

ние на работу конструкции, но и, в силу художественного контраста, может подчеркнуть особенности конструктивного решения.

Красота конструкции не рождается сама по себе. Эстетически выразительный результат может быть получен только при условии целенаправленного выбора, согласованности и взаимоподдержания средств архитектурной композиции, подчиненных общей композиционной идее.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Землер Г. Практическая эстетика. – М.: Искусство, 1970. – 320 с.
2. Зигель К. Структура и форма в современной архитектуре / Пер. с нем. – М.: Стройиздат, 1965. – 267 с.
3. Попов А.Ф. Архитектурно-формообразующие свойства клееной древесины // Лесн. журн. – 1999. – № 6. – С. 132–137. – (Изв. высш. учеб. заведений).

Архангельский государственный технический университет

А.Ф. Попов

Use of Means of Architectural Composition in Buildings with Laminated Wood Constructions

The specific character and working methods with means of architectural composition are revealed for buildings with laminated wooden constructions.

УДК 536.244.45

Э.Н. Сабуров, Ю.Л. Леухин, С.И. Осташев

Сабуров Эдуард Николаевич родился в 1939 г., окончил в 1961 г. Архангельский лесотехнический институт, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой теплотехники, проректор по научной работе Архангельского государственного технического университета, академик Российской и Международной инженерных академий, Академии наук экологии и безопасности жизнедеятельности (МАНЭБ), Российской академии естественных наук, заслуженный деятель науки и техники РФ. Имеет более 300 публикаций в области аэродинамики и конвективного теплообмена в сильно закрученных потоках, их использования для интенсификации процессов теплообмена в аппаратах различного технологического назначения.



Осташев Сергей Иванович родился в 1947 г., окончил в 1971 г. Архангельский лесотехнический институт, кандидат технических наук, профессор кафедры теплотехники Архангельского государственного технического университета. Имеет более 70 печатных трудов в области исследования аэродинамики и конвективного теплообмена в циклонных устройствах различного технологического назначения.



ТЕПЛОТДАЧА В ОРЕБРЕННОМ ШИПАМИ КОЛЬЦЕВОМ КАНАЛЕ РЕКУПЕРАТИВНОГО УСТРОЙСТВА С ЦИКЛОННЫМ ГЕНЕРАТОРОМ ЗАКРУТКИ ПОТОКА

Проанализированы результаты экспериментального исследования интенсификации теплоотдачи в кольцевом канале рекуперативного устройства с циклонным генератором закрутки за счет установки полых шипов на его внутренней поверхности. Предложены удобные в практическом использовании уравнения для расчета теплоотдачи.

Цель работы – исследовать возможность интенсификации теплоотдачи на внутренней поверхности кольцевого канала рекуператора за счет установки полых цилиндрических шипов.

Исследование теплоотдачи осуществляли по методике, рассмотренной в работах [1, 4] на модели циклонного рекуператора с рабочим кольцевым каналом, оребренным шипами, аэродинамика которого описана в работе [3]. Наружный диаметр канала $d_2 = 184$ мм, внутренний $d_1 = 2r_1 = 152$ мм. В опытах в качестве внутренней поверхности канала использовали тонкостенный паровой калориметр, состоящий из двух участков. Первый (по ходу потока) длиной 125,5 мм позволял определять средний коэффициент теплоотдачи на части внутренней поверхности канала, расположенной в генераторе закрутки (циклонной камере), второй длиной 778,5 мм – в самом кольцевом канале. Конструкция калориметра исключала теплопотери с его торцов. В работе варьировали диаметр $d_{ш}$ и высоту h шипов, шаг их расположения S (или число по периметру n) и диаметр отверстия в шипе $d_{от}$. Опыты выполнены в каждом варианте геометрических характеристик канала при закрученном и осевом течении теплоносителя (воздуха).

В таблице представлены геометрические характеристики и используемые на рисунках обозначения всех исследованных вариантов геометрии канала и шипов. Параметр $F/F_{гп}$ является отношением площади ошипованной внутренней поверхности кольцевого канала к гладкой.

Установка шипов на внутренней поверхности кольцевого канала при осевом течении теплоносителя приводит к увеличению коэффициентов теплоотдачи как на ней, так и на внешней поверхности. При этом теплоотдача интенсифицируется с увеличением высоты, числа и диаметра шипов.

Степень влияния геометрических параметров шипов на теплоотдачу различна. Наиболее интенсивно она растет с увеличением числа (или уменьшения относительного шага их расположения на внутренней поверхности канала $\bar{S} = S/d_1$) и высоты шипов; в меньшей степени она зависит от относительного диаметра $\bar{d}_{ш} = d_{ш}/d_3$ (где $d_3 = d_2 - d_1$ – эквивалентный диаметр). Например, установка по периметру поперечного сечения внутренней

* На этапах работы, связанных с постановкой задачи и предварительными опытами (1986–1987 гг.), участие принимали сотрудники ДАООТ «Промгаз» проф., докт. техн. наук Е.В. Крейнин и инж. В.В. Козырьков.

