

УДК 536.24: 541.11

## ТЕПЛОТДАЧА ПРИ ПОПЕРЕЧНОМ ОБТЕКАНИИ ВОЗДУХОМ ТРУБЫ С ИСКУССТВЕННОЙ АСИММЕТРИЕЙ

Халатов А.А., академик НАН Украины, Коваленко Г.В., канд. техн. наук, Мейрис А.Ж.

Институт технической теплофизики НАН Украины, ул. Желябова, 2а, Киев, 03680, Украина

Виконано експериментальне дослідження і комп'ютерне моделювання гідродинаміки і тепловіддачі циліндричної труби і труби з інтерцепторами, встановленими по черзі то на правій, то на лівій частині зовнішньої поверхні, при обтіканні їх повітрям.

Показано, що введення штучної тривимірності течії призводить до інтенсифікації тепловіддачі в дослідженому діапазоні швидкостей обтікання.

Выполнено экспериментальное исследование и компьютерное моделирование гидродинамики и теплоотдачи гладкостенной трубы и трубы с интерцепторами, установленными поочередно то на правой, то на левой части наружной поверхности, при обтекании их воздухом.

Показано, что введение искусственной трехмерности течения приводит к интенсификации теплоотдачи в исследованном диапазоне скоростей обтекания.

An experimental research and computer modeling airflow and heat transfer of smooth tube and pipe with interceptors, mounted alternately on the right and on the left side of the outer surface, were performed.

It was shown that the arrangement of an artificial three-dimensional flow leads to an intensification of heat transfer in the investigated range of flow velocities.

Библ. 6, рис. 4.

**Ключевые слова:** интенсификация теплообмена, теплоотдача и гидравлическое сопротивление, поперечное обтекание трубы, интерцепторы, установленные несимметрично.

$A$  – коэффициент;

$Nu_{av}$  – число Нуссельта среднее по поверхности;

$D$  – диаметр трубы;

$Re$  – число Рейнольдса;

$f_i$  – угол от лобовой образующей;

$s$  – длина интерцептора;

$h$  – высота интерцептора;

$V$  – скорость теплоносителя на входе в теплообменную поверхность;

$Nu$  – местное число Нуссельта;

$\nu$  – коэффициент кинематической вязкости.

### Введение

Создание эффективных и компактных теплообменных поверхностей является актуальной задачей в ряде областей техники. Трубчатые теплообменные поверхности показали свою надежность и технологичность, хотя по теплогидравлической эффективности их превосходят пластинчатые и поверхности со сложным формированием стенки.

При поперечном обтекании цилиндра (трубы) в его кормовой части образуется зона отрывных течений, характеризующаяся пониженной теплоотдачей [1, 2]. Одним из путей решения проблемы интенсификации теплообмена является принудительная турбулизация пограничного слоя [3].

В настоящем исследовании основное внимание уделяется организации искусственной трехмерности течения с помощью несимметрично установленных интерцепторов. На потенциальную полезность этого приема указывает сравнение коэффициентов лобового сопротивления цилиндров и шаров в диапазоне чисел Рейнольдса  $1000 \leq Re \leq 20000$ . В указанном диапазоне

коэффициенты, как для цилиндра, так и для шара изменяются мало. Турбулизация пограничного слоя происходит при числах Рейнольдса  $Re \approx 3 \cdot 10^6$ , но сами величины коэффициента сопротивления для цилиндра в 2,5 раза больше, чем для шара. Кормовой вихрь за шаром имеет возможность свернуться в плоскости перпендикулярной основному потоку и обеспечить более интенсивное обтекание кормовой части, чем в случае течения около цилиндра. Об этом свидетельствует сравнение уравнений, описывающих теплоотдачу при обтекании воздухом шара (1) [4] и цилиндра (2) [1].

$$Nu_{av} = 0,37 \cdot Re^{0,6} \quad \text{для } 17 \leq Re \leq 70000 \quad (1)$$

$$Nu_{av} = 0,25 \cdot Re^{0,6} \cdot Pr^{0,38} \cdot (Pr/Pr_w) \quad \text{для } 1000 \leq Re \leq 20000 \quad (2)$$

В исследуемом диапазоне скоростей числа Нуссельта для шара в 1,69 раза больше, чем для цилиндра, а теплогидравлическая эффективность, соответственно, в 4,2 раза.

