УДК 532.5.013.12

ТЕПЛОГИДРАВЛИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ КРЕСТООБРАЗНОЙ ВСТАВКИ С ЗАКРУТКОЙ ПОТОКА У СТЕНКИ

Доник Т.В., Халатов А.А.

Институт технической теплофизики НАН Украины, Киев, Украина

АННОТАЦИЯ

Выполнено экспериментальное исследование теплообмена и гидравлических потерь в трубе с крестообразной вставкой и закруткой потока у стенки. Закрутка потока осуществлялась за счет отгиба лепестков вставки высотой 10 мм на угол от 15° до 45°. Анализируется теплогидравлическая эффективность предлагаемого метода интенсификации теплообмена.

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

w - среднерасходная скорость

d - диаметр трубы

$\Delta\rho$ - перепад статического давления на длине экспериментального участка

f - коэффициент гидравлического сопротивления экспериментального участка

l - длина экспериментального участка

$\overline{Nu}_d$ - число Нуссельта по диаметру трубы

Re_d - число Рейнольдса по диаметру трубы

Греческие символы

φ - угол закрутки потока

ρ - плотность воздуха

Индексы

d - диаметр трубы

0 - осевое стабилизированное течение (труба без вставки)

г - геометрическое значение.

ВВЕДЕНИЕ

Проблема интенсификации теплообмена в каналах продолжает привлекать внимание исследователей в связи с разработкой новых энергетических установок, интенсивных технологических аппаратов, промышленных теплообменников, рекуператоров теплоты, химических реакторов.

Для интенсификации внутреннего теплообмена широко используются закрутка потока, турбулизация потока, оребрение поверхности, выступы и углубления различной формы, а также другие методы [1, 2]. Одним из эффективных и простых в исполнении методов интенсификации теплообмена является закрутка потока. Однако используемые в настоящее время закручивающие устройства (завихрители, скрученные ленты, шнеки, спиральная накатка и спиральное оребрение) обладают рядом недостатков, которые сужают область их использования. Главными из них являются большие потери давления за счет вращения всего потока, а в ряде случаев - недостаточно высокая интенсивность закрутки потока у поверхности канала.

В настоящей работе рассмотрены крестообразные вставки с закруткой потока у стенки канала, обладающие технологичностью изготовления и свойством самоочистки от промышленных загрязнений. За счет перераспределния осевого и закрученного потоков такие закручивающие устройства позволяют регулировать интенсивность теплообмена в широких пределах при неизменном расходе теплоносителя в канале.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

Ввиду сложной вихревой структуры потока для исследования выбран экспериментальный метод. Схема экспериментальной установки и результаты тестовых экспериментов представлены в работе [3]. Исследуемая крестообразная вставка представлена на рис.1. Закрутка потока

осуществляется с помощью отгиба лепестков вставки у стенки канала на угол $\varphi_г$=15º, 25º, 30º, 35º, 40º, 45º. Дискретные прямоугольные струи, выходящие из отверстий оребрения, попадают в отверстия соседнего оребрения, далее движутся через отверстия других ребер, тем самым, образуя систему винтовых линий, которые обеспечивают закрутку потока у стенки трубы.

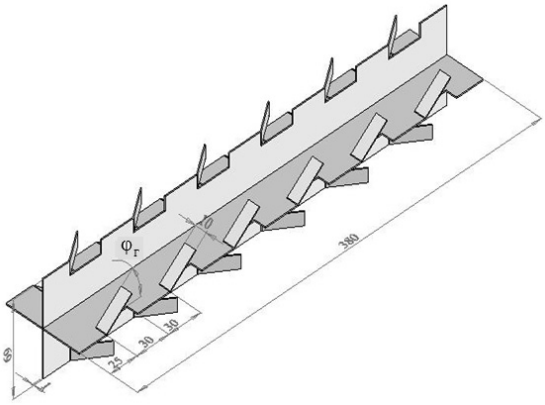

Рис.1 Крестообразная вставка с закруткой потока у стенки канала (схема и основные геометрические размеры).

Изучался средний теплообмен от поверхности трубы к потоку воздуха в условиях близких к закону q_w=const при квазиизотермических условиях. Напряжение на клеммах омического нагревателя измерялось вольтметром Щ4313, а ток в спирали – с помощью шунта и цифрового милливольтметра В7–46/1.

