

В.Г. ПАВЛОВСКИЙ, д-р техн. наук.

Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт"

ИНТЕНСИФИКАЦИЯ КОНВЕКТИВНОГО ТЕПЛООБМЕНА В НЕКРУГЛЫХ КАНАЛАХ

В статье приведены результаты исследования интенсификации конвективного теплообмена в некруглых каналах, які мають кутові зони (призматичні канали), методом штучної турбулізації пристінної області потоку повітря. в каналі Одержані розрахункові формули коефіцієнтів тепловіддачі у таких каналах залежно від геометричних критеріїв турбулізаторів в інтервалі чисел $Re = 6 \cdot 10^3 \div 8 \cdot 10^4$. Зроблений висновок, що інтенсивність теплообміну в призматичних каналах з турбулізаторами на стінках зростає, але її величина менш, ніж в круглій трубі.

Разработка и создание новых типов поверхностей теплообменников с использованием некруглых каналов нашло широкое применение в пластинчато-ребристых конструкциях и в воздушной полости трубчато-водяных транспортных радиаторов (рис. 1) [1].

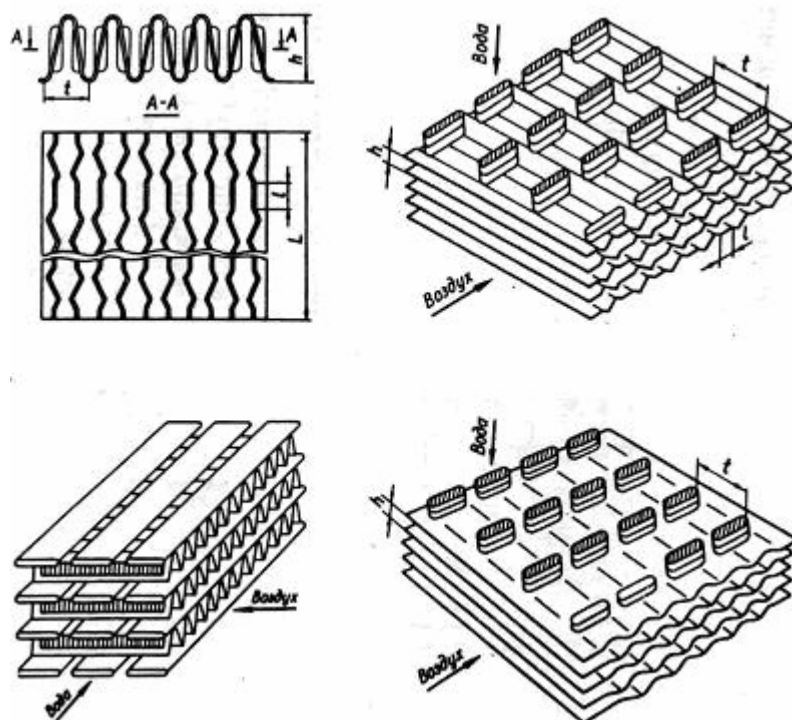


Рис. 1

В таких теплообменниках очевидно необходима высокая тепловая эффективность. Достигнуть большого количества переданного тепла в них можно двумя методами: приращением теплоотдающей поверхности F и увеличением скорости движения теплоносителя ($\alpha \sim w$), или подбором надлежащих физических качеств жидкости ($Nu \sim Pr$) и влиянием на структуру потока теплоносителя.

При взаимодействии теплопередающей поверхности с потоком газа или

жидкости главное сопротивление теплопередаче оказывает пограничный слой, который образуется на стенке. Вместе с буферным слоем между ядром потока и этим слоем они имеют до 80 % термического сопротивления в поперечном сечении канала и благодаря этому влияют на интенсивность теплоотдачи. Чем больше толщина пограничного слоя, тем меньше теплоотдача в канале. Это подтверждается характером изменения коэффициента конвективного теплообмена по длине канала, когда максимум α_{\max} ($L = 0$) изменяется на минимум α_{\min} и остается неизменным на участке тепловой (термической) стабилизации. Ввиду этого, главные методы интенсификации конвективного теплообмена должны быть направлены на разрушение или искусственную турбулизацию пограничного слоя. Одним из таких эффективных методов есть генерация элементами шероховатости вихревого течения в пристенной зоне. Этот метод целесообразно использовать при турбулентном гидродинамическом режиме. Причем, оптимальный эффект интенсификации можно достигнуть в потоке газа, если турбулизировать всю область возле стенки, а в жидкостях с большим значением Pr — только вязкий подслой. Чем больше Pr , тем при меньшей высоте выступов шероховатости будет достигнут значительный рост теплоотдачи.

