

ТЕПЛОГИДРАВЛИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ КАНАЛОВ ТЕПЛООБМЕННОГО ОБОРУДОВАНИЯ ПРИ ПЕРЕХОДНЫХ РЕЖИМАХ ТЕЧЕНИЯ

И.А.Попов, А.В.Щелчков, М.З.Яркаев, Д.В.Рыжков

*Казанский национальный исследовательский технический университет
им.А.Н. Туполева – КАИ, г.Казань, Россия*

АННОТАЦИЯ: В работе представлены результаты экспериментального исследования гидросопротивления и теплоотдачи в каналах с дискретной шероховатостью в виде кольцевой накатки и систем сферических выемок и выступов при вынужденной конвекции воды при ламинарном, переходном и турбулентном режиме и сравнение их эффективности.

ВВЕДЕНИЕ

Одним из промышленно перспективных способов повышения эффективности теплообменного оборудования является использование дискретно шероховатых труб [1,2]. В настоящее время хорошо изучены теплогидравлические характеристики интенсифицированных каналов при турбулентных и ламинарных режимах течения, имеются конкретные рекомендации по выбору оптимальных высот, шагов и т.д. интенсификаторов с целью получения максимальной теплоотдачи или теплогидравлической эффективности. В первую очередь выбор параметров интенсификаторов связан с необходимостью разрушения ламинарного пограничного слоя или вязкостного подслоя турбулентного пограничного слоя. При переходном режиме использование интенсификаторов с параметрами, оптимальными для ламинарного или турбулентного течения, может не привести к ожидаемому эффекту или резкому уменьшению теплогидравлической эффективности. Все это касается и интенсификаторов в виде различного типа 2D и 3D дискретной шероховатости (выступы поперечные, сферические и др.). В современной мировой литературе имеется ограниченное количество работ посвященных исследованиям интенсификации теплоотдачи при переходных режимах течения [8-14]. В них не дается конкретных рекомендаций по выбору оптимальных параметров интенсификаторов и возможностям их изменения при изменении скорости при переходном режиме течения. Результаты последних результатов исследований [3] позволяют утверждать, что поверхностные интенсификаторы могут обеспечить значительные показатели теплогидравлической эффективности при переходных режимах течения. При этом указывается, что 3D шероховатость может обеспечить значительную теплогидравлическую эффективность [4,5].

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ

Условия экспериментальных исследований

Экспериментальные исследования гидродинамики и теплоотдачи проводились при вынужденном течении воды в трубах длиной $L=1000$ мм, внутренним диаметром $D=7,6$ и $D=10,2$ мм, относительной длиной $L/d=100$. Характерные геометрические и безразмерные параметры труб с кольцевыми

выступами (2D-шероховатость) и с полусферическими выступами и выемками (3D-шероховатость) представлены в табл.1 и 2.

Таблица 1

Геометрические характеристики теплообменных труб с 2D шероховатостью

№	h, мм	D, мм	L, мм	t, мм	d/D	t/D	t/h	Обозн.
1	0.11	10	1000	2.5	0.98	0.25	22.7	☒
2	0.5	10	1000	2.5	0.9	0.25	5	☐
3	0.6	10	1000	2.5	0.88	0.25	4.2	☐
4	0.5	10	1000	5	0.9	0.5	10	△
5	1	10	1000	5	0.8	0.5	5	▲
6	1	7.6	1000	4	0.74	0.5	4	▲
7	0,15	10	1000	10	0.97	1	67	⊗
8	0.45	10	1000	10	0.91	1	22.2	⊙
9	0.5	10	1000	10	0,9	1	20	⊖
10	0.7	10	1000	10	0.86	1	14.3	⊕
11	1	10	1000	10	0.8	1	10	●
12	1	7.6	1000	7.5	0.74	1	7.5	●

Таблица 2

Геометрические характеристики теплообменных труб с 2D шероховатостью

№	h, мм	d _c , мм	D, мм	L, мм	d/D	h/d _c	S ₁ , мм	S ₂ , мм	f	Обозн.
1с	1,3	4	10,2	1000	0,76	0,33	9	6	0,27	☐
2с	1,3	5	10,2	1000	0,76	0,26	9	6	0,42	■
3с	0,5	2,6	10,2	1000	0,9	0,2	6	5	0,2	★
4с	0,5	2,5	10,2	1000	-	0,2	7	7	0,2	◁
5с	0,1	1,8	10,2	1000	0,98	0,05	10	6	0,05	☆
6с	0.5	2,6	10,2	1000	0,9	0,2	9	6	0,11	◊

Трубы 1с-3с, 5с и 6с со сферическими выступами внутри, 4с – со сферическими выемками внутри трубы.

