

УДК 662.99

БОРИСОВ И.И.,<sup>1</sup>  
ХАЛАТОВ А.А.,<sup>1</sup> СОРОКА Б.С.<sup>2</sup><sup>1</sup>Институт технической теплофизики НАН Украины<sup>2</sup>Институт газа НАН Украины

## ТЕПЛООБМЕН И СОПРОТИВЛЕНИЕ ПРИ ТЕЧЕНИИ ВОЗДУХА В ТРУБЕ СО ВСТАВКАМИ С ИНТЕНСИФИКАТОРАМИ НА ИХ ПОВЕРХНОСТИ

Наведено результати експериментального дослідження теплообміну та гідравлічного опору при нагріві потоку повітря в трубі зі вставками, проведено теплогідравлічний аналіз досліджених варіантів

Представлены результаты экспериментального исследования теплообмена и гидравлического сопротивления при нагреве потока воздуха в трубе со вставками, выполнен теплогидравлический анализ исследованных вариантов

The results of heat transfer and pressure drop studies are given for the case of air flow heating in a tube with cruciform inserts. The thermal- hydraulic performance analysis was also carried out.

$f$  – коэффициент сопротивления;

$G$  – массовый расход воздуха;

$Nu_D$  – число Нуссельта, определенное по диаметру трубы;

$P$  – давление;

$Re_D$  – число Рейнольдса, определенное по диаметру трубы;

$T$  – температура;

$\alpha$  – коэффициент теплоотдачи.

**Индексы нижние:**

0 – параметры гладкой трубы;

w – стенка;

кр – крестовина;

тр – труба.

Для повышения эффективности промышленных печей металлургической промышленности широко используются  $U$ -образные рекуператоры, в которых теплота сбросных газов используется для подогрева дутьевого воздуха. Совершенствование данного оборудования, вследствие особенностей конструкции, связано с интенсификацией внутреннего теплообмена, которая позволяет, помимо увеличения степени подогрева воздуха, снизить температуру поверхности трубы и продлить ресурс работы рекуператора. Одним из способов интенсификации теплообмена является применение внутренних вставок различной формы, воспринимающих тепловое излучение от стенки трубы и передающих его потоку воздуха [1]. Среди различных форм вставок наиболее благоприятные теплогидравлические характеристики имеют вставки крестообразной формы, позволяю-

щие в реальных условиях работы рекуператоров снизить температуру стенки трубы на 130...160 °С и увеличить средний коэффициент теплоотдачи на 33...60% при меньшем росте гидравлического сопротивления по сравнению со вставками других форм (цилиндрическими, гофрированными и др.).

В настоящей работе выполнен анализ способов увеличения общего теплообмена в трубе за счет применения крестообразных вставок с интенсификаторами, расположенными на их поверхности, с использованием сферических лунок, а также комбинации лунок с диагональными ребрами. Целью работы является экспериментальное исследование сопротивления и теплообмена в трубе со вставками и определение теплогидравлического совершенства данного вида интенсификации теплообмена.