Геометрические характеристики шипов и кольцевого канала

Номер варианта	$d_{ш}$, мм	n , шт.	h , мм	S , мм	$d_{от}$, мм	S/d_1	$F/F_{гн}$	Обозначения на рис. 1, 2
1	0	0	0	0	0	0	1	○
2	6,0	8	10,0	59,7	4	0,393	1,053	○
3	8,0				6		1,070	○
4	10,0				8		1,088	○
5	12,5				10		1,110	○
6	17,0				14		1,149	○
7	25,0				21		1,20	○
8	31,0				27		1,272	●
9	10,0				3		159,2	8
10		6	79,6	8	0,523	1,066	▲	
11		12	39,8		0,262	1,132	△	
12		8		59,7	0	0,393	1,088	+
13					2			×
14					4			×
15					6			◇
16					2,0			◇
17		4,0	◆					
18		16	6,0	29,8	8	0,196	1,105	◆
19		7,0	◆					
20	8,0	◆						
21	9,5	◆						

трубы 16 шипов с $d_{ш} = 10$ мм и $h = 2$ мм ($F/F_{гн} = 1,035$) интенсифицирует теплоотдачу в диапазоне исследованных чисел Рейнольдса Re ($Re = v_{ср} d_2 / \nu$; $v_{ср}$ – средняя скорость потока в канале, ν – кинематическая вязкость потока при средней температуре) в среднем на 81 %, а 6 шипов с тем же $d_{ш}$ и высотой $h = 10$ мм ($F/F_{гн} = 1,066$) – только на 40 %.

Из сравнения следует, что теплоотдача даже при осевом течении потока в ошипованном канале растет в общем случае не пропорционально параметру $F/F_{гн}$.

В первом приближении можно считать, что теплоотдача внутренней поверхности определяется совместным влиянием двух факторов: увеличением поверхности теплоотдачи за счет ее оребрения и общей турбулизации потока в канале. Причем влияние второго фактора с увеличением числа шипов является преобладающим.

Наиболее значительная интенсификация теплоотдачи в исследованных вариантах изменения геометрических характеристик ошипованного канала при осевом течении отмечена для $n = 16$ и $h = 9,5$ мм и составляет в среднем 172 %. Теплоотдача к внешней – гладкой поверхности кольцевого канала, в этом случае увеличивается на 37 %.

Теплоотдача внутренней ошипованной и внешней поверхностей, как и сопротивление рекуперативного устройства [3], при любом виде течения

теплоносителя не зависит от диаметра отверстия в шипе. Поэтому при вычислении параметра $F/F_{\text{гл}}$ учитывали только его внешнюю поверхность.

Несколько большее повышение интенсивности теплоотдачи на внутренней поверхности кольцевого канала в случае установки шипов наблюдалось при закрученном течении теплоносителя. Характер же изменения интенсивности теплоотдачи от параметров h , n и $d_{\text{ш}}$ при этом оставался практически таким же, как и при осевом течении. Так, при установке по окружности внутренней поверхности 16 шипов наименьшей из исследованных высот ($h = 2$ мм) средняя теплоотдача увеличивалась в 2,50 раза, а при $h = 9,5$ мм – в 3,76 раза по сравнению с гладкой поверхностью. Соответственно интенсивность теплоотдачи в 1,06 и 1,09 раза выше по сравнению с достигнутой при осевом течении теплоносителя в ошипованном канале тех же геометрических характеристик. Такое небольшое различие в уровнях теплоотдачи объясняется значительной раскруткой потока с увеличением числа шипов на поверхности теплоотдачи. Наиболее высокая интенсификация теплоотдачи при закрученном течении теплоносителя по сравнению с осевым (в 1,31–1,33 раза) наблюдалась при меньших числе и диаметре шипов ($n = 8$ и $d_{\text{ш}} = 8,0 \dots 12,5$ мм).

С увеличением диаметра шипов происходит не только интенсификация теплоотдачи, но и изменяется интенсивность зависимости числа Нуссельта \bar{Nu} ($Nu = \bar{\alpha}d/\lambda$; $\bar{\alpha}$ – средний по длине канала коэффициент теплоотдачи; λ – коэффициент теплопроводности при средней температуре потока) от числа Re .

