

Исследование теплогидравлической эффективности каналов с кольцевой накаткой и со сферическими выступами при ламинарном, переходном и турбулентном режимах течения

© С.И. Каськов¹, И.А. Попов², А.В. Щелчков²

¹ МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, 105005, Россия

² Казанский национальный исследовательский технический университет им. А.Н. Туполева — КАИ, Казань, 420111, Россия

Представлены результаты экспериментального исследования коэффициентов гидравлического сопротивления и теплоотдачи в каналах с дискретной шероховатостью в виде кольцевой накатки сферических выступов при ламинарном, переходном и турбулентном режимах течения воды. Даны рекомендации по расчету указанных коэффициентов, определению границ ламинарно-турбулентного перехода и выбору оптимальных параметров интенсификаторов для получения максимальной теплогидравлической эффективности.

Ключевые слова: интенсификация, теплогидравлическая эффективность, дискретная шероховатость, кольцевая накатка, сферические выступы.

Введение. Перспективным способом повышения эффективности теплообменных устройств является использование поверхностных интенсификаторов теплоотдачи, позволяющих периодически разрушать ламинарный пограничный слой или вязкостный подслой турбулентного пограничного слоя, не затрагивая основной поток, что обеспечивает высокую теплогидравлическую эффективность интенсификации данного вида [1]. Наиболее распространенная реализация этого способа — дискретно-шероховатые трубы и плоское оребрение с луночным рельефом на поверхности [2, 3]. Среди дискретно-шероховатых труб выделяют трубы с кольцевой и спиральной накаткой, системами выступов и выемок различной формы и с разной плотностью расположения. В современной мировой литературе имеется ограниченное количество работ, посвященных исследованиям интенсификации теплоотдачи при ламинарном и переходном режимах течения [8–14]. В них не даются конкретные рекомендации по выбору оптимальных параметров интенсификаторов и не рассмотрены возможности их изменения при изменении скорости для переходного режима течения. При этом указывается, что трехмерные элементы шероховатости могут обеспечить значительное повышение теплогидравлической эффективности [4, 5].

Проведение экспериментальных исследований. Экспериментальные исследования гидродинамики и теплоотдачи проводили при вынужденном течении воды в трубах длиной $L = 1\,000$ мм с внутренним диаметром $D = 10,2$ и $7,6$ мм. Трубы с дискретной шероховатостью в виде кольцевой накатки (2D-шероховатость) и сферических выступов и выемок (3D-шероховатость) представлены на рис. 1 и 2, а геометрические и безразмерные параметры труб даны в табл. 1 и 2.

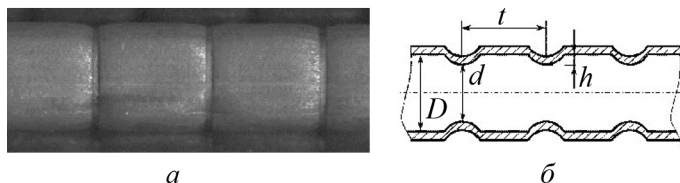


Рис. 1. Труба с 2D-шероховатостью (а) и ее геометрические параметры (б)

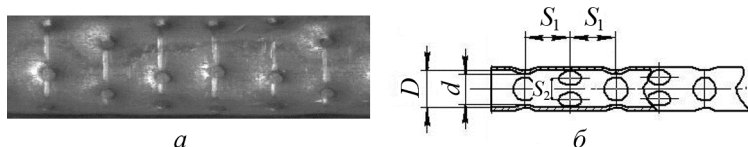


Рис. 2. Труба с 3D-шероховатостью (а) и ее геометрические параметры (б)

Таблица 1

Геометрические характеристики труб с кольцевой накаткой (2D-шероховатость)

