

Отметим, что периодически возникающие когерентные вихревые структуры в процессах ферментации играют определяющую роль рабочих элементов метода ДИВЭ, как и подобные вихревые образования при роторно-пульсационной и пневмо-пульсационной обработке дисперсных систем [2, 6].

Исследования выполнены при финансовой поддержке NATO Collaborative Linkage Grant (СВР. NUKR.CLG 981714).

ЛИТЕРАТУРА

1. Долінський А.А. Принцип дискретно-імпульсного вводу енергії та його використання в технологічних процесах // Вісник АН УРСР. — 1984. — №1. — С. 39–46.
2. Накорчевский А.И., Басок Б.И. Гидродинамика и тепломассообмен в гетерогенных систе-

мах и пульсирующих потоках (под ред. А.А. Долинского). — Киев, Наукова думка, 2001. — 348 с.

3. Авраменко А. А., Басок Б. И., Кузнецов А. В. Групповые методы в теплофизике. — Киев: Наукова думка, 2003. — 484 с.

4. Авраменко А. А., Кузнецов А. В., Басок Б. И. Неустойчивость биоконвективных процессов в пористых средах // Промышленная теплотехника. — 2003. — 25. — №1. — С. 17 — 23.

5. Metcalfe A.M., Pedley T.J. Falling plumes in bacterial bioconvection // J. Fluid Mech. — 2001. — Vol. 445, — P. 121 — 149.

6. Б.И. Басок, Б.В. Давыденко, Ю.С. Кравченко, И.А. Пироженко. Исследование микроструктуры потока жидкости в роторно-пульсационном аппарате // Доповіді НАНУ. — 2003. — № 11. — С.71–76.

Получено 14.09.2005 г.

УДК 536.24:535.2

БОРИСОВ И.И., ХАЛАТОВ А.А., КОБЗАРЬ С.Г.

Институт технической теплофизики НАН Украины

ТЕПЛООБМЕН И СОПРОТИВЛЕНИЕ В ЩЕЛЕВЫХ КАНАЛАХ СО СФЕРИЧЕСКИМИ УГЛУБЛЕНИЯМИ И ДИСТАНЦИОНИРУЮЩИМИ ЭЛЕМЕНТАМИ

Наведено результати експериментального дослідження теплообміну і аеродинамічного опору в плоскому каналі із сферичними заглибинами та дистанційними елементами. Проаналізовано вплив дистанційних елементів на параметр аналогії Рейнольдса та теплогідрравлічну ефективність.

Представлены результаты экспериментального исследования теплообмена и аэродинамического сопротивления в плоском канале со сферическими углублениями и дистанционирующими элементами. Проанализировано влияние дистанционирующих элементов на параметр аналогии Рейнольдса и теплогидравлическую эффективность.

The results of heat transfer and hydraulic resistance experimental study in a narrow channel with inserts controlling the channel height elements are presented. The influence of this inserts on the Reynolds analogy factor and thermal-hydraulic efficiency is also analyzed.

D — диаметр сферического углубления;
 d — диаметр сферического выступа;
 h — высота канала;
 f — коэффициент аэродинамического сопротивления;
 k_S — коэффициент увеличения поверхности;
 k_{Re} — параметр аналогии Рейнольдса;
 r_1 — радиус ребра в поперечном разрезе;

S_x — поперечный шаг сферических углублений;
 S_z — продольный шаг сферических углублений;
 Re — число Рейнольдса;
 Nu — число Нуссельта;
 δ — глубина сферического углубления.

Нижние индексы:

0 — аэродинамические и теплообменные характеристики гладкого канала.