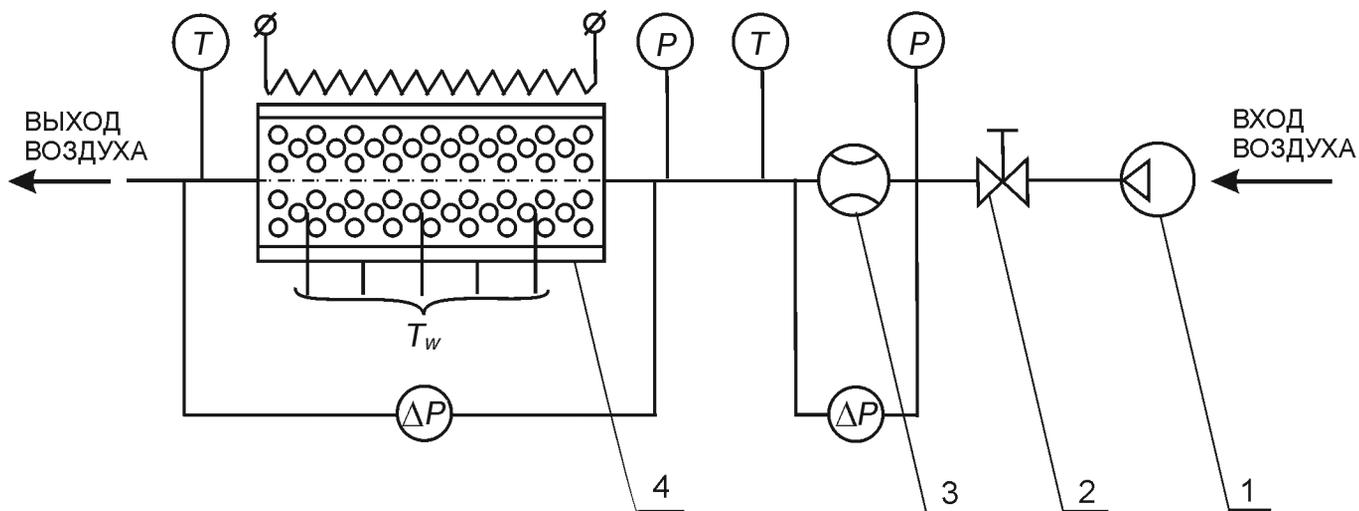


Рис.1. Схема экспериментальной установки: 1 – вентилятор ВВД-5; 2 – задвижка; 3 – сопло Вентури; 4 – рабочий участок.

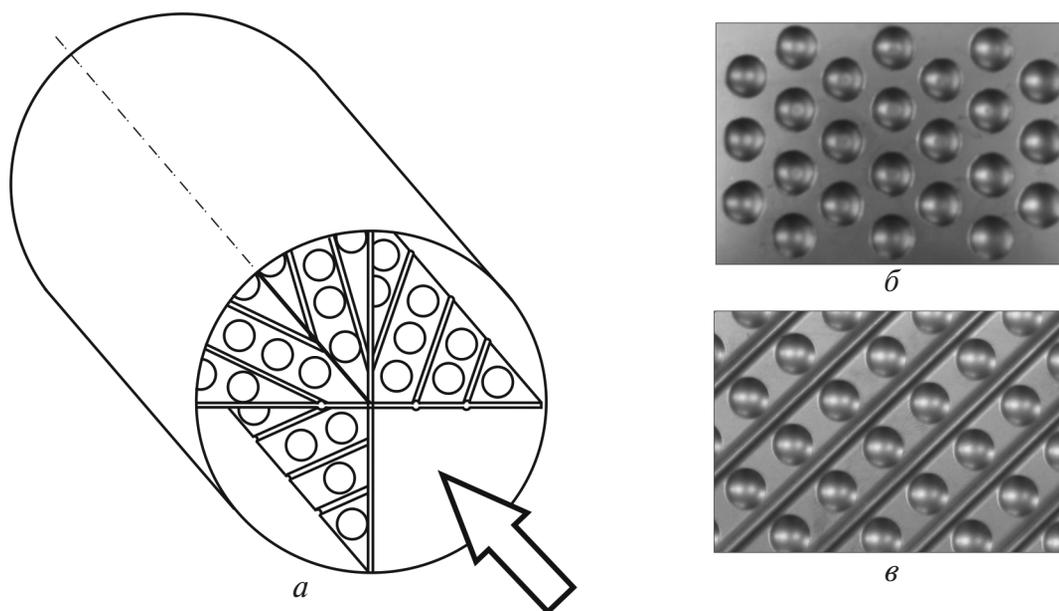


Рис.2. Схема расположения вставки в трубе (а) и варианты поверхностей: с лунками (б), и с лунками и диагональными ребрами (в).