В отличие от обтекания гладкостенной внутренней поверхности, когда \bar{Nu} пропорционален числу Re в степени 0,8, с появлением шипов особенности течения потока у теплообменной поверхности все в большей степени начинают определяться вихреобразованиями, генерируемыми в их кормовой области. Показатель степени у числа Рейнольдса при этом уменьшается с увеличением $d_{\text{ш}}$ как при закрученном, так и при осевом течении теплоносителя. Если показатель степени Re при осевом течении теплоносителя обозначить m_o , а при закрученном – m , то их зависимость от $\bar{d}_{\text{ш}}$ можно описать следующими уравнениями:

$$m_o = 0,8 - 0,163 \bar{d}_{\text{ш}}^{0,27}; \quad (1)$$

$$m = 0,8 - 0,135 \bar{d}_{\text{ш}}^{0,55}. \quad (2)$$

Из уравнений (1) и (2) видно, что уменьшение m_o с увеличением $d_{\text{ш}}$ более интенсивное, чем m .

Для расчета среднего коэффициента теплоотдачи на внутренней ошипованной стенке рабочего канала при осевом (нижний индекс «о») и закрученном (без индекса) течениях теплоносителя могут быть рекомендованы уравнения вида

$$\bar{Nu}_o / \bar{Nu}_{\text{оргл}} = \varepsilon_o \psi_o; \quad (3)$$

$$\bar{Nu} / \bar{Nu}_{\text{ргл}} = \varepsilon \psi, \quad (4)$$

где \bar{Nu}_o , $\bar{Nu}_{огл}$ и \bar{Nu} , $\bar{Nu}_{гг}$ – числа Нуссельта соответственно ошипованной и гладкой поверхностей;

ϵ_o , ϵ – коэффициенты, учитывающие влияние геометрических параметров шипов на теплообмен;

ψ_o , ψ – коэффициенты, учитывающие изменение показателя степени при числе Рейнольдса от величины относительного диаметра шипа.

При осевом течении теплоносителя средний коэффициент теплоотдачи (или \bar{Nu}_o) в диапазоне изменения числа $Re = (3,2 \dots 29,5) \cdot 10^3$ можно определить по соотношению (3), в котором $\bar{Nu}_{огл}$ для гладкого канала можно рассчитать по рекомендациям [2], а коэффициенты ϵ_o и ψ_o – по полученным нами эмпирическим уравнениям

$$\epsilon_o = (1 + 3,46 \bar{d}_ш^{0,47}) [1 + 0,294 \bar{d}_ш^{0,66} / \bar{S}^{1,66} \ln(1/\bar{h})]; \quad (5)$$

$$\psi_o = Re^{0,8-m_o}, \quad (6)$$

где m_o находят по формуле (1).

При закрученном течении теплоносителя средний коэффициент теплоотдачи (или \bar{Nu}) в диапазоне изменения $Re = (2,2 \dots 23,5) \cdot 10^3$ может быть рассчитан по уравнению (4). В этом случае $\bar{Nu}_{гг}$ определяют по уравнениям, приведенным в работе [1], а коэффициенты ϵ и ψ – по следующим формулам

$$\epsilon = (1 + 2,42 \bar{d}_ш^{0,84}) [1 + 1,037 \bar{d}_ш^{0,31} / \bar{S} \ln(1/\bar{h})]; \quad (7)$$

$$\psi = Re^{0,8-m}, \quad (8)$$

где m находят из уравнения (2).

Сопоставление результатов расчета коэффициентов теплоотдачи при осевом и закрученном течениях теплоносителя по уравнениям (1) – (8) с опытными данными (на рис.1 сопоставление представлено в преобразован-

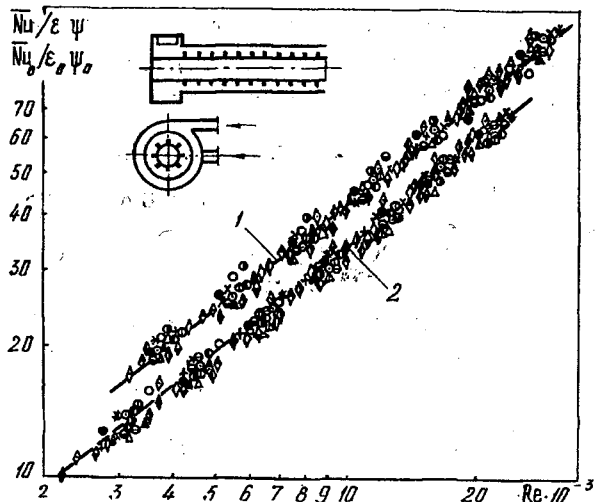
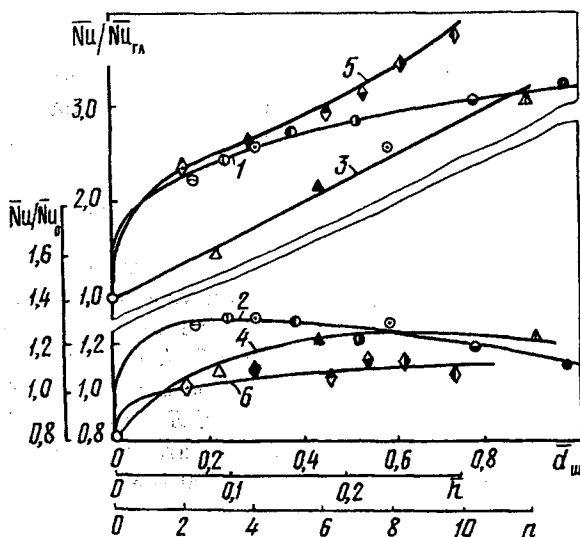