В трубах осуществлялась вынужденная конвекция дистиллированной воды, подаваемой из накопительного бака с помощью насоса через систему гасителей пульсаций. Теплообменная труба нагревалась омическим способом (непосредственно пропускании электрического тока по ней). Для стабилизации течения и исключения дополнительных возмущений потока устанавливались прямолинейные участки с внутренним диаметром 10,2 или 7,6 мм на входе с $L/d=200$ и на выходе $L/d=100$. В ходе эксперимента измерялись: расход воды через теплообменную трубку, полное и статическое давление на входе и перепад давлений на теплообменной трубке, температуры теплоносителя на входе и выходе из теплообменной трубки и температуры трубки по длине трубки в характерных точках, параметры электрического тока системы нагрева трубки. По измеряемым данным определялись потери давления и коэффициенты гидросопротивления, тепловые потоки, воспринимаемые

теплоносителем и средние коэффициенты теплоотдачи на участках трубы и по всей трубе.

Внешний вид дискретной шероховатости в виде полусферических выступов и выемок (3D-шероховатость) и кольцевых выступов (2D-шероховатость) представлены на рисунках 1 и 2. 3D дискретная шероховатость шероховатых труб достигалась штамповкой, а 2D - накаткой.

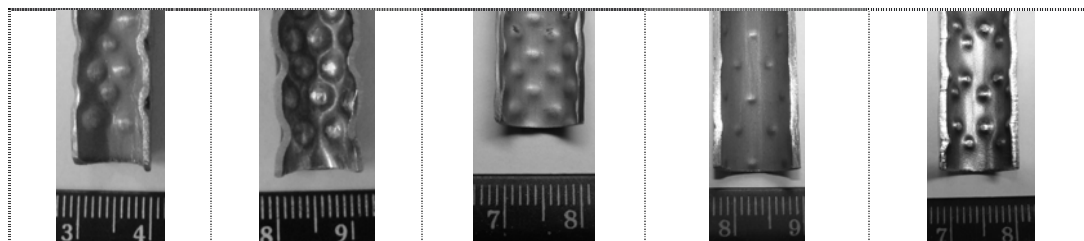


Рис 1. Фотографии профилей сечения труб с полусферическими выступами (3D-шероховатость)

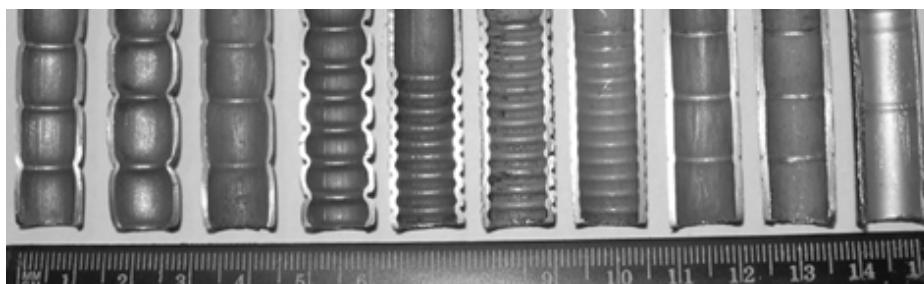


Рис.2. Фотографии профилей сечения труб с кольцевой накаткой (2D-шероховатость)

Результаты тестовых опытов по гидросопротивлению и теплоотдаче прямой трубы удовлетворительно - с отклонениями не более $\pm 5 \div \pm 10\%$ (показано далее на рис.3 и 4) - согласуются с известными зависимостями:

для ламинарного режима - $\xi = 64/Re_D$ (1)

для турбулентного режима - $\xi = 0,3164/Re_D^{0,25}$ (2)

$$Nu_D = c \cdot Re_D^m \cdot Pr_f^n \cdot (Gr \cdot Pr_f)^k \cdot (Pr_f/Pr_w)^p \cdot \epsilon_1 \quad (3)$$

где $c=0,15$; $m=0,33$; $n=0,33$; $k=0,1$; $p=0,25$ - для ламинарного режима; $c=0,021$; $m=0,8$; $n=0,43$; $k=0$; $p=0,25$ - для турбулентного режима; $n=0,43$; $k=0$; $p=0,25$; $K_0 = c \cdot Re_D^m$ (по данным табл.3) - для переходного режима.

Таблица3

Зависимость величины K_0 от критерия Re

$Re_D \cdot 10^{-3}$	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5	3	4	5	8	10
K_0	1,9	2,7	3,3	3,8	4,4	7,0	10,3	15,5	27	33,3

Гидросопротивление и теплоотдача в каналах с кольцевой накаткой

Гидросопротивление и теплоотдача в трубах с кольцевой накаткой при турбулентном режиме течения теплоносителя хорошо изучены [6]. Сегодня данный способ интенсификации теплообмена один из самых используемых в технических приложениях. Однако для ламинарной области течений и переходных режимов для данного вида интенсификаторов теплообмена имеется ограниченное количество данных, что не позволяет выбрать оптимальные размеры интенсификаторов для максимальной интенсификации теплоотдачи или достижения максимальной теплогидравлической эффективности теплообменных труб с данным видом интенсификаторов теплоотдачи.

На рис.3 и 4 показаны данные по коэффициентам гидросопротивления и средним коэффициентам теплоотдачи в каналах с кольцевой накаткой.

