированных развитых поверхностей теплообмена.
- 3. Теплообменная установка с использованием развитой комбинированной поверхности теплообмена.

Достоверность результатов диссертационной работы и выводов, подтверждается корректностью математической постановки задачи, применением современной методологии технико-экономического анализа и современных численных методов, обеспечивающих необходимую точность результатов, которые были получены при сопоставлении аналитических решений и численных методов.

Личный вклад автора. Автором лично разработаны методики и численные схемы, технологические решения, выполнена обработка и интерпретация полученных результатов, сформулированы основные выводы по результатам работы.

Апробация работы. Основные положения диссертационной работы докладывались и обсуждались на VII Всероссийский семинар по теплофизике и энергетике (Кемерово), II Всероссийская научно-практическая конференция с международным участием «Теплофизические основы энергетических технологий» (Томск), Молодежь и наука 2010 (Красноярск), Молодежь и наука 2011 (Красноярск).

Публикации. По результатам исследований опубликовано 11 печатных работ, из которых: 4 статьи в периодических изданиях по перечню ВАК, 2 патента на полезную модель, 5 публикаций в других изданиях сборниках материалов научно-технических конференций и семинаров.

Структура и объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, заключения и библиографического списка из 105 наименований. Основной текст диссертационной работы изложен на 98 страницах, проиллюстрирован 22 рисунками и 6 таблицами и приложениями на 68 страницах.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы диссертационной работы, сформулированы цели и задачи исследований, научная новизна и практическая значимость работы.

В первой главе выполнен обзор работ, посвященных исследованию эффективных развитых поверхностей теплообмена. Рассмотрены возможные пути повышения энергетической эффективности теплообменных установок, методик их расчета и моделирования протекающих процессов.

Рациональным подходом при создании новых И повышении эффективности существующих теплообменных комплексов является как использование аналитических методов, так и использование математического моделирования. Большой вклад в развитие научных основ исследования процессов теплопереноса в развитых поверхностях внесли Д. Керн, А. Краус, В.М. Кэйс, А.М. London, J.E. Coopage, R.J. Duffin, E.M. Sparrow, В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел, А.А. Жукаускас, А.А. Гухман, С.Г. Маркин, Ю.В. Видин. Однако анализ работ показал, что феноменологическое описание процесса распределения тепла в развитых комбинированных поверхностях теплообмена нуждается в дополнительной информации, главным образом структурного характера, что особенно важно при исследовании динамики процессов.

Проанализировано современное состояние проблемы математического моделирования теплообменных процессов в развитых поверхностях теплообмена. Показано, что большинство методик расчета имеют

5

ограниченную прикладную функциональность и ориентированы на решение задач узкого профиля.

Рассматривается вопрос целесообразности применения развитых комбинированных поверхностей теплообмена для решения широкого круга задач.

На основе проведенного анализа сформулированы цели и задачи исследования.

Во второй главе разработаны приближенные аналитические решения для стационарных процессов, которые позволяют исследовать практически важные задачи с достаточной степенью точности, и являются сравнительно простыми в применении.

Показана возможность использования известных аналитических решений применительно к более сложным инженерным задачам. Так, расчет температурного поля вдоль стержня постоянного поперечного сечения при некоторых изменениях коэффициента теплопроводности, может быть проведен на основании математических зависимостей, полученных для однородных ребер переменного сечения.

На рисунке 1 представлены расчетные области рассматриваемого процесса в прямоугольном и радиальном ребрах.



Рисунок 1 – расчетные области: в прямоугольном ребре (a); в радиальном ребре (б).

Дифференциальное уравнение

$$\frac{d}{dx}\left[\varphi(x)\frac{d\vartheta}{dx}\right] - m^2\vartheta = 0 \tag{1}$$

можно рассматривать в качестве обобщенного уравнения стационарной теплопроводности продольных ребер произвольного профиля, выполненных как из однородных, так и из неоднородных материалов.