Введение

В связи с развитием энергетических установок децентрализованного энергоснабжения (микротурбинных, дизельных), возросла потребность в теплообменниках для рекуперации и утилизации теплоты, к которым предъявляются высокие требования, как по эффективности теплообмена, так и по потерям давления. Так, для современных рекуператоров микротурбинных установок эффективность теплообмена должна быть не менее 90%, а суммарные относительные потери давления в обоих трактах – не более 5%. Кроме того, в некоторых случаях (в рекуператорах микротурбинных установок) имеет место значительное давление на стенки газовых каналов со стороны смежных воздушных. С одной стороны, выполнение требований по эффективности и сопротивлению предполагает высокую интенсификацию теплообмена при благоприятной теплогидравлической характеристике, а с другой стороны – при наличии давления на стенки со стороны смежных каналов – требуется установка соответствующих компенсаторов, контролирующих высоту канала, но создающих определенное загромождение сечения. Стремление к максимальной компактности теплообменника приводит к необходимости использования каналов с малым эквивалентным диаметром, что, наряду с соблюдением условий по эффективности теплообмена и сопротивлению, неизбежно снижает рабочее число Рейнольдса [1]. Дополнительным фактором, снижающим число Re , является достаточно высокий уровень температуры потока, влияющей на теплофизические свойства потока (например, для микротурбинных установок температура газа на входе в рекуператор составляет 700...800 °С). Так, для теплообменника, в котором использованы гофрированные каналы трапециевидального сечения [2], число Re составляет величину порядка 200, при этом значение параметра аналогии Рейнольдса $k_{Re} = \frac{Nu/Nu_0}{f/f_0}$ составляет около 0,2.

Улучшение теплогидравлической характеристики теплообменного канала позволяет работать при более высоких числах Рейнольдса, и, в результате – повышать коэффициент теплоотдачи

и снижать теплообменную поверхность. Известно [3], что высокую степень теплогидравлического совершенства имеют каналы с поверхностными генераторами вихрей (лунками), для которых параметр аналогии Рейнольдса выше единицы. Однако, в условиях загромождения потока она может существенно снижаться, поэтому, помимо изучения каналов с “чистыми” лунками, представляет интерес изучения влияния на теплообмен и гидродинамику дистанционирующих элементов, расположенных в канале.

Целью настоящей работы является экспериментальное исследование при низких и средних числах Рейнольдса теплообмена и сопротивления в узких каналах с поверхностными генераторами вихрей (лунками), при наличии в канале дистанционирующих элементов двух конфигураций: диагональных ребер и сферических выступов.

Экспериментальная установка и методика проведения экспериментов

Эксперименты по исследованию теплогидравлических характеристик каналов проводились на установке, схема которой показана на рис. 1. Воздух от компрессора 10 проходил через ротаметр 8, омический нагреватель 7, ресивер 5, сопло 6, соединительный прямоугольный канал 4, и затем подавался в рабочий участок 1. Рабочий участок располагался в емкости с проточной водой для его охлаждения. Вода подавалась из сети и поступала в емкость через ряд трубок, обеспечивающих импактное натекание, как на нижнюю, так и на верхнюю поверхность теплообмена. Кроме того, для обеспечения большей равномерности температуры стенки, в верхней части емкости устанавливалась мешалка с электродвигателем мощностью 90 Вт и числом оборотов вала 2700 об/мин. Изменение средне-массовой температуры воды в процессе теплообмена не превышало 0,5 °С.

Ресивер прямоугольного сечения был выполнен таким образом, что воздух, поступающий в него из нагревателя из трубы круглого сечения, вначале натекал на плоскую преграду, установленную посередине с прямоугольными зазорами от дна и крышки. В результате обеспечивалось