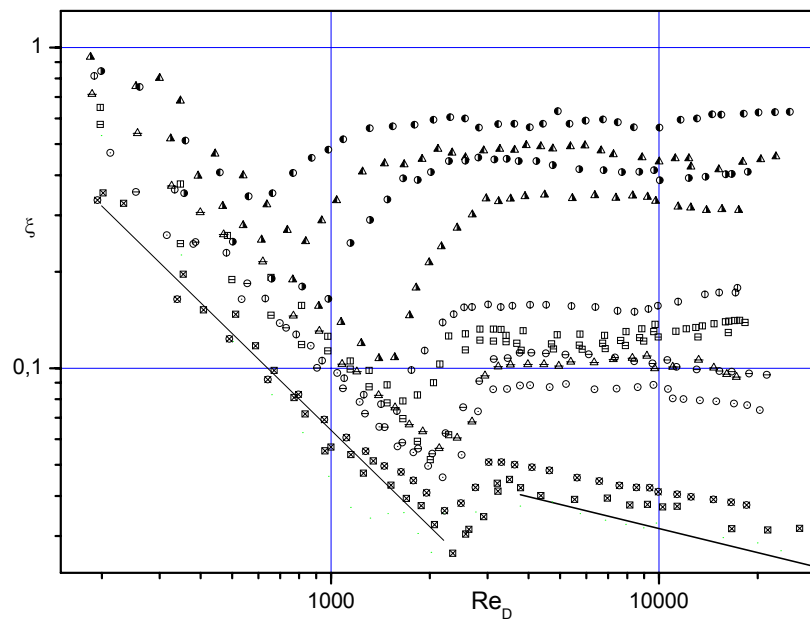


Рис.3. Экспериментальные данные по гидросопротивлению в каналах с кольцевой накаткой. Обозначение в табл.1. Линии – расчет по (1) и (2).

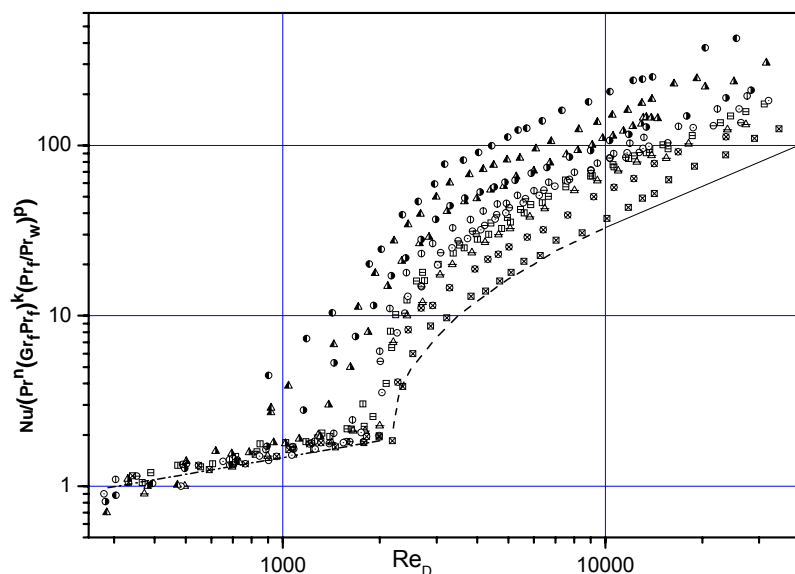


Рис.4. Экспериментальные данные по средним коэффициентам теплоотдачи в каналах с кольцевой накаткой. Обозначение в табл.1. Линии – расчет по (3).

Данные для турбулентного режима сравнивались с данными [6], отмечено удовлетворительное согласование данных с отклонениями до 15%.

Из анализа рис.3 и 4 хорошо видно, что с увеличением относительной высоты выступов отмечается более ранний ламинарно-турбулентный переход. Данные по переходным числам Рейнольдса $Re_{кр1}$ сравнены с данными Коха, приведенными в [6]. Получено удовлетворительное согласование по уровню переходных чисел Рейнольдса и характеру изменения с данными [6] (рис.5).

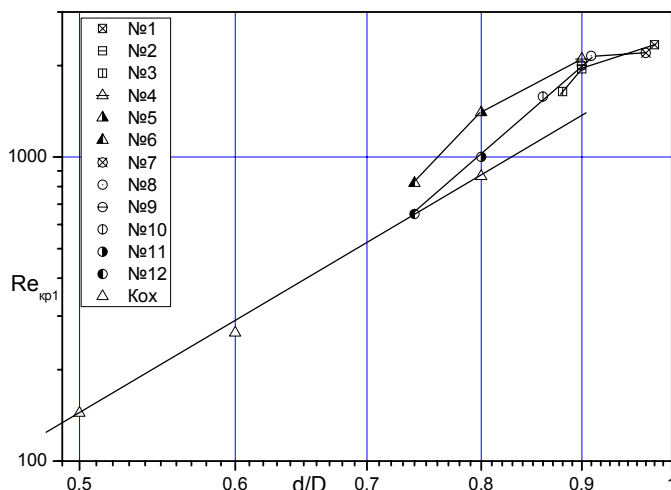


Рис.5. Зависимость переходного числа $Re_{кр1}$ от параметров накатки в дискретно-шероховатых трубах.