Рис. 1. Сопоставление расчета теплоотдачи по уравнениям (1) – (8) с опытными данными: 1 – осевое течение; 2 – закрученное течение

Рис. 2. Зависимость относительной эффективности теплоотдачи от геометрических характеристик шипов (линии 1 – 6 построены по уравнениям (1) – (8))



ной форме (3) и (4)) показывает, что отклонение большинства опытных точек от расчетных зависимостей не превышает $\pm 10\%$.

На рис. 2 приведено сравнение интенсивности теплоотдачи внутренней ошпикованной поверхности при закрученном и осевом движениях теплоносителя в виде соотношения \bar{Nu}/\bar{Nu}_0 (линии 2, 4, 6), а также при закрученном течении в ошпикованном и гладком кольцевых каналах в виде соотношения \bar{Nu}/\bar{Nu}_{gr} (линии 1, 3, 5) при различных \bar{d}_w , h и n . Из сопоставления следует, что относительная интенсификация теплоотдачи за счет закрутки теплоносителя наиболее эффективна в каналах со сравнительно редко расположенными шипами ($S > 0,393$) небольшого относительного диаметра ($\bar{d}_w < 0,313$). Благодаря тому, что при этих условиях поток сохраняет вращательное движение на большей части длины кольцевого канала [3], турбулизирующее влияние шипов оказывается более значительным, чем при осевом течении. С увеличением же загромождения поперечного сечения шипами крутка быстро снижается вниз по потоку, поэтому различия в условиях теплоотдачи в основной части кольцевого канала становятся незначительными.

При закрученном течении теплоносителя и увеличении размеров шипов теплоотдача внешней (гладкой) поверхности канала сначала несколько уменьшается, а затем перестает от них зависеть. Так, установка 16 шипов высотой 6,0 ... 9,5 мм с $\bar{d}_w = 10$ мм снижает коэффициент теплоотдачи на ней независимо от h в среднем на 25% по сравнению с гладким каналом. Однако и в этом случае теплоотдача внешней поверхности оказывается на 18% выше, чем при осевом течении теплоносителя.

Выводы

1. Шипы, в определенных диапазонах их геометрических характеристик, могут быть эффективным средством интенсификации теплоотдачи в

кольцевых каналах с закрученным течением теплоносителя, особенно на их внутренней поверхности.

2. Уравнения, приведенные в статье, рекомендуются для расчетов теплоотдачи в кольцевых каналах рекуперативных устройств и теплообменников с закрученным и осевым течениями теплоносителя.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Конвективный теплообмен в кольцевом канале с циклонным генератором закрутки / Ю.Л. Леухин., Э.Н. Сабуров, С.И. Осташев С.И. и др. // Энергетика. – 1990. – № 9. – С. 86–90. – (Изв. высш. учеб. заведений).

2. Петухов Б.С., Генин Л.Г., Ковалев С.А. Теплообмен в ядерных энергетических установках. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 470 с.

3. Сабуров Э.Н., Леухин Ю.Л., Осташев С.И. Сопротивление оребренного шипами кольцевого канала рекуперативного устройства с циклонным генератором закрутки потока // Лесн. журн. – 2000. – № 4. – С. 117–123. – (Изв. высш. учеб. заведений).

4. Сабуров Э.Н. Циклонные нагревательные устройства с интенсифицированным конвективным теплообменом. – Архангельск: Сев.-Зап. кн. изд-во, 1995. – 341 с.

Архангельский государственный технический университет

E.N. Saburov, Yu.L. Leukhin, S.I. Ostashev

Heat Transfer in the Finned Annular Channel of the Recuperative Device with a Cyclone Generator of Swirling Flow

The results of the experimental research have been analyzed for heat transfer enhancement in the annular channel of the recuperative device with a cyclone generator of swirling flow by installing hollow pikes on its inner surface. The easy-to-use equations for heat transfer calculation are suggested.