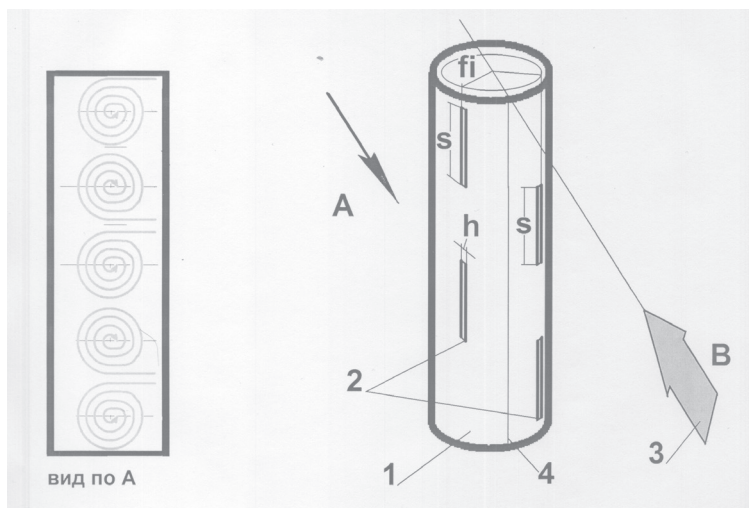
### Формулировка цели работы

Целью настоящей работы является оценка эффективности предлагаемого способа интенсификации теплоотдачи

трубчатой теплообменной поверхности с помощью интерцепторов, размещенных несимметрично на правой и левой (по отношению к направлению набегающего потока) частях трубы.

*Анализ результатов работы*

Схема размещения (козырьков) интерцепторов показана на рис. 1.



**Рис. 1. Схема элемента теплообменной поверхности:**

**1 – труба; 2 – (козырьки) интерцепторы; 3 – направление потока теплоносителя; 4 – лобовая линия.**

Оси труб 1 теплообменной поверхности размещены поперек потока теплоносителя 3. На боковых поверхностях труб имеются продольные козырьки (интерцепторы) 2, ориентированные по отношению к направлению потока под углом, находящемся в диапазоне  $-10^{\circ} \dots +10^{\circ}$ , причем козырьки на правой стороне трубы размещены в промежутках между козырьками левой стороны и наоборот. Длина козырьков и промежутков между ними  $s$  находится в диапазоне  $0,5 \dots 1,5$  диаметра трубы. Козырьки установлены на угловом расстоянии от лобовой линии теплообменной поверхности, величина которой находится в диапазоне  $83^{\circ} \dots 92^{\circ}$ , что соответствует месту отрыва ламинарного пограничного слоя. Высота козырьков находится в диапазоне, определяемом выражением (3) для толщины пограничного слоя [4].

$$h = A \times (0,7854 \cdot D) / (V/\nu)^{0,20}, \quad (3)$$

где коэффициент  $A$  выбирается в диапазоне  $1,18 \dots 0,74$ .

Коэффициенты теплоотдачи от описанной теплообменной трубчатой поверхности при  $h = 4$  мм определялись экспериментально в аэродинамической трубе открытого типа [5].

При поперечном обтекании трубчатого элемента теплообменной поверхности возникает отрыв потока. Причем, при обтекании гладкой трубы отрыв локализуется в точке, находящейся на угловом расстоянии  $fi < 90^{\circ}$  от лобовой точки трубы (рис. 1). Результатом отрыва потока является создание системы обособленных вихрей, «дорожка Кармана», которая является одной из основных причин возникновения зоны пониженного давления за трубой, ответственной за гидравлическое сопротивление теплообменной поверхности. Турбулентный пограничный слой характеризуется большей устойчивостью. В результате его отрыв происходит по-

сле прохождения потоком максимального поперечного размера трубы и размер зоны пониженного давления за трубой резко уменьшается [3].