На рис.6 и 7 приведены уровни повышения коэффициентов теплоотдачи при различных режимах течения в трубах с кольцевой накаткой.

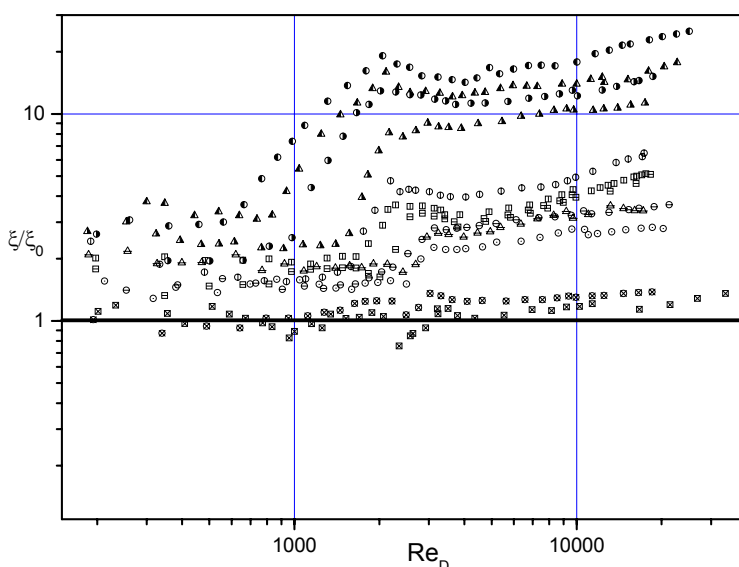


Рис.6. Данные по повышению коэффициентов гидросопротивления в трубах с кольцевой накаткой по сравнению с гладкими трубами. Обозначение табл.1.

Анализ данных на рис.6 и 7 показывает, что с увеличением высоты выступов возрастает уровень повышения теплоотдачи, однако сопоставимо растет и уровень гидросопротивлений в подобных трубах. Увеличение шага между выступами чаще приводит к росту гидросопротивления, что отмечалось и в [6]. Интенсификация теплоотдачи в области турбулентных течений более высокое, чем в области ламинарных течений, на что указывалось в [6]. При $Re=1000-4000$ наблюдается резкое увеличение повышения уровней теплоотдачи и гидросопротивлений в дискретно-шероховатых трубах по сравнению с гладкими трубами. Это связано с тем, что в гладких трубах может еще наблюдаться ламинарное течение, а в дискретно-шероховатых при этих же числах Рейнольдса уже развивается турбулентное и переходное течение.

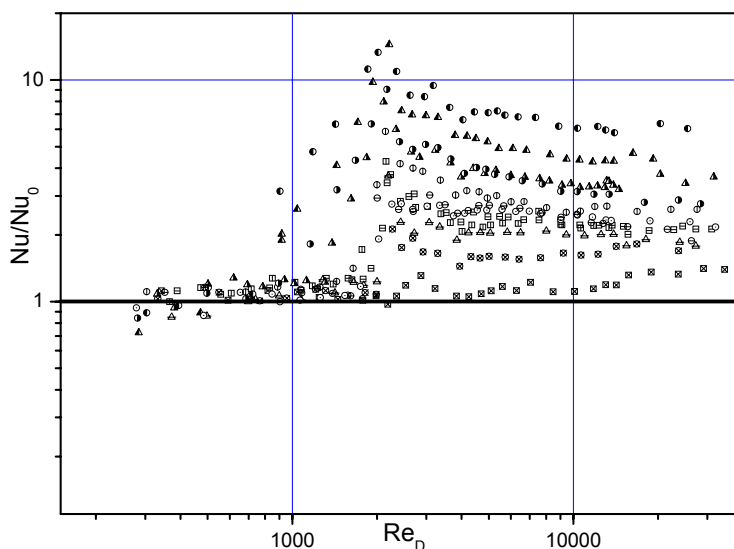


Рис.7. Данные по повышению коэффициентов теплоотдачи в трубах с кольцевой накаткой по сравнению с гладкими трубами. Обозначение табл.1.

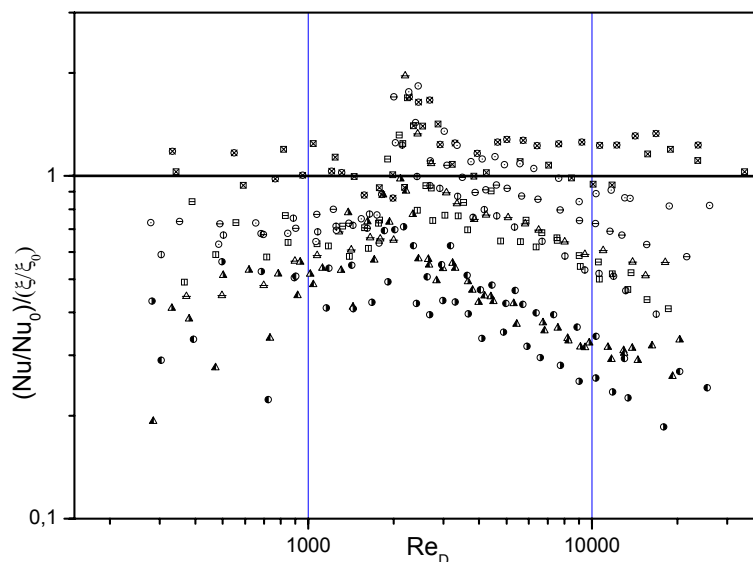


Рис.8. Теплогидравлическая эффективность теплообменных дискретно-шероховатых труб с кольцевой накаткой. Обозначение в табл.1.