### Экспериментальная установка и методика проведения измерений

Эксперименты проводились на установке, схема которой показана на рис. 1. Установка представляет собой открытый газодинамический контур. Поток воздуха от вентилятора 1 высокого давления ВВД-5 проходит через заслонку 2 для регулировки расхода, мерное сопло Вентури 3 и далее поступает в рабочий участок 4 с внешним

омическим нагревом, после чего выбрасывается в атмосферу.

Рабочий участок представляет собой трубу длиной 40 см, с внешней стороны которой расположена электрическая спираль с наружной теплоизоляцией. Длина обогреваемого участка трубы составляла 33 см.

Схема расположения крестообразной вставки в трубе показана на рис. 2, а. В экспериментах использовались крестообразные вставки с тремя

видами поверхности: гладкая, с “мелкими” сферическими лунками диаметром 5 мм, глубиной 0,5 мм, отношением глубины к диаметру 0,1 (рис. 2, б), а также с лунками диаметром 10 мм, глубиной 2 мм и диагональными ребрами высотой 1 мм (рис. 2, в). На схеме, изображенной на рис. 2, а, показан последний вариант поверхности. Внутренняя поверхность трубы и поверхности вставок покрывались черной термолаской с рабочей температурой до 650 °С для обеспечения степени черноты поверхности, близкой к  $\varepsilon = 1$ , что позволит проводить обоснованный расчет вклада каждой из составляющих в общий теплообмен.

В процессе экспериментов по сопротивлению и теплообмену крестообразные вставки можно было заменять, что давало возможность сравнивать теплообмен для различных вариантов.

В экспериментах измерялись: расход воздуха, температура воздуха на входе в рабочий участок и на выходе из него, температура внутренней стенки трубы и вставок в различных точках, перепад статического давления в канале рабочего участка, электрические параметры нагревателя (ток и напряжение), температура внешней стенки трубы вблизи электрической спирали (для исключения ее перегрева и выхода из строя), а также температура внешнего кожуха рабочего участка для оценки тепловых потерь.

Расход воздуха измерялся с помощью сопла Вентури. Перепад давления и его абсолютное значение в расходомере определялись с помощью дифференциальных манометров. Перепад статического давления в канале рабочего участка измерялся микроманометром МКВ-250-0.02. Напряжение на клеммах омического нагревателя измерялись вольтметром Щ4313, а ток в спирали — с помощью шунта и цифрового милливольтметра В7-46/1. Температура потока воздуха и поверхности трубы и вставок измерялась хромель-алюмелевыми термопарами и цифровым милливольтметром Щ68003. Измерение среднemasсовой температуры потока воздуха на выходе из рабочего участка проводилось с помощью установленного на выходе перемешивающего устройства [2], поскольку профиль температуры на выходе имеет существенно неравномерный характер.

Диапазон изменения расхода в экспериментах по определению гидравлического сопротивления составлял 0,03...0,15 кг/с, число Рейнольдса, определяемое по диаметру трубы, изменялось в интервале  $4 \cdot 10^4 \dots 1,5 \cdot 10^5$ . В экспериментах по теплообмену диапазоны изменения расхода и числа Рейнольдса составляли соответственно 0,06...0,1 кг/с и  $6 \cdot 10^4 \dots 1,0 \cdot 10^5$ . Температура воздуха на входе в канал составляла 21...28 °С. Рабочий участок был достаточно теплоемкий, поэтому время выхода на стационарный режим при проведении экспериментов составляло 1,5 ч.