В экспериментах измерялись расход воздуха (расходомер Вентури), средняя температура воздуха на входе в рабочий участок (образцовый термометр) и на выходе (смеситель [3]), а также температура внутренней поверхности трубы в нескольких семи точках. Температура поверхности трубы измерялись хромель–алюмелевыми термопарами. Средний коэффициент теплоотдачи определялся на основе теплового баланса. Для определения сопротивления канала измерялся перепад статического давления на длине рабочего участка в изотермических условиях. При измерениях на выходе устанавливался успокоительный участок трубы длиной 400 мм.

Расход воздуха в экспериментах составлял 0,034…0,089 кг/с, число Рейнольдса Re_d, вычисленное по диаметру трубы, изменялось от $4\cdot10^4$ до $9\cdot10^4$, что соответствовало условиям развитого турбулентного режима. Температура воздуха на входе в канал составляла 21…28ºС. Экспериментальный участок имел достаточно высокую теплоемкость, поэтому время выхода на стационарный режим при проведении экспериментов составляло не менее 1,5 часов.

Результаты определения среднего теплообмена при различных значениях $\varphi_г$ представлены на рис.2, 3. В области $\varphi_г$=15…30º теплообмен возрастает на 80…150% по сравнению с теплообменом при осевом стабилизированном турбулентном течении в трубе (линия 1). При увеличении угла закрутки от 30º до 35º происходит уменьшение теплообмена, однако в области $\varphi_г$=40...45º он вновь возрастает.

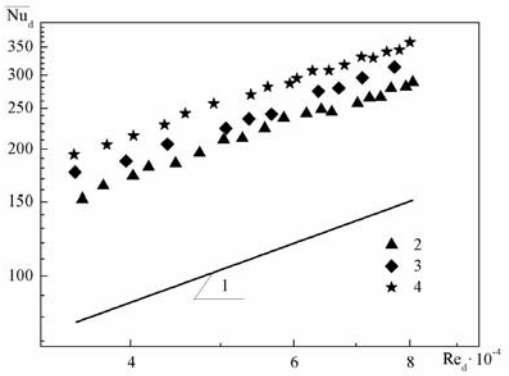

Рис.2 Средний теплообмен в трубе: крестообразная вставка с закруткой потока у стенки. 1 – осевое стаби лизированное турбулентное тече ние; 2 – $\varphi_г$ = 15º; 3 – = 25º; 4 – = 30º.

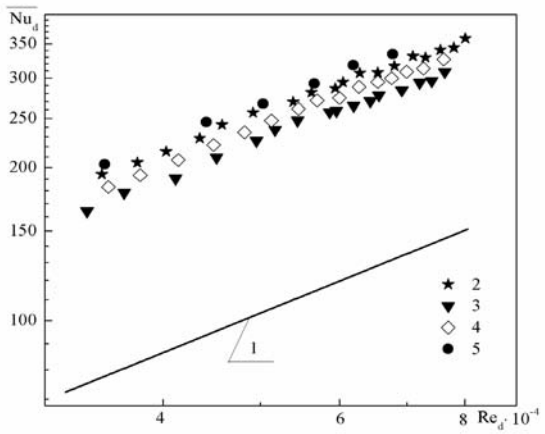

Рис.3 Средний теплообмен в трубе: крестообразная вставка с закруткой потока у стенки: 1 – осевое стабилизированное турбулентное течение; 2 – $\varphi_г$=30º; 3 – = 35º; 4 – = 40º; 5 – = 45º.

На рис.4 представлена зависимость отношения Nu_d/Nu_o от угла закрутки $\varphi_г$. Как следует, имеет место немонотонное, с локальным максимумом и минимумом, изменение отношения Nu_d/Nu_o в зависимости от угла $\varphi_г$, что связано со сложным механизмом течения и теплообмена в канале с закруткой потока у стенки.

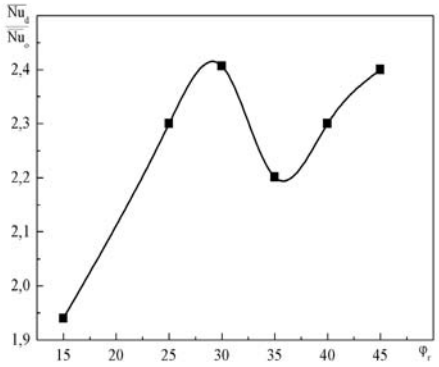

Рис.4 Зависимость отношения Nu_d/Nu_o от геометрическогоугла закрутки $\varphi_г$.