Анализ теплогидравлической эффективности теплообменных дискретно-шероховатых труб с кольцевой накаткой (рис.8) показал, что при турбулентном течении наибольшая

теплогидравлическая эффективность свойственна трубам в выступами с $d/D=0,98$, что подтверждает выводы [2,3]. При числах Рейнольдса от 3000 до 1000 максимальная теплогидравлическая эффективность обеспечивается трубами с $d/D=0,98, 0,97, 0,91, 0,9$ и $0,86$ при снижении чисел Рейнольдса. Однако, при ламинарных течениях – числа Рейнольдса меньше 1000 – максимальная теплогидравлическая эффективность опять свойственна трубам с $d/D=0,98$, что несколько расходится с рассуждениями работы [3]. Ожидаемая высокая теплогидравлическая эффективность трубы с $d/D=0,74-0,8$ при $Re < 2000$ не подтверждена. Выбор «высоких» выступов связано с тем, что толщина ламинарного пограничного слоя значительно больше толщины вязкостного подслоя турбулентного пограничного слоя. Высокая тепловая эффективность данных труб нивелируется высоким уровнем роста гидросопротивления.

Полученные данные позволяют получить расчетные рекомендации по переходным числам Рейнольдса, коэффициентам теплоотдачи и гидросопротивления при ламинарном и переходном режимах течениях в дискретно-шероховатых трубах с кольцевой накаткой, а также обосновать выбор рациональных параметров интенсификаторов теплоотдачи для достижений максимальных значений тепловой или теплогидравлической эффективности.

Гидросопротивление и теплоотдача в каналах с трехмерной шероховатостью

В последнее время в литературе появляются утверждения, что использование трехмерной шероховатости может привести к более высокой теплогидравлической эффективности теплообменных каналов, по сравнению с двухмерной [4,5]. Поэтому в данной работе были проведены исследования теплогидравлической эффективности труб с системами сферических выемок и выступов на внутренней поверхности.

На рис.9 и 10 показаны данные по коэффициентам гидросопротивления и средним коэффициентам теплоотдачи в каналах с трехмерной шероховатостью в виде системы сферических выемок и выступов. Характерные изменения роста гидросопротивления и теплоотдачи по сравнению с гладким каналом показаны на рис.11 и 12.

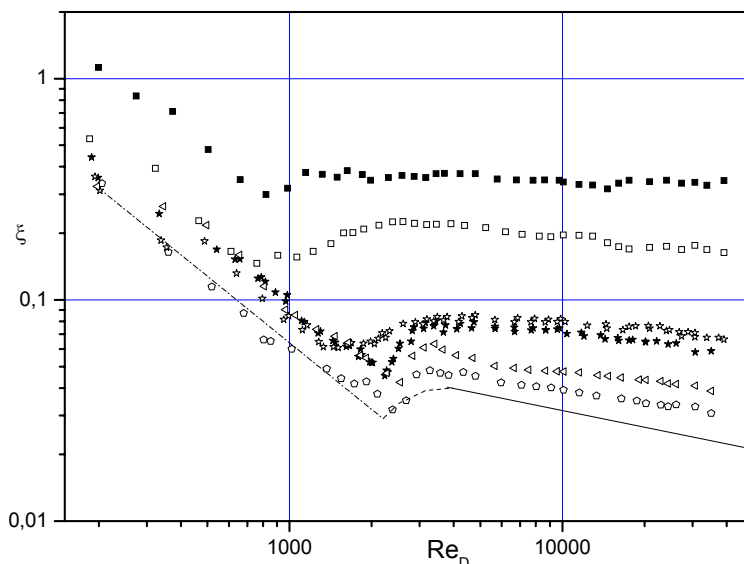


Рис.9. Экспериментальные данные по гидросопротивлению в каналах с трехмерной шероховатостью. Обозначение в табл.2. Линии – расчет по (1) и (2).

Также как и для двухмерной шероховатости, с ростом высоты выступов наблюдается более ранний ламинарно-турбулентный переход по сравнению с гладкой трубой. Рост

высоты выступов сопровождается более значительно более высоким ростом гидросопротивления, чем при двухмерной шероховатости. Это связано с дополнительной диссипацией энергии на образовании продольных вихрей за трехмерными выступами данной формы.