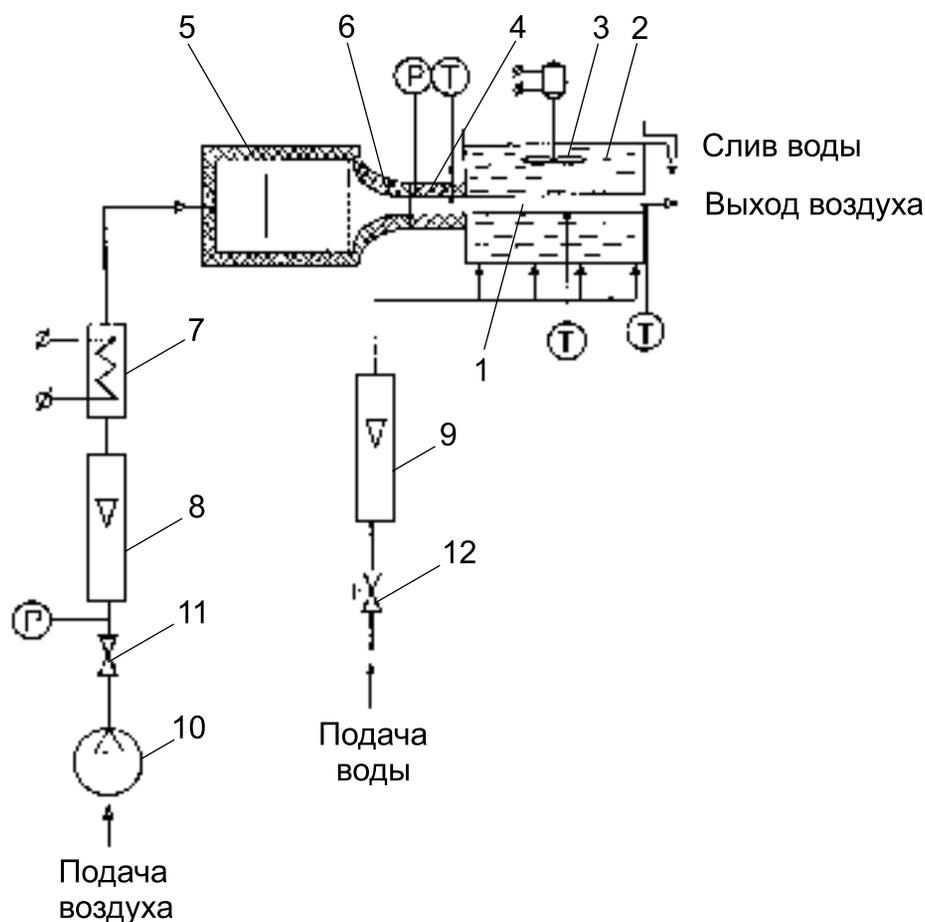


Рис. 1. Схема экспериментальной установки. 1 – экспериментальный канал; 2 – емкость с водой; 3 – мешалка; 4 – входной канал; 5 – ресивер; 6 – входное сужающееся сопло; 7 – омический нагреватель; 8, 9 – ротаметры; 10 – воздуходувка; 11, 12 – вентили.

равномерное распределение потока по ширине. Сопло на выходе из ресивера, выполненное по профилю Витошинского, обеспечивало равномерный профиль скорости по высоте прямоугольного канала. Кроме того, на входе в сопло устанавливалась выравнивающая сетка.

Внешняя поверхность ресивера, сопла и соединительного канала теплоизолировались базальтовой ватой с коэффициентом теплопроводности 0,04 Вт/м.К для минимизации тепловых потерь.

В экспериментах измерялись: расход газа, расход воды, температура газа на входе в канал и на выходе из него, температура стенки канала, перепад статического давления в канале. Диапазон изменения расхода воздуха составлял 0,5...15 г/с, температура воздуха на входе в канал варьировалась в диапазоне 50...120 °С. Расход газа, в зависимости от его величины, измерялся двумя сменны-

ми ротаметрами, прошедшими предварительную калибровку. Среднемассовая температура воздуха на входе в канал и на выходе из него, а также температура стенки канала, измерялись сертифицированными калиброванными хромель-алюмелевыми термопарами заводского исполнения. При измерении температуры потока, для минимизации погрешности, связанной с неравномерностью поля температур по высоте канала, термопары помещались в экраны из тонкостенной нержавеющей трубки. С целью исключения тепловых потерь, измерительные участки на входе и выходе снаружи теплоизолировались пенопластом. Термопара для измерения температуры стенки припаивалась к поверхности теплообмена с внешней стороны, примерно на расстоянии трети длины от входа в канал. Для проверки идентичности показаний термопар проводились тестовые

измерения температур потока и стенки в адиабатических условиях, с включенным нагревом, но без наполнения бака водой и с теплоизоляцией канала базальтовой ватой. При этом показания термомпар отличались не более чем на 0,5 °С. Поскольку при обработке данных основное значение имеют не абсолютные значения температур, а их разности, можно считать, что обеспечивалась необходимая точность экспериментов.