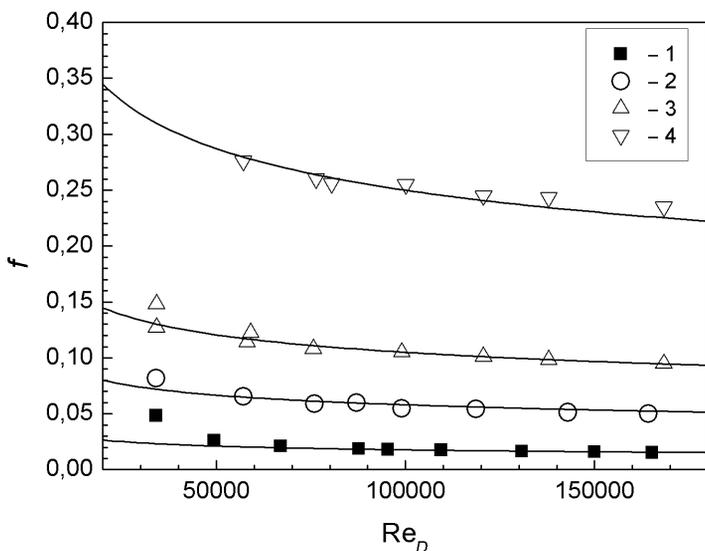
### **Обработка экспериментальных данных**

Обработка данных выполнялась без детализации процессов конвективного и лучистого теплообмена, т.е. вставка рассматривалась как поверхностный интенсификатор. При определении коэффициента теплоотдачи для трубы со вставкой в качестве характерной поверхности теплообмена использовалась внутренняя поверхность трубы, в качестве характерной температуры стенки — температура стенки трубы, а в качестве эквивалентного диаметра — диаметр трубы. При такой обработке получаем “брутто” величину  $\alpha$ . Данная обработка является наглядной и полезной при сравнении различных вариантов с теплообменом для гладкой трубы и с теплообменом для различных способов интенсификации теплообмена.

### **Результаты экспериментов и их анализ**

#### *Гидравлическое сопротивление*

Вначале были проведены тестовые эксперименты по гидравлическому сопротивлению в гладкой трубе без вставки, а также с “гладкой” вставкой и выполнено сравнение полученных данных с известными расчетными зависимостями для турбулентного течения в коротких каналах [3]. Эксперименты показали, что для гладкой трубы расчетные и экспериментальные данные по сопротивлению согласуются с точностью 3%. Экспериментальные данные для трубы со вставкой с гладкой поверхностью находятся в интервале между данными, полученными расчетом для случаев развития гидродинамического погранич-



**Рис. 3. Коэффициент гидравлического сопротивления трубы с различными вариантами вставок. Для трубы со вставками значения  $f$  определялись по диаметру трубы:**  
**1 – гладкая труба; 2 – труба с гладкой вставкой;**  
**3 – труба со вставкой с лунками;**  
**4 – труба со вставкой с лунками и диагональными ребрами.**

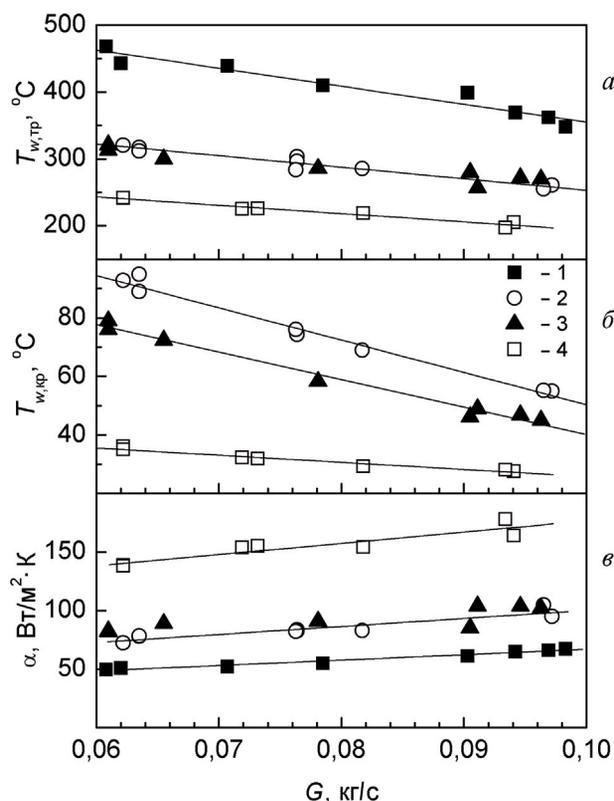
ного слоя от начала крестовины и стабилизированного течения, поскольку в данном случае на поверхности трубы имеет место неполностью развитый пограничный слой, а на поверхности вставки он начинает формироваться от ее начала.