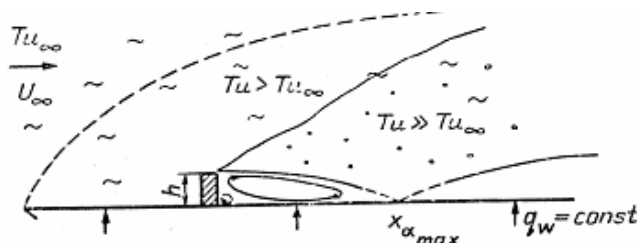


Рис. 2

Наиболее детально изучены характеристики конвективного переноса теплоты за искусственной шероховатостью на стенке круглой цилиндрической трубы [1]. На теплопередающей поверхности поперек набегающего потока через интервалы b периодически располагаются выступы-турбулизаторы высотой h (рис. 2), соизмеримой с толщиной пограничного слоя. Такие турбулизаторы изменяют структуру потока за счет вихрей, возникающими за ними у стенки (рис. 2), а также периодически срывают пограничный слой, и этим обеспечивают увеличение конвективного теплообмена. Чтобы рост конвективного теплообмена опережал рост гидравлического сопротивления

$$\eta = \frac{Nu}{\xi} \cdot \frac{\xi_{\text{ГЛ}}}{Nu_{\text{ГЛ}}} > 1 \quad (1)$$

рекомендуется использовать выступы – турбулизаторы с хорошо обтекаемыми профилями [2].

В каналах некруглого поперечного сечения и в призматических трубах с угловыми зонами, существуют "узкие" зоны (зоны острых углов) и "широкие" зоны (зоны прямых и тупых углов). Благодаря таким зонам структура потока в некруглых каналах формируется отлично от круглой цилиндрической трубы. Например, при турбулентном гидродинамическом режиме в ядре потока, в "узких" зонах канала такой режим может не получить развитие и сохраниться ламинарное движение жидкости. Поэтому в каналах различной формы поперечного сечения граница перехода к турбулентному гидродинамическому режиму определяется разными числами Рейнольдса: в прямоугольной – 4000, в трапецеидальной – 6000, в треугольной – 8000.

Эта особенность формирования гидродинамической структуры потока в некруглых каналах влияет на интенсивность конвективного теплообмена в канале и делает ее отличной от круглой цилиндрической трубы. Для подтверждения такого предположения были проведены экспериментальные исследования [3] при $Pr = 0,7; 7,0$ и $220,0$ и $Re_d = 8,5 \cdot 10^3 \div 14 \cdot 10^3$ в призматических каналах с разной формой поперечного сечения и в круглой цилиндрической трубе, где за определяющий размер принят эквивалентный диаметр, а определяющая температура – среднемассовая температура потока. Исследования показали, что конвективный теплообмен в призматических каналах и в круглой цилиндрической трубе определяются одним критериальным уравнением, но интенсивность теплообмена у них различная:

$$\tilde{Nu}_d(z) = C_i Re_{d,ж}^{0,8} Pr_{ж}^{0,4} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0,25}, \quad (2)$$

где в круглом поперечном сечении $C_i = 0,022$, в прямоугольном сечении $C_i = 0,022$, в трапецидальном сечении $C_i = 0,021$, в треугольном сечении $C_i = 0,019$.

Из этих результатов можно сделать вывод, что влияние угловых зон прямоугольного канала или близких к ним угловых зон трапецидального канала на конвективный теплообмен очень мало. Из-за застойного течения в "острых" угловых зонах треугольного канала средний по периметру такого канала коэффициент теплообмена здесь меньше, чем в круглой трубе примерно на 18 %, хотя канал и труба имели одинаковые эквивалентные диаметры. Таким образом, использование эквивалентного диаметра не является достаточным условием, что бы рассчитывать интенсивность теплообмена в некруглом канале по критериальным уравнениям для круглых труб.