 $\mathcal{G} = T - T_{\mathcal{K}}$ – избыточная температура ($T_{\mathcal{K}}$ – постоянная температура среды); $0 \le x \le l$ – продольная координата ребра, l – длина ребра, м; $m = \sqrt{\frac{\alpha \cdot P}{\lambda_0 \cdot f}}$ [м⁻¹]; P,f

– периметр и площадь поперечного сечения стержня; α – коэффициент теплоотдачи на боковой поверхности ребра, Bт/м²К; λ_0 – фиксированное значение коэффициента теплопроводности тела (в частности, в сечении соответствующем началу координаты x = 0), Bт/м²К; $\varphi(x)$ – функция, характеризующая зависимость коэффициента теплопроводности от координаты x. Соответственно, если стержень выполнен из однородного материала, то $\varphi(x) = 1$.

Аналитическое решение, полученное для задач переноса тепла в ребрах переменного сечения и выполненных из материалов с постоянным коэффициентом теплопроводности, можно распространить на изучение температурных полей в ребрах с изменяющимися свойствами.



Рисунок 2 – Зависимость распределения избыточной температуры по длине ребра от величины коэффициента k.

На рисунке 2 изображены зависимости распределения избыточной температуры по длине ребра от величины коэффициента *k*. Использовались значения l=0,05 м, m=15,492 м⁻¹, $\vartheta_0=100$ °C.

Использование комбинированного ребра, представляющего собой составной стержень, начальный участок которого выполнен из более теплопроводного материала, чем концевой участок позволяет значительно повысить коэффициент тепловой эффективности системы, несмотря на то, что начальный участок значительно меньше концевого.

Одним из важнейших показателей функционирования развитых поверхностей теплообмена является величина коэффициента тепловой эффективности ребра *E*. Он представляет собой отношение теплового потока

отдаваемого окружающей среде реальным стержнем к максимально возможному потоку, который имел бы место в случае, если материал тела обладал бы бесконечно большим коэффициентом теплопроводности.

Для комбинированного ребра коэффициент тепловой эффективности *E* равен:

$$E = \frac{1 - \frac{2e^{-m_l l_l}}{e^{m_l l_l} + e^{-m_l l_l}}A}{m_l l},$$
(2)

где
$$A = \frac{1 - \sqrt{\frac{\lambda_2}{\lambda_1}} \frac{e^{2m_2(l-l_1)} - 1}{e^{2m_2(l-l_1)} + 1}}{1 + \sqrt{\frac{\lambda_2}{\lambda_1}} \frac{e^{2m_2(l-l_1)} - 1}{e^{2m_2(l-l_1)} + 1} \cdot \frac{1 - e^{-2m_2l_1}}{1 + e^{-2m_2l_1}}};$$
 (3)

l – суммарная длинна ребра, м; $m_1 = \sqrt{\frac{\alpha P}{\lambda_1 f}}$, $\frac{1}{m}$; $m_2 = \sqrt{\frac{\alpha P}{\lambda_2 f}}$, $\frac{1}{m}$; - параметры для первого и второго участков соответственно; α – коэффициент теплоотдачи, $\frac{Bm}{m^2 K}$; *P*, м; *f*, м² – периметр и площадь поперечного сечения ребра соответственно; λ_1 , λ_2 , $\frac{Bm}{m K}$ – коэффициенты теплопроводности материала ребра на начальном и конечном участках соответственно; t_0 , t_{π} – температура основания ребра и окружающей среды соответственно. На рисунке 3 (а) приведены результаты расчета распределения избыточной

На рисунке 3 (а) приведены результаты расчета распределения избыточной температуры вдоль композиционного ребра постоянного сечения. При этом за исходные параметры были взяты следующие величины: l=50 мм; $l_1=10$ мм; $\lambda_1=380\frac{Bm}{MK}$; $\alpha=20\frac{Bm}{M^2K}$, толщина ребра $2\delta=4$ мм; $\upsilon_0=100^{\circ}$ C.

На рисунке 3 (б) приведены результаты расчета распределения избыточной температуры вдоль композиционного ребра постоянного сечения. При этом за исходные параметры были взяты следующие величины: l=50 мм; $l_1=20$ мм; $\lambda_1=380 \frac{Bm}{MK}$; $\alpha=20 \frac{Bm}{M^2K}$, толщина ребра $2\delta=4$ мм; $\upsilon_0=100^{\circ}$ C.