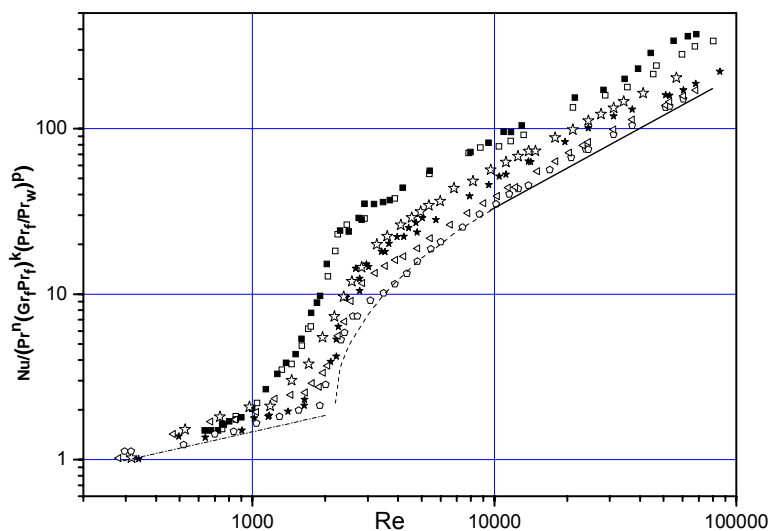


Рис.10. Экспериментальные данные по средним коэффициентам теплоотдачи в каналах с трехмерной шероховатостью. Обозначение в табл.2. Линии – расчет по (3).

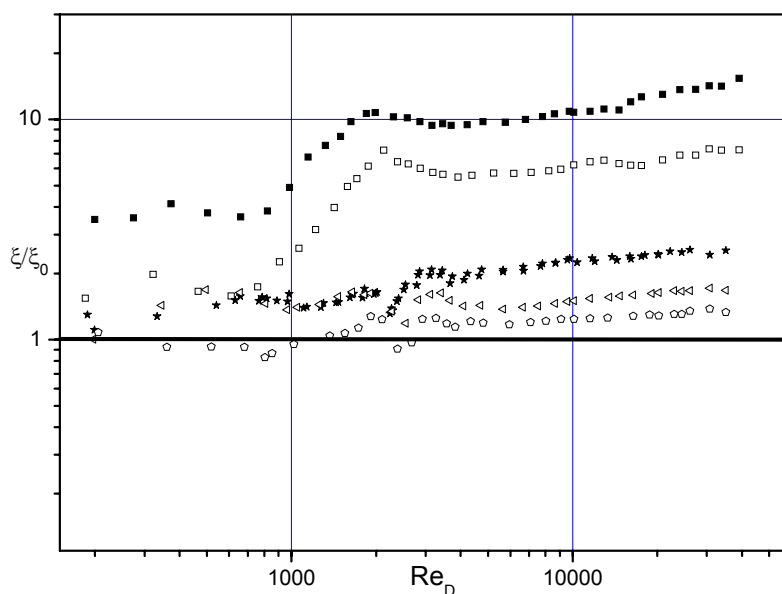


Рис.11. Данные по повышению коэффициентов гидросопротивления в трубах с трехмерной шероховатостью по сравнению с гладкими трубами. Обозначение табл.2.

Теплогидравлическая эффективность труб с трехмерной дискретной шероховатостью (рис.13) в ламинарной области сопоставим с уровнем каналов с кольцевой накаткой. Максимальная теплогидравлическая эффективность свойственна сферическим выступам с $d/D=0,9$, т.е. более высоким, чем двухмерные. При числах Рейнольдса от 1000 до 4000 теплогидравлическая эффективность также полностью сопоставима с уровнем эффективности кольцевой накатки. Максимальные значения эффективности свойственны выступам с $d/D=0,98$.

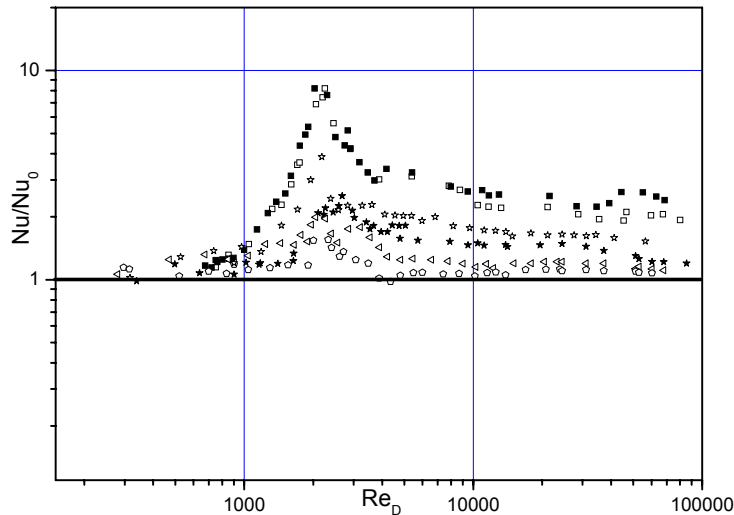


Рис.12. Данные по повышению коэффициентов теплоотдачи в трубах с трехмерной шероховатостью по сравнению с гладкими трубами. Обозначение табл.2.