В предлагаемой конструкции турбулизирующие козырьки установлены в зоне, где мог бы произойти отрыв ламинарного пограничного слоя, чем обеспечивается обтекание дополнительной части теплообменной поверхности турбулизированным потоком теплоносителя.

Периодичность размещения козырьков то на правой образующей трубы, то на левой, приводит к тому, что турбулизованная струя, шириной  $s$  заходит дальше на кормовую часть трубы, чем его «соседка» с гладкого участка, лишенного козырька. Это приводит к скручиванию вихрей, которые сходят с трубы в плоскости, перпендикулярной направлению потока, в устойчивые торообразной образования, характеризующиеся малым сопротивлением распространению в неподвижной окружающей среде, в связи с тем, что движение их внешних частиц компенсируется вращением потока внутри торообразного вихря.

Выбор длины козырьков и расстояния  $s$  между ними обусловлен тем, что она обеспечивает образование правильных торообразной вихрей, внешний диаметр которых не превышает диаметра (ширины) трубы.

Экспериментальные исследования, проведенные в Институте технической теплофизики НАН Украины с трубами диаметром  $20 \dots 24$  мм в потоке воздуха в диапазоне чисел Рейнольдса  $1000 \dots 16000$ , показали, что применение предложенных теплообменных поверхностей увеличивает коэффициент теплоотдачи на  $15 \dots 17\%$  при уменьшении гидравлического сопротивления на  $14\%$ .

Для объяснения причин интенсификации было проведено численное моделирование.

Расчеты проводились для чисел Рейнольдса, соответствующих скоростям во входном сечении в диапазоне 6...15 м/с.

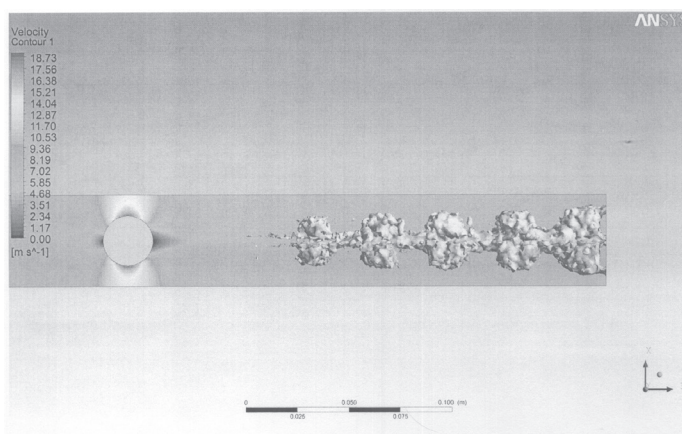
Граничные условия задавались следующим образом: на входе канала – скорость потока постоянная, температура воздуха – 22°C; на выходе из канала постоянное атмосферное давление; на поверхности исследуемой трубы – граничные условия первого рода –  $t = 0^\circ\text{C}$ , на верхней, нижней и боковых поверхностях канала – отсутствие теплообмена и симметричные граничные условия.

Расчет прекращался, когда в двух последовательных итерациях отсутствовали изменения в пятом знаке значений основных параметров.

Дискретизации расчетной области проводилась во встроенном редакторе сеток ANSYS ICEM CFD. На по-

верхности стенки создавались призматические слои, которые позволяют более качественно описывать процессы, происходящие в пограничном слое. Основные параметры дискретизации расчетной области: число призматических слоев – 10, фактор прироста призматических слоев 1,05. Максимальный размер ячейки в исследуемой модели составлял 5 мм. Количество элементов в модели составляло 11,5 млн. Теплофизические свойства воздуха задавались с помощью эмпирических уравнений.

При исследовании тестировались три модели турбулентности: SST модель Менгера и модели напряжений Рейнольдса – SSG и LRR. Лучшее совпадение с экспериментальными данными показала модель турбулентности SSG, которая и была выбрана для исследования течения.