В качестве метода увеличения конвективного теплообмена в некруглых каналах использовались выступы-турбулизаторы по периметру канала. Опытные данные по теплоотдаче к потоку воздуха в круглой цилиндрической трубе и в призматических каналах с выступами-турбулизаторами на стенках представлены на рис. 3.

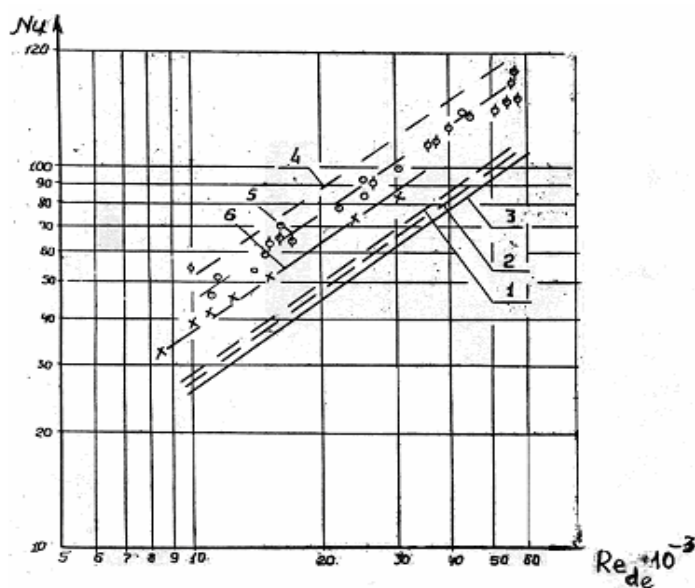


Рис. 3

Получены расчетные зависимости для коэффициента теплоотдачи при $Re = (6 \div 80) \cdot 10^3$ и геометрическими параметрами призматических каналов с турбулизаторами $h = 2,0$ мм и $2h / H = 0,13 \div 0,2$, $K_b = b / h = 18 \div 78$:
в прямоугольном

$$\begin{aligned} Nu &= (0,03 + C_1 C_2) Re^{0,8}; \quad C_1 = 1,04 h/b - 10,4 (h/b)^2; \\ C_2 &= 1,03 - 0,14 (2h/H) - 1,04 (2h/H)^2. \end{aligned} \quad (3)$$

в треугольном (кривая 6, без турбулизаторов – кривая 3)

$$Nu = (0,014 + 0,73 K_b^{-0,7}) Re^{0,8} \quad (4)$$

в трапецеидальном (кривая 5, без турбулизаторов – кривая 2)

$$Nu = (0,06 K_b^{-0,22}) Re^{0,8} \quad (5)$$

В круглой трубе при $Re = (3-8) \cdot 10^3$ и геометрическими параметрами трубы с турбулизаторами $h = 2,0$ мм, $h/d = 0,05$, $b/(d-2h) = 0,8 \div 2,5$, $K_b = b/h = 18 \div 78$ экспериментальные данные представлены кривой 4 (кривая 1 – труба без турбулизаторов)

$$Nu / Nu_{г\text{л}} = 4,8 K_b^{-0,26} \quad (6)$$

Из рис. 3 видно, что для призматических каналов с турбулизаторами интенсивность теплоотдачи больше, чем в каналах с гладкими стенками. Это свидетельствует о турбулизации потока в пристенной области и в угловых зонах каналов. Однако, при применении тубулизаторов в трубе круглого сечения достигнуто увеличение интенсивности теплоотдачи в 1,8 раза по сравнению с гладкими стенками трубы. В призматических каналах такой показатель меньше и составляет 1,4 в треугольном канале, 1,6 – в трапецеидальном канале.

Литература

1. Интенсификация теплообмена. Успехи теплопередачи, 2 // Вильнюс, "Мокслас", 1989 – с. 188
2. Павловский В.Г. К вопросу о влиянии конфигурации турбулизаторов на тепловую эффективность стенки каналов // Инж.-физ. журнал. 1969. – 17. – №1. – С.155-158.
3. Павловский В.Г. Проблемы охлаждения ускорительной техники (задачи и пути решения) // Проблемы машиностроения. 1989. – Вып. 31. – С.73-78.

© Павловский В.Г., 2005