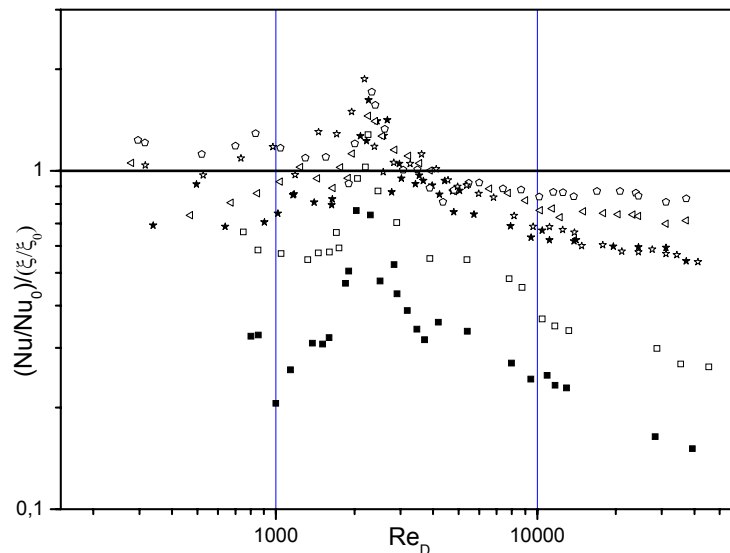


Рис.13. Теплогидравлическая эффективность теплообменных дискретно-шероховатых труб с трехмерной шероховатостью. Обозначение в табл.2.

При турбулентных режимах течения теплогидравлическая эффективность ниже чем у кольцевой накатки и даже чем в гладком канале. Это ранее было получено в [2]. Наибольшая теплогидравлическая эффективность свойственна трубам с $d/D=0,9$.

Полученные данные позволяют получить расчетные рекомендации по переходным числам Рейнольдса, коэффициентам теплоотдачи и гидросопротивления при ламинарном и переходном режимах течениях в дискретно-шероховатых трубах со сферическими выступами, а также обосновать выбор рациональных параметров интенсификаторов теплоотдачи для достижений максимальных значений тепловой или теплогидравлической эффективности.

Испытание теплообменного аппарата с интенсификацией теплоотдачи

Для проверки полученных результатов исследован кожухотрубчатый теплообменный аппарат (рис.14) с трубными пучками с различными типами труб. Результаты исследования теплообменного аппарата подтвердили высокую эффективность использования дискретной шероховатости в виде сферических выемок/выступов.

Ниже приведены результаты испытаний кожухотрубного теплообменника при использовании в качестве теплоносителя горячей воды внутри труб с полусферическими выступами и холодной воды в межтрубном пространстве с полусферическими выемками (рис.15). Диапазон изменения параметров: горячая вода – расход $G_r=0,022\div 0,28$ кг/с, температура на входе в теплообменник 75-83°C, расход холодной воды принимался постоянным – $G_x=0,69$ кг/с, температура на входе 20-22°C.



Рис.14. Кожухотрубчатый теплообменный аппарат с различными трубными пучками

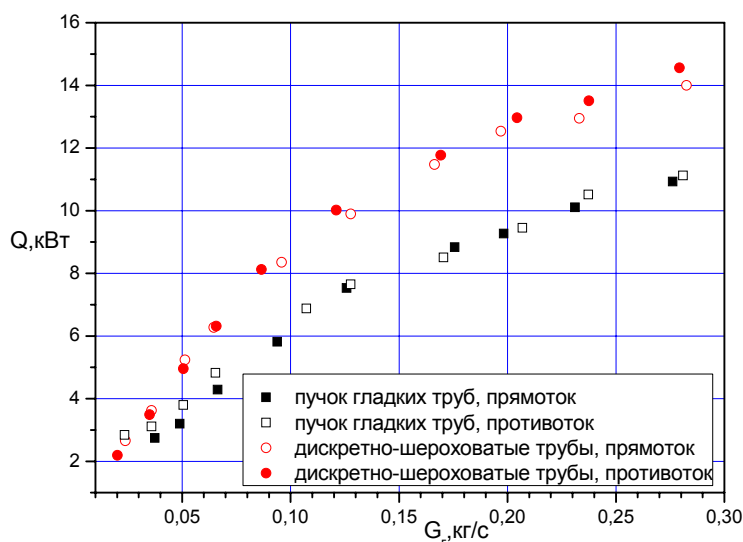


Рис.15. Результаты тепловых испытаний интенсифицированного и гладкотрубного кожухотрубчатых теплообменных аппаратов