Результаты по коэффициенту гидравлического сопротивления, определенному по диаметру трубы в зависимости от числа Рейнольдса  $Re_D$ , представлены на рис. 3. Как видно из рисунка, вставка с гладкой поверхностью увеличивает гидравлическое сопротивление в 3...3,4 раза. Вставка с лунками на поверхности повышает гидравлическое сопротивление еще на 80...90%. Наивысшее гидравлическое сопротивление имеет труба со вставкой с поверхностными лунками и диагональными ребрами: в сравнении с трубой с гладкой вставкой оно возрастает в 4...4,7 раза. Это вызвано тем, что на поверхности вставки под действием диагональных ребер формируются потоки, направленные на поверхность трубы, где происходит их перемешивание, которое сопровождается дополнительными потерями энергии.

### Теплообмен

Мощность электронагревателя в экспериментах по теплообмену поддерживалась постоянной и составляла 2500 Вт. Величина плотности теплового потока от поверхности трубы к потоку воздуха в экспериментах с гладкой трубой составляла  $2,3 \cdot 10^4$  Вт/м<sup>2</sup>, для трубы с крестовинами с гладкой поверхностью, с поверхностью с лунками и с поверхностью с лунками и диагональными ребрами эта величина составляла соответственно  $2,4 \cdot 10^4$ ,  $2,5 \cdot 10^4$  и  $2,85 \cdot 10^4$  Вт/м<sup>2</sup>. Такое повышение плотности теплового потока обусловлено увеличением разности температур между нагревателем и стенкой трубы за счет интенсификации внутреннего теплообмена. Теплообмен потока воздуха в гладкой трубе без вставки с точностью  $\pm 8\%$  совпадает с известной зависимостью для стабилизированного турбулентного теплообмена потока воздуха [4]:  $Nu = 0,018 Re^{0,8}$ .

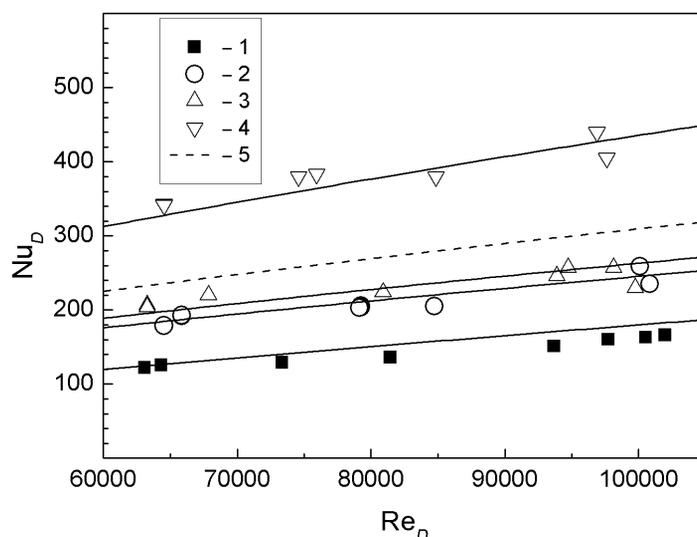
На рис. 4 показана зависимость средней температуры стенки трубы, температуры вставки и коэффициента теплоотдачи от массового расхода воздуха. Установка в трубе крестообразной вставки с гладкой поверхностью снижает ее температуру на 150 °С при расходе воздуха 0,06 кг/с и на 100 °С – при расходе 0,1 кг/с (рис. 4, а). Интенсификация теплообмена на поверхности вставки снижает ее температуру на 17...10 °С (рис. 4, б), однако практически не оказывает влияния на температуру стенки трубы. Это можно объяснить тем, что повышение коэффициента теплоотдачи на поверхности вставки нивелируется снижением температурного напора. Использование вставки с лунками и диагональными ребрами снижает ее температуру в сравнении с вариантом гладкой вставки на 55...30 °С, температура стенки трубы при этом уменьшается на 65...70 °С, а в сравнении с гладкой трубой – на 210...170 °С. Это снижение обусловлено тем, что на поверхности вставки под влиянием диагональных ребер формируются потоки, направленные на поверхность трубы, т.е. в данном случае имеет место интенсификация теплообмена на внутренней стенке трубы. Таким образом, в случае вставки с лунками и диагональными ребрами, кроме повышения теплообмена за счет переизлучения, добавляется дополнительный фактор интенсификации. Естественно, это вызывает дополнительные потери