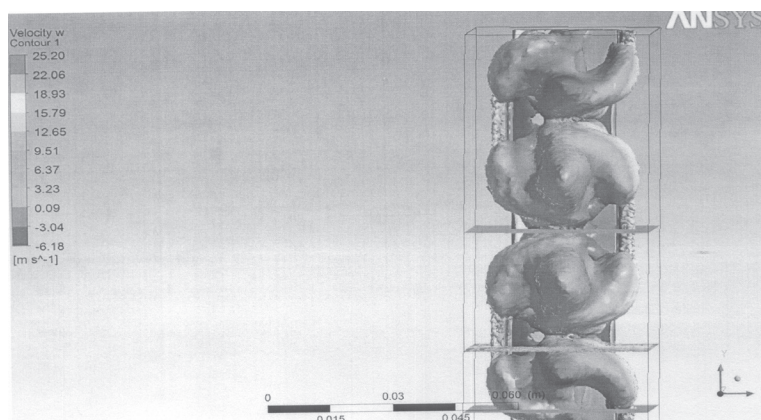


**Рис. 2. Вихревые структуры при обтекании гладкой трубы. (Компьютерное моделирование).**

При обтекании цилиндра в кормовой его части образуется отрыв пограничного слоя, который является причиной возникновения регулярной последовательности вихрей, называемой «дорожкой Кармана» [3]. Регулярные вихри, наблюдающиеся в диапазоне чисел Рейнольдса  $60 > Re \geq 5000$ , представляют собой цилиндрические образования с осью, параллельной оси цилиндра. При этом

коэффициент сопротивления в указанном диапазоне примерно равен единице.

Результаты компьютерного моделирования обтекания гладкого цилиндра показаны на рис. 2. За кормовой частью трубы находится зона обратных токов с малыми скоростями. Она занимает область размером около  $120^\circ$ . Длина и ширина крупных вихревых зон соизмерима с диаметром трубы.



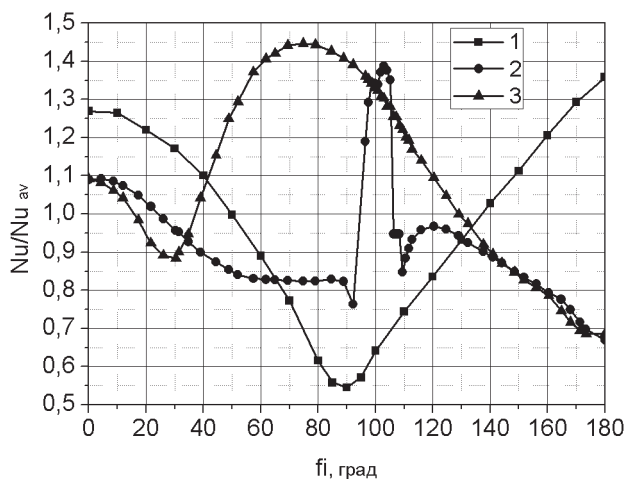
**Рис. 3. Вид на вихревые образования за кормовой частью трубы с искусственной асимметрией. (Компьютерное моделирование.  $Re = 36960$ ).**

Теплообменная поверхность с искусственной асимметрией работает следующим образом. Поток теплоносителя натекает на трубчатые элементы теплообменной поверхности и на каждом из них делится около лобовой образующей 4 (рис. 1) на два потока (условно говоря «правый» и «левый»). В результате несимметричного расположения турбулизирующих козырьков (интерцепторов) на расстоянии  $f_i$  от лобовой образующей один из них (например, «левый») тормозится и турбулизируется козырьком, в то время, когда «правый» поток беспрепятственно распространяется на кормовую часть трубы. В результате один из потоков, опережая другого, формирует за кормовой частью трубы вихрь в плоскости перпендикулярной направлению основного потока. Результаты компьютерного моделирования этого течения показаны на рис. 3.

Направления вращения соседних вихрей за кормовой частью трубы противоположны. Это приводит к появлению двух компонентов скорости, перпендику-

лярных к оси трубы за каждым козырьком (рис. 3). Наличие таких поперечных течений в области, где за гладкой трубой размещена застойная зона, является основой интенсификации теплообмена в кормовой части трубы. Размер зон пониженного давления в центре каждого из вихрей за кормовой частью трубы зависит от выбранной длины турбулизирующих козырьков и может быть меньше, чем застойная зона за гладкой трубой (начало «дорожки Кармана»), которая является одной из основных причин возникновения зоны пониженного давления за трубой, ответственного за гидравлическое сопротивление теплообменной поверхности). Турбулентный пограничный слой характеризуется большей устойчивостью. В результате размер зоны пониженного давления за трубой оказывается меньше, чем за гладкой трубой [3].