Номер трубы	h , мм	D , мм	t , мм	d/D	t/D	t/h	Условное обозначение
1	0,11	10,2	2,5	0,98	0,25	22,7	⊠
2	0,50	10,2	2,5	0,90	0,25	5,0	⊞
3	0,60	10,2	2,5	0,88	0,25	4,2	⊡
4	0,50	10,2	5,0	0,90	0,5	10,0	⊠
5	1,00	10,2	5,0	0,80	0,5	5,0	⊠
6	1,00	7,6	4,0	0,74	0,5	4,0	⊠
7	0,15	10,2	10,0	0,97	1,0	67,0	⊠
8	0,45	10,2	10,0	0,91	1,0	22,2	⊙
9	0,50	10,2	10,0	0,90	1,0	20,0	⊖
10	0,70	10,2	10,0	0,86	1,0	14,3	⊕
11	1,00	10,2	10,0	0,80	1,0	10,0	⊙
12	1,00	7,6	7,5	0,74	1,0	7,5	⊙

Таблица 2

**Геометрические характеристики труб со сферическими выступами
(3D-шероховатость)**

Номер трубы	h , мм	d_c , мм	d/D	h/d_c	S_1 , мм	S_2 , мм	f	Условное обозначение
1с	1,3	4,0	0,76	0,33	9	6	0,27	□
2с	1,3	5,0	0,76	0,26	9	6	0,42	■
3с	0,5	2,6	0,90	0,20	6	5	0,20	★
4с	0,5	2,5	–	0,20	7	7	0,20	◁
5с	0,1	1,8	0,98	0,05	10	6	0,05	◊
6с	0,5	2,6	0,90	0,20	9	6	0,11	☆

Пр и м е ч а н и е. Для всех указанных труб $D = 10, 2$ мм.

Дистиллированную воду подавали из накопительного бака с помощью насоса через систему гасителей пульсаций. Экспериментальную трубу нагревали омическим способом — непосредственно пропуская электрический ток по ней. Для стабилизации течения и исключения дополнительных возмущений потока устанавливали прямолинейные участки с внутренним диаметром $D = 10,2$ или $7,6$ мм на входе ($L/D = 200$) и на выходе ($L/D = 100$). В ходе эксперимента измеряли: расход воды, полное и статическое давление на входе и перепад давлений в трубе, температуру теплоносителя на входе в трубу и на выходе из нее, температуру по длине трубы и в характерных точках, параметры электрического тока системы нагрева трубы. По измеряемым значениям рассчитывали потери давления и коэффициенты гидравлического сопротивления, тепловые потоки, воспринимаемые теплоносителем, и средние коэффициенты теплоотдачи на участках трубы и по всей трубе. Результаты тестовых экспериментов по определению гидросопротивления и теплоотдачи прямой трубы с отклонениями не более 10 % согласуются с известными зависимостями.

Результаты экспериментальных исследований. На рис. 3 приведены экспериментальные значения коэффициента гидравлического сопротивления и средние значения коэффициента теплоотдачи труб с кольцевой накаткой. Результаты для турбулентного режима сравнивались с результатами работы [6], отмечено удовлетворительное согласование данных (отклонения до 15 %). Здесь и далее при расчете числа Рейнольдса Re (Re_D) в качестве определяющей температуры выбрана средняя температура теплоносителя, в качестве определяющего размера — внутренний диаметр трубы D . На рис. 3, б приняты следующие

значения степеней: для ламинарного течения $n = 0,33$ и $k = 0,1$, для турбулентного и переходного режимов $n = 0,43$ и $k = 0$; $p = 0,25$.