**Рис. 4. Зависимость средней температуры внутренней стенки трубы (а), средней температуры крестовины (б) и коэффициента теплоотдачи (в) от массового расхода воздуха: 1 – гладкая труба; 2 – труба с гладкой вставкой; 3 – труба со вставкой с лунками; 4 – труба со вставкой с лунками и диагональными ребрами.**

энергии, что подтверждается результатами по гидравлическому сопротивлению (рис. 3).

На рис. 4, в и 5 показаны зависимости коэффициента теплоотдачи от расхода воздуха и числа Нуссельта от числа Рейнольдса. Как видно из рисунков, использование вставки с гладкой поверхностью интенсифицирует теплообмен по сравнению с гладкой трубой на 35...50%, а для вставки с лунками и диагональными ребрами коэффициент интенсификации составляет 2,4 при  $Re = 10^5$  и 2,8 – при  $Re = 4 \cdot 10^4$ . На рис. 5 пунктирной линией показаны данные работы [1] для теплообмена в трубе с гладкой крестообразной вставкой для реальных условий работы рекуператора (при температуре стенки трубы 650 °C). Как видно из рисунка, эти данные находятся на 20%

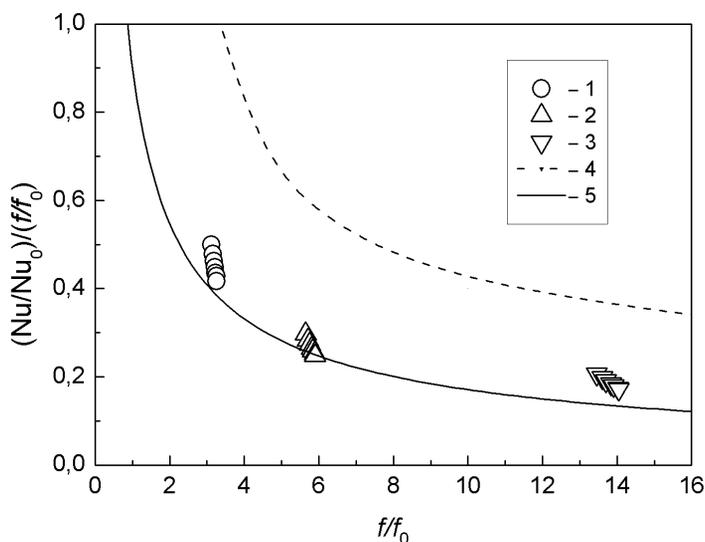


**Рис. 5. Зависимость числа Нуссельта от числа Рейнольдса: 1 – гладкая труба; 2 – труба с гладкой вставкой; 3 – труба со вставкой с лунками; 4 – труба со вставкой с лунками и диагональными ребрами. 5 – данные [1] для трубы с гладкой крестообразной вставкой для реальных условий работы рекуператора.**

выше, полученных в настоящей работе, что связано с возрастанием роли лучистой составляющей теплового потока.