Как видно, из рис.15, при малых расходах теплоносителя $G_r=0,02$ кг/с тепловые мощности одинаковы для гладкого и интенсифицированного теплообменного аппарата, это объясняется тем, что при данном расходе теплоносителя в трубах реализуется ламинарное безотрывное обтекание поверхности. При увеличении расхода горячей теплоносителя G_r до значения 0,035 кг/с происходит увеличение теплового потока на 18% снимаемого с интенсифицированного теплообменного аппарата, по сравнению с гладкотрубным. При увеличении расхода горячей теплоносителя до $G_r=0,1$ кг/с прирост теплового потока интенсифицированного теплообменного аппарата по сравнению с гладкотрубным составляет уже 41%. При дальнейшем увеличении расхода горячей теплоносителя G_r до 0,17 кг/с уменьшается темп роста теплового потока и увеличение теплового потока в

интенсифицированном теплообменнике по сравнению с гладкотрубным составляет 28%, а при $Gr=0,30$ кг/с – 26%.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В работе представлены первичные результаты по исследованию гидросопротивления и теплоотдачи в каналах с кольцевой накаткой и системами сферических выступов/выемок. Проведено сравнение их теплогидравлической эффективности. Уделено особое внимание переходному режиму течения. Полученные данные позволяют обосновать оптимальные условия использования данных интенсификаторов и механизмы интенсификации теплообмена.

Работа подготовлена по результатам грантов РФФИ №09-08-00024-а, 10-08-00110-а, 11-08-00355-а, программы Минобразования РФ №2.1.2.5495 и программе «Кадры» №14.740.11.0524.

СПИСОК ОБОЗНАЧЕНИЙ

d – диаметр канала по выступам, м; D – диаметр канала, м; f – плотность расположения выступов/выемок; Gr – Число Грасгофа, h – глубина выемки или высота выступа, м; ξ – коэффициент гидравлического сопротивления; L – длина канала, м; Nu_D – число Нуссельта, рассчитанное по D ; η – коэффициент теплогидравлической эффективности, Pr – число Прандтля, Re_D – число Рейнольдса, рассчитанное по D ; S_1 , S_2 – продольный и поперечный шаг выступов, t – температура, °С. Индексы: 0 , gl – данные для гладкого канала, e – эквивалентный, f – жидкость, w – стенка.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Попов И.А., Махьянов Х.М., Гуреев В.М. Физические основы и промышленное применение интенсификации теплообмена: Интенсификация теплообмена. Казань: Центр инновационных технологий, 2009. 560 с.
2. Гортышов Ю.Ф., Попов И.А., Олимпиев В.В., Щелчков А.В., Каськов С.И. Теплогидравлическая эффективность перспективных способов интенсификации теплоотдачи в каналах теплообменного оборудования. Интенсификация теплообмена: монография / Казань: Центр инновационных технологий, 2009. 531 с.
3. Леонтьев А.И., Олимпиев В.В. Потенциал энергосбережения различных способов закрутки потока и дискретно шероховатых каналов // Известия РАН. Энергетика. 2010. №1. с.13-49.
4. Patent USA 4690211. Heat transfer tube for single phase flow. Date of Patent - Sep.1, 1987.
5. Vicente P.G., Garcia A., Viedma A. Heat transfer and pressure drop for low Reynolds turbulent flow in helically dimpled tubes. Int. J.of Heat and Mass Transfer. 2002. V.45. P. 543 – 553.
6. Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Ярхо С.А. Интенсификация теплообмена в каналах. М.: Машиностроение, 1990. 208 с.
7. Мигай В.К. Повышение эффективности современных теплообменников. Л.: Энергия, 1980. 143 с.
8. Готовский М.А. Некоторые особенности теплоотдачи и сопротивления потока высоковязкой жидкости в трубах с искусственной шероховатостью при переходных режимах течения // Труды Пятой Российской национальной конференции по теплообмену. Т.6. М.: Издательский дом МЭИ, 2010. с.54-57.

9. Надир С.М., Жаргалхуу Л., Рыжков А.Ф. Теплогидравлическая эффективность промышленных турбулизаторов в переходных режимах течения теплоносителя // Промышленная энергетика. 2006. № 4. С.44-50.
10. Garcia A, Vicente P.G., Viedma A. Experimental study of heat transfer enhancement with wire coil inserts in laminar-transition-turbulent regimes at different Prandtl numbers. *Int. J. of Heat and Mass Transfer.* 2005. V.48. P.4640–4651.
11. Vicente P.G., Garcia A., Viedma A. Mixed convection heat transfer and isothermal pressure drop in corrugated tubes for laminar and transition flow. *Int. Comm. Heat Mass Transfer.* 2004. V. 31. P.651–662.
12. Vicente P.G., Garcia A., Viedma A. Experimental investigation on heat transfer and frictional characteristics of spirally corrugated tubes in turbulent flow at different Prandtl numbers. *Int. J. of Heat and Mass Transfer.* 2004. V.47. P.671–681.
13. Vicente P.G., Garcia A., Viedma A. Experimental study of mixed convection and pressure drop in helically dimpled tubes for laminar and transitional flow. *Int. J. of Heat and Mass Transfer.* 2002. V.45. 2002. P.5091–5105.
14. Молочников В.М., Паерелий А.А., Душина О.А., Кирилин А.К. Ламинарно-турбулентный переход в дискретно шероховатых каналах // *Тепловые процессы в технике*, 2011, №5. с.194-198.