На рисунке 3 (в) приведены результаты расчета распределения избыточной температуры вдоль композиционного ребра постоянного сечения. При этом за исходные параметры были взяты следующие величины: l=50 мм; $l_1=30$ мм; $\lambda_1=380\frac{Bm}{MK}$; $\alpha=20\frac{Bm}{M^2K}$, толщина ребра $2\delta=4$ мм; $\upsilon_0=100^{\circ}$ C.

На этих же рисунках изображены кривые изменения температуры по оси *х* для однородного стержня. При этом за исходные параметры были взяты следующие величины:. l=50 мм; $\lambda=45\frac{Bm}{MK}$; $\alpha=20\frac{Bm}{M^2K}$, толщина ребра $2\delta=4$ мм; $\nu_0=100^{\circ}$ C.



Рисунок 3 – Сравнение распределения избыточных температур вдоль однородного и неоднородного ребер постоянного поперечного сечения при разной длине алюминиевой вставки.

Из графика видно, что кривая изменения температуры по оси х для однородного стержня существенно ниже, чем у стержня составного.

Аналогичная картина наблюдается и при исследовании распределения комбинированного избыточной температуры вдоль радиального ребра постоянного поперечного сечения (рисунок 4).



Рисунок 4 – Сравнение распределения избыточных температур вдоль однородного и неоднородного радиальных ребер прямоугольного профиля.

Решения, используемые для рассмотренной системы тел, являются довольно громоздкими. И учитывая, что на стыке между первым (высокотеплопроводным) и вторым (низкотеплопроводными) элементами конструкции имеет место неравенство $\lambda_1 >> \lambda_2$, т.е. при $x = l_1 \frac{d\vartheta_1}{dx} >> \frac{d\vartheta_2}{dx}$, могут

быть значительно упрощены (рисунок 5).



Рисунок 5 – Сравнение расчетных данных распределения избыточной температуры вдоль комбинированного ребра прямоугольного профиля с алюминиевой вставкой для сложных и упрощенных методов расчета.

Таблица 1 – Соотношение величин избыточной температуры для композиционного стержня с алюминиевой вставкой, рассчитанной по разным формулам

	Длина алюминиевой вставки, м				
2	0,01		0,02		
У м	<i>9</i> , ⁰ С,	θ, ⁰ C	θ, ⁰ C	θ, ⁰ C	
2X , W	ПО	ПО	ПО	ПО	
	сложным	упрощенным	сложным	упрощенным	
	формулам	формулам	формулам	формулам	
0	100	100	100	100	
0,01	99,77	99,77	99,32	99,32	
0,02	92,42	92,42	99,09	99,09	
0,03	87,29	87,29	93,59	93,59	
0,04	84,26	84,26	90,35	90,35	
0,045	83,51	83,51	89,54	89,54	
0,05	83,26	83,26	89,27	89,27	

Из таблицы 1 видно, что сопоставление данных распределения температуры, рассчитанных по разным методам, свидетельствует о достаточно хорошем согласовании полученных числовых величин. Такой математический подход оказывается особенно эффективным при исследовании процессов переноса тепла в составных ребрах переменного сечения сложной конфигурации.

В третьей главе разработаны приближенные аналитические решения и численные схемы нестационарных процессов, которые позволяют исследовать важные практические задачи с достаточной степенью точности, и являются сравнительно простыми в применении.

Стационарные процессы теплопроводности ребристых поверхностей теплообмена являются частными случаями нестационарных задач. Однако на практике в ходе пуска или остановки теплообменных аппаратов происходят динамичные неустоявшиеся явления. В математическом отношении нестационарные задачи являются значительно более сложными, нежели стационарные.