Будем считать, что в соответствии с принципом суперпозиции отдельных факторов средний теплообмен от стенки к потоку определяется уравнением $Nu_d=Nu_o \cdot \varepsilon_\varphi \cdot \varepsilon^*$, где Nu_o – средний теплообмен в трубе при осевом стабилизированном течении; ε_φ, ε^* – относительные функции закрутки потока и вихревого перемешивания.

В таблице приведены результаты определения функций ε_φ и ε^*, где значение ε_φ рассчитывалось в соответствии с теорией винтовой линии [4]. При $\varphi_г < 30^o$ преобладает вихревое перемешивание потока, при $\varphi_г = 35^o$ имеет место соизмеримый вклад закрутки и вихревого перемешивания, а при при $\varphi_г > 35^o$ – доминирует закрутка потока.

Таблица. Факторы закрутки и вихревого перемешивания

$\varphi_г$	Эксперимент Nu_d/Nu_o	Закрутка потока, ε_φ	Вихревое перемешивание, ε_*	
			Эксперимент	Полная закрутка в трубе [4]
15°	1,52	1,05	1,45	1,00
25°	1,83	1,15	1,59	1,04
30°	1,91	1,22	1,56	1,09
35°	***1,74***	***1,32***	***1,32***	*1,14*
40°	*1,81*	*1,45*	*1,25*	*1,19*
45°	1,88	1,62	1,16	1,26

Такой характер влияния отдельных факторов обусловлен тем, что при $\varphi_г < 35^o$ струя ударяется о поверхность ребра со «скольжением» и не попадает в канал закрутки. При $\varphi_г=35^o$ струя из каждого канала закрутки попадает в соседний канал, формируя систему закрученных струй, и вклад закрутки потока и вихревого перемешивания становится соизмеримым. При $\varphi_г > 35^o$ струи импактно ударяются о поверхность ребер вставки и формируют вторичную закрутку потока. При всех углах имеет также место взаимодействие потока с внешней частью лепестков, что формирует дополнительную вихревую структуру.

Результаты определения коэффициента гидравлического сопротивления в зависимости от числа Рейнольдса Red представлены на рис.5. Здесь $f = 2\,\Delta\rho/(l/d)pw^{-2}$ - гидравлическое сопротив-ление трубы со вставкой. Как видно из рисунка, коэффициент сопротивления уменьшается с ростом числа Re_d и увеличивается с ростом угла закрутки $\varphi_г$.

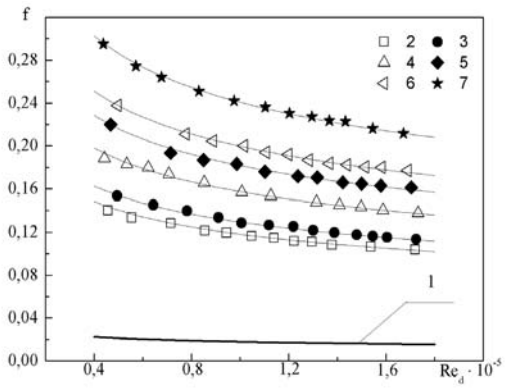

Рис.5 Гидравлическое сопротивление: крестообразная вставка с закруткой потока у стенки: 1 – осевое стабилизированное турбулентное течение; 2 – $\varphi_г$ = 15°; 3 – = 25°; 4 – = 30°; 5 – = 35°; 6 – = 40°; 7 — = 45°;

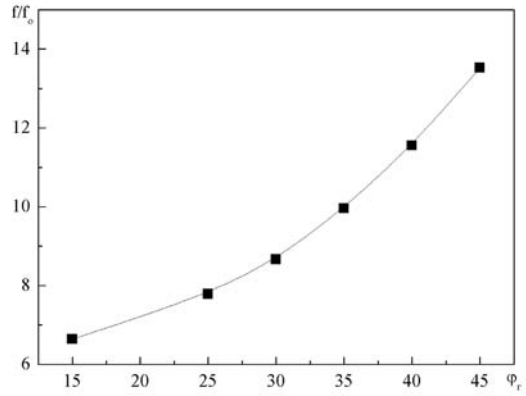

Рис.6 Зависимость отношения f/f_o от геометрического угла закрутки $\varphi_г$.