Для отбора статического давления использовались два приемных отверстия, на входе в канал и на выходе из него. Перепад давления измерялся водяным дифманометром, а при его малых значениях (менее 1000 Па) – микроманометром МКВ250-0,02 с ценой деления 0,1 Па.

Экспериментальные каналы

В экспериментах исследовались несколько типов теплообменных каналов (рис. 2). Их геометрические параметры приведены в табл. 1. Вариант 1 (рис.2а) представлял собой плоский щелевой канал, образованный поверхностями со сферическими углублениями, расположенными в шахматном порядке и зеркальным расположением противоположных пластин. Исследовались поверхности с относительной плотностью углублений по площади 55%. Поверхности с углублениями выполнялись с помощью штамповки из

тонколистовой нержавеющей фольги толщиной 0,2 мм. По бокам канала пластины приваривались контактной сваркой к полоскам калиброванной толщины (2,1 мм). Для увеличения жесткости канала (для варианта 1 без дистанционирующих элементов), и предотвращения его прогиба под воздействием воды, вдоль его центральной оси припаивались фиксирующие проволоки диаметром 0,8 мм, при этом в процессе пайки высота канала фиксировалась прижатием верхней и нижней пластин к помещенным внутрь пластинам калиброванной толщины (2,1 мм).

Вариант 2 (рис. 2б) представлял собой канал с углублениями с обеих сторон, с плотностью заполнения 55%, с соприкасающимися по вершинам диагональными ребрами. Вариант 3 представлял собой канал с диагональными ребрами без углублений, а вариант 4 – канал с лунками с обеих сторон, с плотностью заполнения 55% и дистанционирующими выступами, расположенными между углублениями (рис.2в). Кроме того, для проведения тестовых измерений использовался плоский канал.

Методика обработки экспериментальных данных

Интегральный тепловой поток определялся по балансовому соотношению, а при определении средней плотности теплового потока поверхнос-

Табл. 1. Геометрические и режимные параметры исследованных каналов

№	Характер канала	Диапазон Re	h , мм	S_x , мм	S_z , мм	D , мм	δ , мм	d , мм	r_1 , мм	k_S
1	Канал с углублениями на обеих поверхностях (рис. 2а)	950...26500	2,1	20	10	12	2,4	–	–	1,08
2	Канал с углублениями на обеих поверхностях, с диагональными ребрами (рис. 2б)	950...9050	2,0	20	10	12	2,4	–	1,0	1,16
3	Канал с диагональными ребрами без углублений	950...8500	2,0	–	–	–	–	–	1,0	1,08
4	Канал с углублениями на обеих поверхностях, со сферическими дистанционирующими выступами (рис. 2в)	950...5500	2,1	20	10	12	2,4	6,0	–	1,15