Математическая постановка задачи

$$\frac{\partial \mathcal{G}}{\partial Fo} = \frac{\partial^2 \mathcal{G}}{\partial \psi^2} + \frac{\Gamma - 1}{\psi} \frac{\partial \mathcal{G}}{\partial \psi} - K^2 \mathcal{G}.$$
(4)

Здесь Г=1, 2 – соответственно для продольных и радиальных ребер; ϑ – безразмерная избыточная температура; $\psi = \frac{r}{r_i}$ – безразмерная пространственная

координата ($\psi_0 = \frac{r_0}{r_1}$); $Fo = \frac{a\tau}{r_1^2}$ – безразмерное время (число Фурье); r_0, r_1 – соответственно радиусы основания и торца ребра (для продольного ребра $r_0=0$); $r_1 = l$; $a = \frac{\lambda}{cp}$ – коэффициент температуропроводности материала ребра, $\frac{M^2}{c}$; λ [Bm/mK], c[\mathcal{A} ж/ $\kappa_2 K$], р [κ_2/m^3] – коэффициенты теплопроводности и удельной теплоемкости материала, а также удельной плотности; $K = \sqrt{\alpha r_1^2/\lambda\delta}$ – безразмерный комплекс (α [$Bm/m^2 K$]– коэффициент теплоотдачи на боковой поверхности, δ [m]– толщина ребра).

Для случая Г=1 конечно-разностное уравнение принимает вид

$$\mathcal{G}_{n,Fo+\Delta Fo} = \mathcal{G}_{n,Fo} + \Delta FoN^2 (\mathcal{G}_{n+1,Fo} - 2\mathcal{G}_{n,Fo} + \mathcal{G}_{n-1,Fo}) - K^2 \Delta Fo\mathcal{G}_{n,Fo}.$$
(5)

Которое при *n*=*N* преобразуется в выражение

$$\mathcal{G}_{n,Fo+\Delta Fo} = \mathcal{G}_{n,Fo} + 2\Delta FoN^2 (\mathcal{G}_{N-1,Fo} - \mathcal{G}_{N,Fo}) - K^2 \Delta FoN_{n,Fo}.$$
 (6)

Данные зависимости являются устойчивыми, если соблюдается условие



Рисунок 6 – Распределение относительной температуры по безразмерной координате сечения длине в прямоугольном ребре

Для случая Г=2 конечно-разностное уравнение имеет вид

$$\mathcal{G}_{n,Fo+\Delta Fo} = \mathcal{G}_{n,Fo} + \Delta FoN^{2} \begin{bmatrix} (\mathcal{G}_{N+1,Fo} - \mathcal{G}_{N,Fo}) \left(1 + \frac{1}{2n}\right) \\ -(\mathcal{G}_{N,Fo} - \mathcal{G}_{N-1,Fo}) \left(1 - \frac{1}{2n}\right) \end{bmatrix} - K^{2} \Delta Fo\mathcal{G}_{n,Fo}.$$
(8)

Это уравнение при n=N преобразуется в зависимость

$$\mathcal{G}_{N,Fo+\Delta Fo} = \mathcal{G}_{N,Fo} + \Delta FoN^2 (\mathcal{G}_{N-1,Fo} - \mathcal{G}_{N,Fo}) - K^2 \Delta Fo \mathcal{G}_{N,Fo}.$$
(9)



Рисунок 7 – Распределение относительной температуры по относительной координате сечения в радиальном ребре

На рисунках 6 и 7 представлены искомые результаты расчетов температурных полей в продольных и радиальных ребрах для следующих исходных данных: 1=50 мм; $\lambda = 45 \frac{Bm}{mK}$; $\alpha = 20 \frac{Bm}{m^2 K}$, толщина ребра 2 $\delta = 4$ мм; $\nu_0 = 100^{\circ}$ C, $r_0 = 0.05$ м, $r_1 = 0,1$ м.

Общее решение имеет вид бесконечной суммы, сходимость которой при малых числах Фурье является весьма медленной. Это обстоятельство делает процесс использования данного решения на начальной стадии процесса прогрева ребристой поверхности трудноосуществимым. Поэтому численный подход оказывается более предпочтительным.