На рис. 4 показаны распределения относительных местных коэффициентов теплоотдачи по окружностям гладкой трубы [6] и трубы с искусственной асимметрией (компьютерное моделирование).



**Рис. 4. Изменение местного числа Нуссельта по окружности цилиндров, гладкого и цилиндра с интерцепторами:**  
 1 – гладкий цилиндр,  $Re = 40000$  [3]; 2 – полуцилиндр с интерцептором ( $Re = 36960$ );  
 3 – полуцилиндр без полуцилиндра интерцептора ( $Re = 36960$ ).

По оси ординат отложены значения местного числа Нуссельта, приведенные к величине средней по окружности. Для гладкой трубы показано распределение теплоотдачи на одном полуцилиндре (кривая 1). Для трубы с интерцептором кривая 2 иллюстрирует теплоотдачу полуцилиндра с козырьком, а кривая 3 соответствует полуцилиндру без козырька. От лобовой точки  $f_i = 0$  теплоотдача уменьшается вследствие нарастания толщины пограничного слоя. Минимум у кривой 1 соответствует естественному отрыву пограничного слоя. В месте расположения интерцептора ( $f_i \approx 90^\circ$ ) и сразу за ним на кривой 2 наблюдается резкий «всплеск» теплоотдачи. Увеличение теплоотдачи (наиболее значительное) происходит в части потока, повернувшего в область, не загроможденную козырьком. В результате график зависимости числа Нуссельта от угла  $f_i$  для трубы с интерцептором оказывается более заполненным, чем для гладкой трубы.

Экспериментальные исследования, проведенные в Институте технической теплофизики НАН Украины с трубами диаметром 20...24 мм в потоке воздуха в диапазоне чисел Рейнольдса 1000...16000, показали, что применение теплообменных поверхностей с искусственной асимметрией увеличивает коэффициент теплоотдачи на 15 % при уменьшении гидравлического сопротивления на 14 %.

В диапазоне чисел Рейнольдса  $1000 < Re < 16000$  коэффициенты теплоотдачи от пучка труб с интерцепторами превышали коэффициенты теплоотдачи гладких труб на величину от 15 % до 17 % при уменьшении гидравлического сопротивления на 14 %.

Компьютерное моделирование показало, что асимметрия расположения интерцепторов приводит к созданию устойчивой системы тороидальных вихрей вблизи кормовой поверхности трубы.

**Выводы**

1. Применение интерцепторов на трубчатых теплообменных поверхностях является перспективным способом интенсификации теплоотдачи.

2. Полученная степень увеличения теплоотдачи при смешанном режиме обтекания трубок составила от 15 % до 17 % и это при уменьшении гидравлического сопротивления на 14 %.

3. Изменение структуры течения в гидродинамическом следе трубы привело к увеличению скорости вблизи кормовой поверхности и благоприятному изменению теплогидравлической эффективности всей теплообменной поверхности.

**ЛИТЕРАТУРА**

1. *Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С.* Те-

плопередача. – Москва: «ЭНЕРГИЯ», 1975. – 488 с.

2. *Жукаускас А., Жюгжда И.* Теплоотдача цилиндра в поперечном потоке жидкости. Вильнюс: Мокслас, 1979. – 237 с.

3. *Шлихтинг Г.* Теория пограничного слоя. – Москва: Наука, 1969. – 744 с.

4. *Уонг Х.* Основные формулы и данные по теплообмену для инженеров. Пер. с англ. – М.: Атомиздат, 1979. – 216 с.

5. *Коваленко Г.В., Мейрис А.Ж.* Сравнение различных способов интенсификации теплообмена на цилиндрических поверхностях. Восточно-европейский журнал передовых технологий. 2013 г. 3/12 (63), С. 58 – 60.