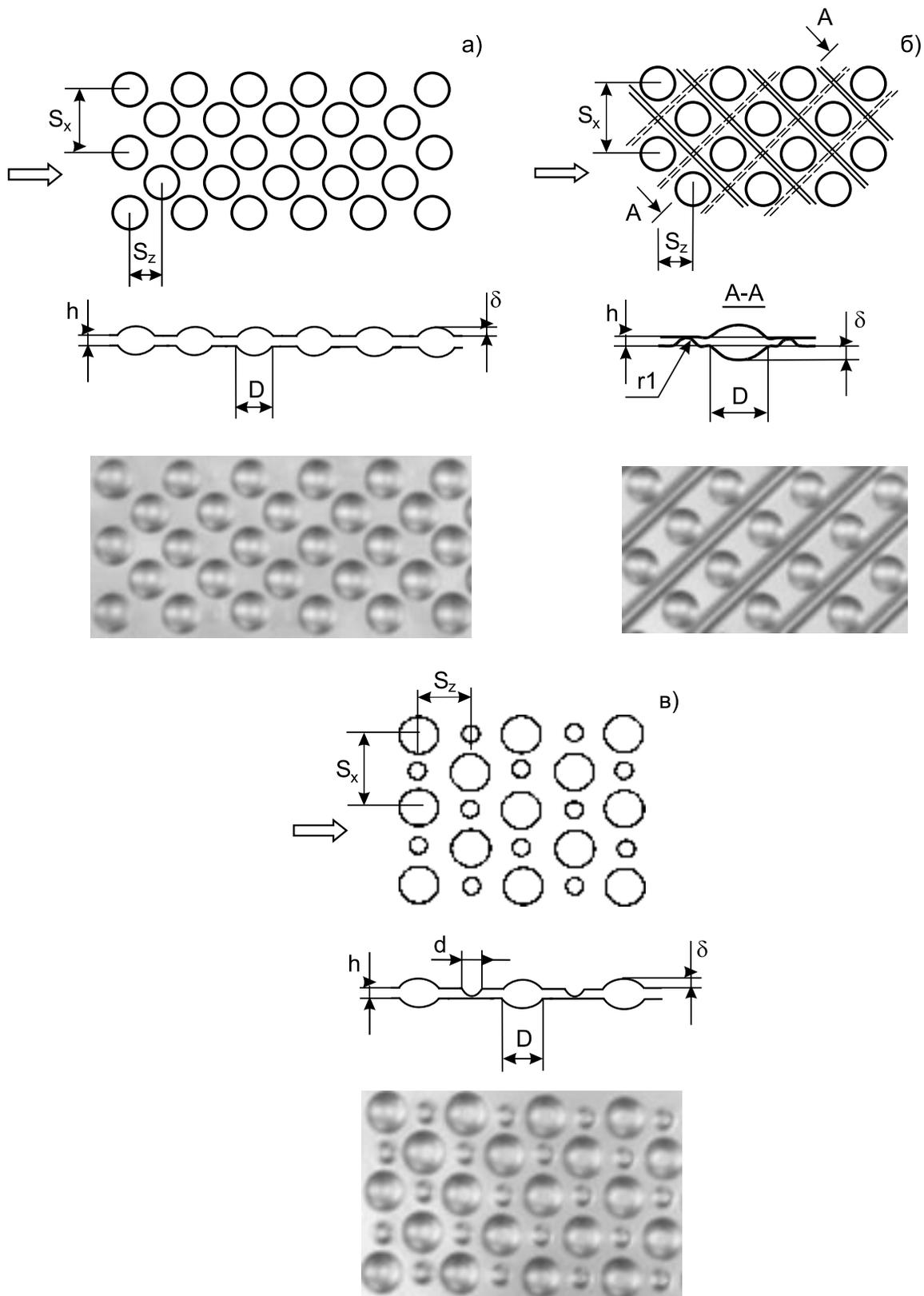


Рис. 2. Теплообменные каналы: а – канал с углублениями на обеих поверхностях; б – канал с углублениями и диагональными ребрами; в – канал с углублениями и дистанционирующими выступами.

ти рассматривались как проекции на плоскость. Температурный напор определялся как среднелогарифмический. Числа Рейнольдса и Нуссельта определялись по эквивалентному диаметру, а теплофизические свойства по среднеарифметической температуре потока. Средний коэффициент сопротивления определялся с использованием соотношения Дарси, при этом скорость газа в канале находилась по средней плотности и проходному сечению, соответствующему плоскому каналу. В качестве эквивалентного размера использовался тот же, что и при определении числа Нуссельта.

Основные относительные погрешности измерений составляли: массового расхода газа $\pm 2,1\%$; числа Рейнольдса — $\pm 2,3\%$; коэффициента теплоотдачи $12,7\%$; числа Нуссельта $\pm 13,6\%$; перепада статического давления $\pm 2,0\%$; коэффициента сопротивления $\pm 7,8\%$.

Результаты экспериментов

Результаты тестовых экспериментов с плоским каналом сравнивались с известными соотношениями для ламинарного ($Nu_0=7,6; f=96/Re$) и турбулентного ($Nu_0 = 0,0214(Re^{0,8}-100)Pr^{0,4}; f=0,316/Re^{0,25}$) потоков в канале [4]. Во всем диапазоне чисел Рейнольдса расхождение полученных данных с указанными зависимостями не превышало 4%. Переход от ламинарного к турбулентному течению имел место при $Re=2200...2500$, а развитое турбулентное течение возникало при $Re>3800$.