Конечно-разностное уравнение стационарного распределения температуры в первой части стержня имеет вид

$$\left(\mathcal{G}_{1,n+1} - 2\mathcal{G}_{1,n} + \mathcal{G}_{1,n-1}\right) - M_1^2 \Delta X_1^2 \mathcal{G}_{1,n} = 0.$$
(10)

Конечно-разностное уравнение стационарного распределения температуры во второй части стержня можно записать в аналогичной форме

$$\left(\mathcal{G}_{2,n+1} - 2\mathcal{G}_{2,n} + \mathcal{G}_{2,n-1}\right) - M_2^2 \Delta X_2^2 \mathcal{G}_{2,n} = 0.$$
(11)

Расчет температуры в конце первой части ребра и равной ей в начале второго его участка осуществляется по зависимости

$$\mathcal{9}_{1,n=n^{*}} = \mathcal{9}_{2,n=n^{*}} = \frac{\mathcal{9}_{1,n^{*}-1} + K \frac{\Delta X_{1}}{\Delta X_{2}} \mathcal{9}_{2,n^{*}+1}}{1 + K \frac{\Delta X_{1}}{\Delta X_{2}}}.$$
(12)

Температура в конце второй части стержня

$$\mathcal{9}_{2,N} = \frac{2\mathcal{9}_{2,N-1}}{2 + M_2^2 \Delta X_2^2}.$$
 (13)

Конечно-разностное уравнение нестационарного распределения температуры в первой части стержня

$$\mathcal{9}_{1,n,Fo_{1}+\Delta Fo_{1}} = \mathcal{9}_{1,n,Fo_{1}} + \frac{\Delta Fo_{1}}{\Delta X_{1}^{2}} \Big(\mathcal{9}_{1,n+1,Fo_{1}} - 2\mathcal{9}_{1,n,Fo_{1}} + \mathcal{9}_{1,n-1,Fo_{1}} \Big) - \Delta Fo_{1}M_{1}^{2}\mathcal{9}_{1,n,Fo_{1}}.$$
(14)

Конечно-разностное уравнение нестационарного распределения температуры во второй части стержня можно записать в аналогичной форме

$$\mathcal{9}_{2,n,Fo_2+\Delta Fo_2} = \mathcal{9}_{2,n,Fo_2} + \frac{\Delta Fo_2}{\Delta X_2^2} \Big(\mathcal{9}_{2,n+1,Fo_2} - 2\mathcal{9}_{2,n,Fo_2} + \mathcal{9}_{2,n-1,Fo_2} \Big) - \Delta Fo_2 M_2^2 \mathcal{9}_{2,n,Fo_2}.$$
(15)

Расчет температуры в конце первой части ребра и равной ей в начале второго его участка осуществляется по зависимости

$$\mathcal{G}_{1,N^{*},Fo_{1}} = \mathcal{G}_{2,N^{*},Fo_{2}} = \frac{\mathcal{G}_{1,N^{*}-1,Fo_{1}} + K \frac{\Delta X_{1}}{\Delta X_{2}} \mathcal{G}_{2,N^{*}+1,Fo_{2}}}{1 + K \frac{\Delta X_{1}}{\Delta X_{2}}}.$$
(16)

A 17

Температура в конце второй части стержня

$$\mathcal{G}_{2,N,Fo_2+\Delta Fo_2} = \mathcal{G}_{2,n,Fo_2} + 2\frac{\Delta Fo_2}{\Delta X_2^2} \Big(\mathcal{G}_{2,N-1,Fo_2} - \mathcal{G}_{2,N,Fo_2} \Big) - \Delta Fo_2 M_2^2 \mathcal{G}_{2,N,Fo_2} \,. \tag{17}$$

Данные зависимости являются устойчивыми, если соблюдается условие

$$\Delta FoN^2 \le \frac{1}{2}.\tag{18}$$

B четвертой главе представлено описание и сравнение новых современных типов теплообменных комплексов И систем, а также представлены возможные технологические решения для эффективного применения развитых комбинированных поверхностей теплообмена.



Рисунок 8 – Биметаллический теплообменник: принципиальная схема (a); экспериментальная установка (б).

Предлагаемая конструкция (рисунок 8) предполагает использование комбинированных развитых поверхностей теплообмена с целью интенсификации процессов распространения тепла.

конструкции входят: труба 1, В состав ПО которой протекает теплоноситель; секция оребрения 2, установленная на поверхности трубы таким образом, чтобы обеспечить максимально возможной тепловой контакт с ней. Сама секция оребрения выполнена в виде замкнутой цилиндрической тонкостенной оболочки с металлическими ребрами, которая туго охватывает Каждое ребро 3 выполнено на начальном трубу 1. участке 4 ИЗ высокотеплопроводного материала (например, медь, алюминий и сплавы на их основе), а на конечном участке 5 из менее теплопроводного материала (например, сталь). При этом длина начального участка составляет от 1:10 до 1:5 от общей длины ребра.