#### Фактор аналогии Рейнольдса

Теплогидравлический анализ позволяет определить эффективность различных видов рекуператоров для практического использования при заданных ограничениях по гидравлическому сопротивлению и теплообмену. Как показано в [5], использование системы координат  $[(Nu/Nu_0)/(f/f_0)] - (f/f_0)$  позволяет прогнозировать теплообмен при наличии данных по гидравлическому сопротивлению, а также проводить сравнение различных способов интенсификации без громоздких детальных расчетов. При таком представлении данных все они располагаются в достаточно узком “коридоре” между двумя линиями: верхней, соответствующей поверхностям с лунками при низких числах Рейнольдса [5], и нижней, полученной для обтекания ребер при высоких числах Рейнольдса [6].



**Рис. 6. Фактор аналогии Рейнольдса в зависимости от фактора повышения гидравлического сопротивления:**  
**1 – труба с гладкой вставкой; 2 – труба со вставкой с лунками; 3 – труба со вставкой с лунками и диагональными ребрами;**  
**4 – верхняя ограничительная линия, соответствующая поверхностям с лунками [5];**  
**5 – нижняя ограничительная линия, соответствующая обтеканию ребер при высоких числах Рейнольдса [6].**

На рис. 6 показана зависимость фактора аналогии Рейнольдса от фактора повышения сопротивления для исследованных вариантов трубы со вставками. Как видно из рисунка, для каждого из вариантов экспериментальные данные попадают в вышеуказанный “коридор”, причем для  $Re_D \sim 10^5$  они близки к зависимости для обтекания ребер. При этих числах Рейнольдса для гладкой вставки значение  $(Nu/Nu_0)/(f/f_0)$  превышает нижнее граничное на 8%, для вставки с поверхностью с лунками оно равно граничному, а для вставки с лунками и диагональными ребрами параметр аналогии Рейнольдса больше граничного на 28%. Таким образом, с точки зрения теплогидравлического совершенства последний вариант является более привлекательным.

## Выводы

Полученные экспериментальные данные по теплообмену и сопротивлению трубы с различными крестообразными вставками позволяют проводить обоснованный расчет рекуператоров. Практическое использование результатов по теплогидравлической эффективности позволяет оценить уровень интенсификации теплообмена и проводить необходимые расчеты эффективности рекуперации теплоты и температурного состояния рекуператоров.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Сорока Б.С., Шандор П., Пьяных К.Е., Педоренко А.В. Интенсификация высокотемпературного теплообмена путем установки вторичных излучателей в трубах // Промышленная теплотехника. – 2003. – Т.25, Приложение к № 4. – С.349 – 352.
2. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. – М.: Энергия, 1975. – 488 с.
3. Сукомел А.С., Величко В.И., Абросимов Ю.Г. Теплообмен и трение при турбулентном течении газа в коротких каналах. – М.: – Энергия, 1979. – 216 с.
4. Михеев М.А., Михеева И.М. Краткий курс теплопередачи. – Ленинград: Госэнергоиздат, 1960. – 208 с.
5. Халатов А.А., Онищенко В.Н., Борисов И.И. Аналогия переноса теплоты и количества движения в каналах с поверхностными генераторами вихрей // Доповіді Національної академії наук України. – 2007. – № 6. – С.70–75.
6. Haasenritter A., Weigand B. Optimization of the rib structure inside a 2D cooling channel // ASME Paper GT2004 – 53187. – 10 p.

*Работа выполнена при поддержке Украинского научно-технологического центра, проект № 4365, и Национальной академии наук Украины, Договор № 11-4365/07-УНТЦ.*

*Получено 04.02.2009 г.*