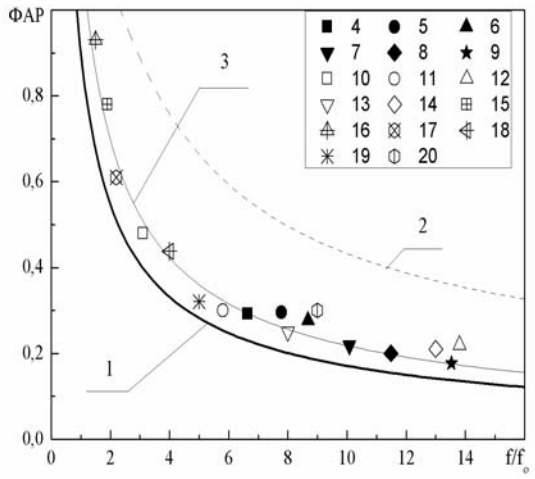

Рис.7 Фактор аналогии Рейнольдса (ФАР) в канале: интенсификаторы, выступающие в поток: 1 – оребрение при высоких числах Рейнольдса; 2 – поверхностные сферические углубления при низких числах Рейнольдса; 3 – обобщающая линия; 4 – 9: данные настоящего исследования: 4 – φг=15°; 5 – = 25°; 6 – = 30°; 7 – = 35°; 8 – = 40°; 9 – = 45°; 10 – 12: крестообразная вставка: 10 – гладкая поверхность; 11 – сферические углубления на поверхности вставки; 12 – сферические углубления и ребра на поверхности вставки; 13 – проволочные спиральные вставки; 14 – внутренние спиральные выступы; 15 – внутренние сферические выступы; 16 – винтовые трубы; 17 – каналы переменного сечения; 18 – цилиндрические штырьки; 19 – внутреннее спиральнее углубление; 20 – внутреннее кольцевое оребрение.

На рис.6 представлена зависимость отношения f/f_o от угла закрутки $\varphi_г$. Это изменение автомодельно по числу Re_d, но в отличие от зависимости Nu_d/Nu_o его изменение имеет монотонный характер.

На рис.7 в координатах ФАР (фактор аналогии Рейнольдса)

$$ФАР = \frac{Nu_d / Nu_o}{f / f_o}$$

и f/f_o представлены данные настоящего исследования, а также результаты, полученные для других устройств, использующих принцип закрутки и отрыва потока.

При использовании такой системы координат все методы интенсификации теплообмена располагаются в области между данными для оребрения при высоких числах Рейнольдса (линия 1) и данными для поверхностных сферических углублений при низких числах Рейнольдса (линия 2). Наиболее высокое теплогидравлическое качество интенсификатора теплообмена характеризуется приближением его данных к линии 2.

Из анализа данных, представленных на рис.7, можно сделать следующие основные выводы:

1) Экспериментальные данные различных авторов располагаются на обобщающей линии 3;

2) Хотя эти данные относятся к различным методам интенсификации теплообмена, но их объединяет общий механизм интенсификации теплообмена за счет закрутки потока и его отрыва;

3) На линии 3 располагаются также данные настоящего исследования для $\varphi_г$=15°, 35°, 40° и 45°;

4) Данные для $\varphi_г$=25° и 30° располагаются незначительно выше обобщающей линии 3. Очевидно, в области $\varphi_г$ = 25°…35° (незначительная закрутка потока и преобладание вихревого перемешивания) теплофизическое качество интенсификатора теплообмена несколько улучшается.

ВЫВОДЫ

- Изучен средний теплообмен и сопротивление в трубе с крестообразной вставкой и закруткой потока у стенки. Построена диаграмма теплогидравлической эффективности.
- Интенсификаторы, имеющие различную конструкцию, описываются единой кривой на диаграмме теплогидравлической эффективности, что обусловлено достаточно общим механизмом интенсификации теплообмена.
- Для вставок с $\varphi_г$=25° и 30° наблюдаются наилучшие теплогидравлические характеристики; наиболее высокий уровень интенсификации теплообмена получен при $\varphi_г$=45°.

ЛИТЕРАТУРА

1. Исаченко В. П., Осипова В. А.., Сукомел А. С. Теплопередача. Изд. 3-е перераб. и доп. М.: Энергия, 1975. − 488 с.
2. Калинин Э. К., Дрейцер Г. А., Ярхо С. А. Интенсификация теплообмена в каналах. М.: Машиностроение, 1972. – 220 с.
3. Доник Т. В., Халатов А. А., Борисов И. И. Теплообмен при течении воздуха в круглой трубе с крестообразной вставкой // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2011. – 3/10(51). – С. 21 – 24
4. Халатов А. А. Теория и практика закрученных потоков. – К.: Наукова думка, 1989. – 198 с.