Таким образом, после поступления среды в трубу 1, тепло отводится от системы через тонкостенную оболочку 2 и ребра 3. Применение

биметаллических ребер в секции оребрения обеспечивает улучшение общих характеристик системы.



Рисунок 9 – Принципиальная схема многофункционального теплообменника

Предлагаемая конструкция (рисунок 9) предполагает использование развитых комбинированных поверхностей теплообмена с целью расширения функциональных возможностей теплообменных систем.

конструкции ВХОДЯТ: труба B состав 1, по которой протекает теплоноситель; секция оребрения 2, установленная на поверхности трубы таким образом, чтобы обеспечить максимально возможной тепловой контакт с ней. Сама секция оребрения выполнена в виде замкнутой цилиндрической тонкостенной оболочки с металлическими ребрами, которая туго охватывает трубу 1. Каждое ребро 3, имеет собственную ось 4 и состоит из двух частей 5 и 6, расположенных на оси по принципу шарнира. С внутренней стороны каждой ребра имеется теплоизолирующая прокладка (например, части 7 ИЗ пенополиуретана). Каждая часть ребра имеет возможность поворачиваться вокруг оси 4. Высота каждого ребра равна половине длины расстояния между соседними ребрами.

Таким образом, для интенсификации теплообмена части 5 и 6 ребра 3 поворачиваясь вокруг оси 4 складываются. Для уменьшения теплообмена части 5 и 6 ребра 3 поворачиваясь вокруг оси 4 раздвигаются. Поворот вокруг оси 4 возможен до соприкосновения с трубой 1.

В пятой главе представлено расчетное обоснование внедрения предлагаемой разработки на котельной ОАО Красмаш (котел ТП-30).

Так как применение биметаллических соединений позволяет обеспечить большую эффективность при сохранении прежней площади поверхности

нагрева, подобный подход при модернизации конструкции экономайзера позволит снизить металлоемкость всей установки за счет сокращения общей площади поверхности нагрева со 160 м² до 133 м². Таковое снижение общей площади поверхности нагрева достигается за счет демонтажа одного ряда труб (16 шт.) в колонке.

В свою очередь, сокращение количества труб в колонке ведет к сокращению общих габаритов установки (таблица 2).

Таблица 2 – Сравнение габаритов экономайзера при разных типах оребрения труб.

	Габаритные размеры установки		
Параметр	Стальное оребрение труб	Биметаллическое	
		оребрение труб	
Длина, мм	2620	2620	
Ширина, мм	1750	1450	
Высота, мм	1970	1970	

В рамках подготовленной ОАО Красмаш калькуляции на изготовление экономайзера заявленной конструкции, было установлено увеличение стоимости изготовления биметаллической установки в размере 230112 рублей.

Основные результаты, полученные в диссертационной работе:

- 1. Предложена и обоснована математическая модель процессов распространения тепла в развитых комбинированных поверхностях теплообмена, при различных геометрических параметрах установки, что позволило определить эффективность использования таких поверхностей.
- 2. Выполнена компьютерная реализация математической модели распределения температуры вдоль комбинированных развитых поверхностей теплообмена с различными геометрическими параметрами, позволяющая проводить инженерные расчеты.
- 3. Разработан приближенный аналитический метод определения распределения температуры вдоль продольных и радиальных развитых комбинированных поверхностей теплообмена.
- 4. Разработана конечно-разностная схема для определения температуры по длине продольного и радиусу радиального комбинированных ребер.
- 5. Предложена конструкция двух теплообменных установок с развитыми комбинированными поверхностями теплообмена. Получены соответствующие патентные свидетельства.
- 6. Проведен расчет и предложены рекомендации относительно модернизации экономайзера ОАО Красмаш (котел ТП-30), в рамках которых предлагается снижение общей металлоемкости конструкции при сохранении прежних эксплуатационных характеристик. В рамках предлагаемых мер удалось сократить общую поверхность нагрева на 20%

(от 160 до 133 м²). Без потерь эффективности демонтировать 1 ряд труб в колонке (16 шт.), что позволило сократить объем установки с 9,033 м³ до 7,484 м³(ширина установки уменьшилась на 300 мм).