Результаты по теплообмену и сопротивлению в каналах с интенсификаторами показаны на рис. 3. Для канала с “чистыми” углублениями (без дистанционирующих выступов) число Нуссельта в диапазоне $900 < Re < 10000$ пропорционально $Re^{0,74}$, а при $Re > 10000$ — $Re^{0,8}$. Для сравнения на рис. 3 показана зависимость из работы [5] по исследованию теплообмена и сопротивления в канале со сферическими углублениями. В этой работе показатель степени при Re равен 0,76. Как видно из рисунка, данные настоящей работы расположены несколько ниже, однако различие не превышает 8%.

Наиболее высокий теплообмен и сопротивление имеет место в канале с диагональными ребрами без углублений (“вихревая матрица”), и в канале с углублениями и диагональными ребрами (варианты

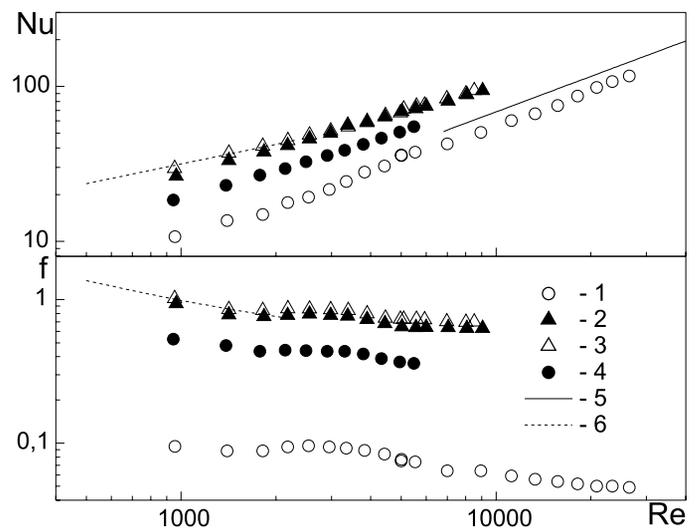


Рис. 3. Результаты по исследованию теплообмена и сопротивления.

1 — канал с углублениями на обеих поверхностях (рис. 2а); 2 — канал с углублениями на обеих поверхностях, с диагональными ребрами (рис. 2б); 3 — канал с диагональными ребрами без углублений; 4 — канал с углублениями на обеих поверхностях, со сферическими дистанционирующими выступами (рис. 2в); 5 — данные работы [5] по теплообмену в канале с углублениями; 6 — данные работы [6] по теплообмену и сопротивлению в канале с гофрированными поверхностями, пересекающимися под углом 90° .

3 и 2 соответственно). Для сравнения на рис. 3 показаны результаты работы [6] по исследованию теплообмена и сопротивления в канале с “вихревой матрицей”, образованном соприкасающимися гофрированными поверхностями с углом пересечения образующих 90° (таким же, как и в настоящих экспериментах), для малых чисел Рейнольдса от 100 до 2000. Как видно из рисунка, имеет место хорошее совпадение данных. Можно также отметить, что теплообмен и сопротивление для вариантов 2 и 3 примерно одинаковы, т.е. влияние углублений в данном случае практически отсутствует. Этот факт можно объяснить интенсивной турбулизацией потока, подавляющей поверхностную вихревую структуру, характерную для каналов с “чистыми” углублениями. Подобный эффект подавления вихревой структуры был также отмечен в работе [7], в которой приведены данные о влиянии трубчатых турбулизаторов на теплообмен в каналах

с углублениями. Теплообмен и сопротивление в канале с углублениями и сферическими дистанционирующими выступами несколько ниже, чем в канале с диагональными ребрами, однако существенно выше, чем в канале с углублениями без дистанционирующих элементов.

Результаты по интенсификации теплообмена и фактору увеличения сопротивления приведены на рис. 4. Как видно из рисунка, параметр интенсификации Nu/Nu_0 и фактор увеличения сопротивления f/f_0 , в значительной степени зависят от числа Рейнольдса. Для всех исследованных каналов фактор Nu/Nu_0 достигает максимума при $Re \approx 2400$. Наибольшая степень интенсификации теплообмена (порядка 6) достигается в каналах с диагональными ребрами с углублениями и без них. Для канала с углублениями и полусферическими дистанционирующими выступами (вар. 4) максимальное значение степени интенсификации составляет около 4, а для канала с “чистыми” углублениями – около 2,5. При значениях числа Рейнольдса больше 5000 зависимости Nu/Nu_0 и f/f_0 для всех исследованных вариантов становятся более пологими.