6. *Мигай В.К., Фирсова Э.В.* Теплообмен и гидравлическое сопротивление пучков труб. – Ленинград: «НАУКА», 1986. – 195 с.

## HEAT TRANSFER AT THE CROSS FLOW OF A TUBE WITH AN ARTIFICIAL ASYMMETRY

Khalatov A.A., Kovalenko G.V., Meyris A.J.

Institute of Engineering Thermophysics of the National Academy of Sciences of Ukraine,  
vul. Zhelyabova, 2a, Kyiv, 03680, the Ukraine  
E-mail: gkliashkova5@gmail.com

One way of creating compact heat exchangers is the forced turbulence in the boundary layer.

Assessment of the effectiveness of the proposed method of heat transfer augmentation of the by the tubular heat exchange surface by means of spoilers disposed asymmetrically on the right and left (relatively to the free stream direction) half-cylinder of a tube.

The tube axes of heat exchange surface were placed across the heat transfer agent flow. On the external surface of the tubes the longitudinal shields (interceptors) were installed and interceptors on the right side of the tube were installed in the gaps between the interceptors of the left side and vice versa. The length of the interceptors and intervals between them were in the range 0.5 ... 1.5 of the tube diameter. Interceptors were installed at an angular distance 83°...92° from the leading edge of the tube which corresponds to the place of the laminar boundary layer separation point. The height of the interceptors was not exceeded the of the boundary layer thickness. References 6, figures 4.

Heat transfer and fluid dynamics of one row tube bundle with interceptors were determined experimentally in a wind tunnel of the open type.

As found in the range of Reynolds numbers from 1000 to 16000 the heat transfer coefficients from the tube bundle with interceptors exceeded the heat transfer coefficients from the smooth tube from 15 % to 17 % at the pressure drop reduction by 14 %.

Computer simulation has shown that the asymmetry of interceptor arrangement leads to the creation of a stable

group of the toroidal vortices near tube back side.

Conclusions:

1. Application of interceptors on the tubular heat exchange surface is a promising technique of heat transfer augmentation.

2. The resulting rate of heat transfer augmentation at the mixed flow regime ranged from 15 % to 17 % at the pressure drop reduction by 14 %.

3. Changing of the flow structure in the hydrodynamic wake of the tube led to the increase in the speed near back side region and a favorable thermal-hydraulic efficiency of the entire heat exchange surface.

1. *Isachenko V.P., Osipova V.A., Sukomel A.S.* Teploperedacha [Heat transfer]. Moskva, «ENERGIYA» [“ENERGY”], 1975.488 p. (Rus.)

2. *Zhukauskas A., Zhyugzhda J.* Teplootdacha tsilindra v poperechnompotokezhidkosti [The heat transfer of the cylinder in the cross flow of fluid]. Vilnius: Mokslas [Mokslas], 1979. 237 p. (Rus.)

3. *Shlihting H.* Teoriya pogranichnogo sloya [Boundary - Layer Theory]. Moskva, Nauka, 1969. 744 p. (Rus.)

4. *Wong H.* Osnovnyie formulyi i dannyye po teploobmenu dlya inzhenerov [Basic formulas and data on heat transfer for engineers]. Per. s angl. M., Atomizdat [Atomizdat], 1979. 216 p. (Rus.)

5. *Kovalenko G.V., Meyris A.Zh.* Sravnenie razlichnyih sposobov intensivatsii teploobmena na tsilindricheskih poverhnostyah [Comparison of different ways of heat exchange intensification on cylindrical surfaces]. Vostochno-evropeyskiy zhurnal peredovyih tehnologiy [Eastern European Journal of Advanced Technologies]. 2013 g. 3/12 (63), P. 58 – 60. (Rus.)

6. *Migay V.K., Firsova E.V.* Teploobmen i gidravlichesкое soprotivlenie puchkov trub [Heat transfer and hydraulic resistance of tube bundles]. Leningrad: «NAUKA» [SCIENCE], 1986. 195 p. (Rus.)

Получено 30.03.2017

Received 30.03.2017