В заключение автор выражает благодарность научному руководителю профессору Ю.В. Видину за помощь в исследовательской деятельности, заведующему кафедрой БНГС, профессору А.В. Минееву за неоценимую поддержку и помощь в организации рабочего процесса, а так же заведующему кафедрой ТТиГГД, профессору В.А. Кулагину, заведующему кафедрой ЭКиС, профессору В.И. Пантелееву, заведующему кафедрой ТЭС, профессору С.А. Михайленко, заведующему кафедрой ИЭиБЖД, профессору В.М. Журавлеву, профессору кафедры ТЭС, профессору В.А. Дубровскому, техническому директору ООО «КрАМЗЭнерго» В.Г. Оголю, и.о. технического директора ОАО «Красмаш» А.Г. Ткаченко.

Публикации по теме диссертации Статьи по перечню ВАК:

- 1. Видин, Ю. В. Теплопроводность составного ребра / Ю. В. Видин, **Р. В.** Казаков // Вестник Воронежского государственного университета. 2011. № 7. С. 32–34.
- 2. Видин, Ю. В. Распространение тепла вдоль неоднородного ребра постоянного поперечного сечения / Ю. В. Видин, Р. В. Казаков // Известия ТПУ. 2011. №4. С. 29–31.
- 3. Видин, Ю. В. Исследование передачи тепла вдоль комбинированного ребра конечной длины / Ю. В. Видин, **Р. В. Казаков** // Вестник Магнитогорского государственного технического университета им. Г.И. Носова. 2011. № 3. С. 84–87.
- 4. Видин, Ю. В. Приближенный метод расчета распределения температуры в комбинированном радиальном ребре прямоугольного профиля / Ю. В. Видин, **Р. В. Казаков** // Вестник МГТУ: Труды Мурманского гос. техн. ун-та. – 2011. – №3. – С. 511–514.

Патенты:

- 5. Пат. 105971 Российская Федерация, МПК F 24 D 19/00. Теплообменник / Р. В. Казаков, Ю. В. Видин, Ж. Л. Евтихов, В. А. Гуринович, Г. В. Федоров; заявитель и патентообладатель Р. В. Казаков № 2011108788/03; заявл. 09.03.2011; опубл. 27.06.2011, Бюл. № 18. 2с.
- 6. Пат. 107846 Российская Федерация, МПК F 24 D 19/00. Теплообменник/ Р. В. Казаков, Ю. В. Видин, Ж. Л. Евтихов, С. А. Нагимулина, А. Ю. Радзюк; заявитель и патентообладатель Казаков Р.В. №2011117417; заявл. 29.04.2011; опубл. 27.08.2011, Бюл. №24. 2с.

Другие публикации:

- 7. Видин, Ю. В. Приближенный метод расчета распространения тепла вдоль комбинированного обобщенного ребра / Ю. В. Видин, **Р. В. Казаков** // VII Всероссийский семинар вузов по теплофизике и энергетике: тез. докл. 2011 С. 14.
- Видин, Ю. В. Использование развитых поверхностей теплообмена при конструировании высокоэффективных теплообменных систем / Ю. В. Видин, Р. В. Казаков // Вестник ассоциации выпускников СФУ – 2011 – С. 108-111.
- 9. Видин, Ю. В. Численный метод расчета нестационарной теплопроводности продольных и радиальных ребер / Ю. В. Видин, **Р. В. Казаков** // Вестник ассоциации выпускников СФУ 2011 С. 111-115.
- 10. Видин, Ю. В. Нестационарный процесс распространения тепла в комбинированном ребре прямоугольного типа / Ю. В. Видин, **Р. В. Казаков** // II Всероссийская научно-практическая конференция с международным участием «Теплофизические основы энергетических технологий» – 2011 – С. 32–35.
- 11. Видин, Ю. В. Конечно-разностная схема расчета стационарного распределения температуры вдоль составного ребра постоянного сечения / Ю. В. Видин, Р. В. Казаков // II Всероссийская научно-практическая конференция с международным участием «Теплофизические основы энергетических технологий» – 2011 – С. 30–32.