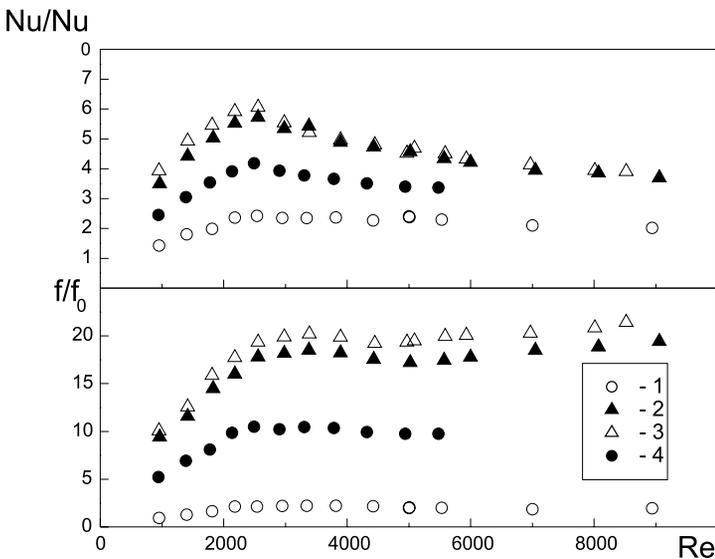


Рис. 4. Зависимость факторов интенсификации теплообмена и повышения сопротивления от числа Рейнольдса.

1 – канал с углублениями на обеих поверхностях (рис. 2а); 2 – канал с углублениями на обеих поверхностях, с диагональными ребрами (рис. 2б); 3 – канал с диагональными ребрами без углублений; 4 – канал с углублениями на обеих поверхностях, со сферическими дистанционирующими выступами (рис. 2в);

Результаты по параметру аналогии Рейнольдса $k_{Re} = (Nu/Nu_0)/(f/f_0)$, характеризующему сравнение каналов при одинаковой скорости течения, и теплогидравлическому фактору $\frac{Nu/Nu_0}{(f/f_0)^{0,33}}$ приведены на рис. 5. Как видно из рисунка, из всех исследованных каналов наибольшее значение k_{Re} , превышающее 1, получено для канала с “чистыми” углублениями, что говорит о его благоприятной теплогидравлической характеристике. Установка в канале с углублениями загромождающих элементов существенно снижает фактор аналогии Рейнольдса, что свидетельствует о нарушении структуры течения, характерной для канала с “чистыми” углублениями. Для канала с диагональными ребрами с углублениями и без углублений k_{Re} изменяется от 0,4 при малых числах Рейнольдса до 0,2 при $Re=10000$. Для канала с углублениями и дистанционирующими выступами фактор аналогии Рейнольдса имеет более высокое значение, он изменяется от 0,5 при малых числах Рейнольдса, до 0,35 при $Re=5500$ (при этом числе Рейнольдса для вариантов 2 и 3 $k_{Re} = 0,25$).

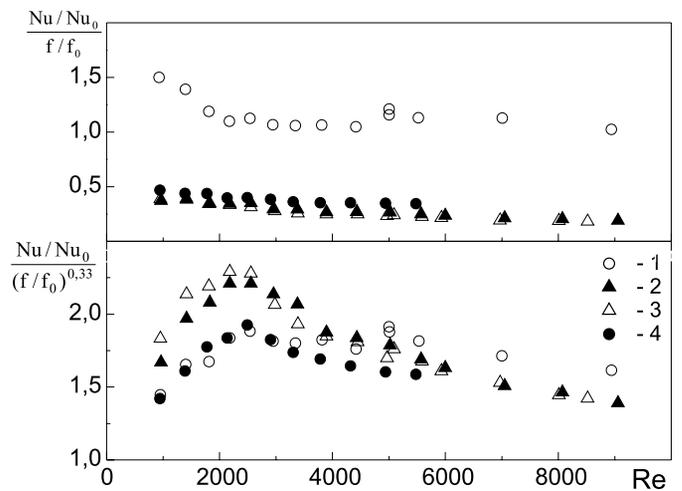


Рис. 5. Зависимость коэффициента аналогии Рейнольдса и теплогидравлического фактора от числа Рейнольдса. 1 – канал с углублениями на обеих поверхностях (рис. 2а); 2 – канал с углублениями на обеих поверхностях, с диагональными ребрами (рис. 2б); 3 – канал с диагональными ребрами без углублений; 4 – канал с углублениями на обеих поверхностях, со сферическими дистанционирующими выступами (рис. 2в);

Результаты по теплогидравлическому фактору (характеризующему сравнение каналов при одинаковом удельном расходе теплоносителя) показывают, что основное различие для всех исследованных вариантов имеет место при низких числах Рейнольдса. При числах $Re > 6000$ зависимость параметра $\frac{Nu/Nu_0}{(f/f_0)^{0,33}}$ от Re существенно ослабевает, и стремится к постоянной величине. Такой характер зависимости согласуется с данными работ [8,9], в которых проанализированы теплогидравлические характеристики различных каналов при высоких числах Рейнольдса. По данным работы [9], при числах Рейнольдса 50000 и 100000 все данные хорошо описываются зависимостью $f/f_0 = k(Nu/Nu_0)^n$, при этом коэффициент k не зависит от Re , а показатель n примерно равен 0,3.

Выводы

1. Из всех исследованных вариантов наивысшая интенсификация теплообмена имеет место в канале с диагональными ребрами (“вихревая матрица”).
2. Наиболее высокий параметр аналогии Рейнольдса, превышающий 1, имеет место в канале с углублениями без дистанционирующих элементов.
3. Установка в канале со сферическими углублениями дистанционирующих элементов существенно (в 3–5 раз) снижает параметр аналогии Рейнольдса; Для канала с диагональными ребрами с углублениями и без углублений k_{Re} изменяется от 0,4 при малых числах Рейнольдса до 0,2 при $Re=10000$. Для канала с углублениями и дистанционирующими выступами фактор аналогии Рейнольдса имеет более высокое значение, он изменяется от 0,5 при малых числах Рейнольдса до 0,35 при $Re=5500$.

4. Сферические углубления не оказывают влияния на теплообмен и сопротивление в канале с пересекающимися диагональными ребрами, что свидетельствует о подавлении поверхностной вихревой структуры, характерной для канала с “чистыми” углублениями.

ЛИТЕРАТУРА

1. Борисов И.И., Халатов А.А., Кобзарь С.Г. Рекуператоры для микротурбинных установок децентрализованного энергоснабжения // Пром. теплотехника.— 2005.—Т. 27.— №1.— С. 31–37.
2. Utriainen E., Sunden B. A comparison of some heat transfer surfaces for small gas turbine recuperators // ASME Paper GT2001–0474.
3. Borisov I., Khalatov A., Kobzar S., Glezer B. Comparison of Thermo-Hydraulic Characteristics for Two types of Dimpled Surfaces // ASME Paper GT2004-54204.
4. Schmidt, F., Henderson, R., & Wolgemuth, C. Introduction to Thermal Sciences. — John Wiley & Sons, New York, 1984.— NY.— 445p.
5. Gortyshov Y., Popov I., Amirkhanov R., Gulitsky K. Studies of hydrodynamics and heat exchange in channels with various types of intensifiers // Proc. of IHTC.— 1998.— Vol. 6.— pp.83–88.
6. Yin J., Li G., Ieng Z. Effects of corrugation angle on flow and heat transfer in cross corrugation channels with sinusoidal waves // ASME Paper GT2005–68282.
7. Нагога Г.П. Эффективные способы охлаждения лопаток высокотемпературных газовых турбин. — М: Изд. МАИ, 1996.— 99 с.
8. Ligrani P., Oliveira M. Comparison of heat transfer augmentation techniques // AIAA Journal.— 2003.— Vol 41.— №3.— pp. 337–362.
9. Haasenritter A., Weigand B. Optimization of the rib structure inside a 2D cooling channel // ASME Paper GT2004-53187.

Получено 22.08.2005 г.