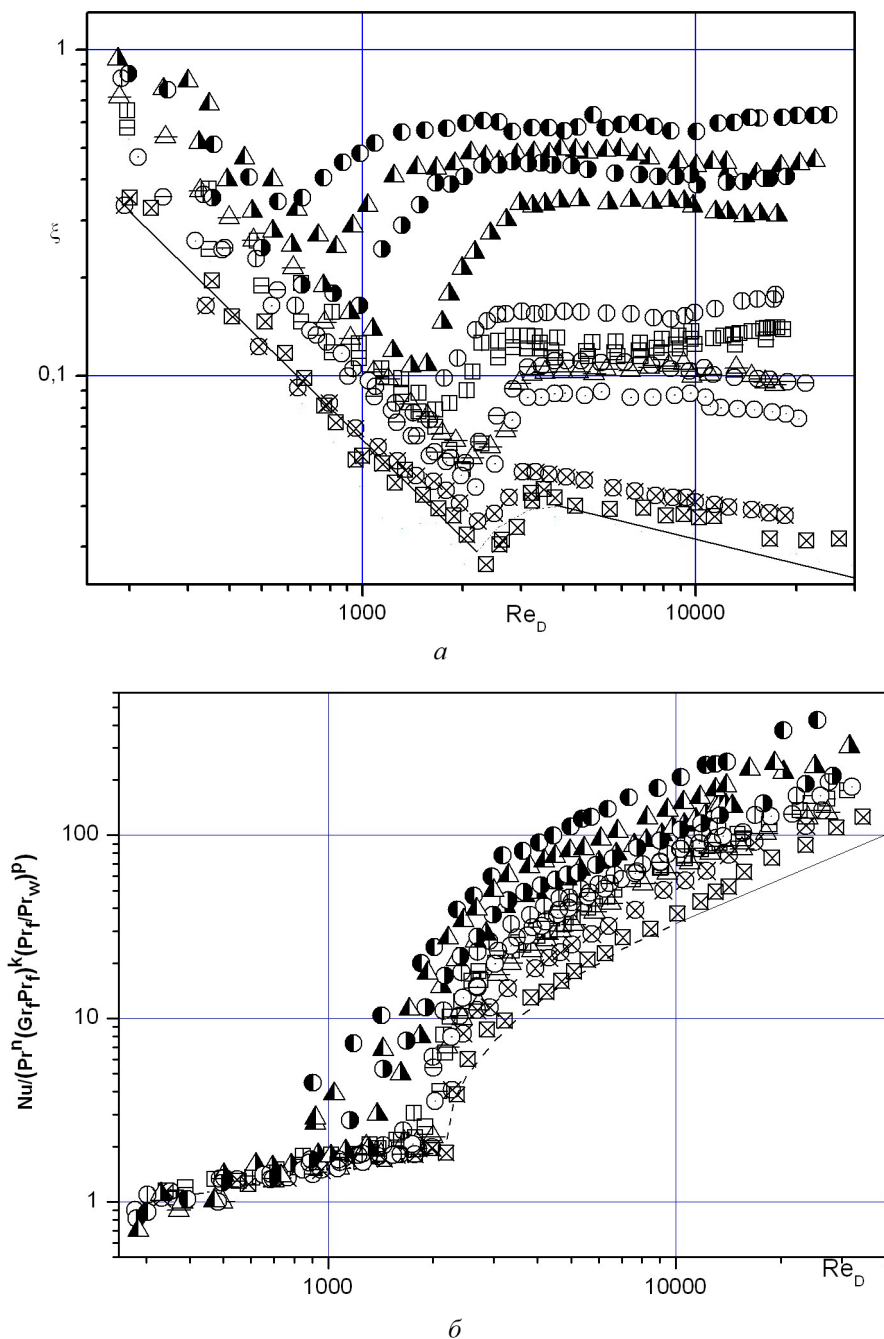


Рис. 3. Экспериментальные значения коэффициентов гидравлического сопротивления (а) и теплоотдачи (б) в каналах с кольцевой накаткой. Обозначения см. в табл. 1. Линии — расчет для ламинарного и турбулентного режимов течения в гладких трубах

Для инженерных расчетов указанных коэффициентов труб с кольцевыми выступами в условиях ламинарного течения было проведено обобщение экспериментальных данных в диапазоне значений числа Рейнольдса $Re = 200 \dots 2\,400$ при $d/D = 0,74 \dots 0,98$, $t/D = 0,25 \dots 1,0$, $L/D = 100$:

$$\frac{\xi}{\xi_0} = 1 + \left[16,81 - 28,43 \frac{d}{D} + 11,62 \left(\frac{d}{D} \right)^2 \right];$$

$$\frac{Nu}{Nu_0} = 1 + \left[3,37 \frac{d}{D} + 2,34 \left(\frac{d}{D} \right)^2 - 1 \right],$$

где ξ , Nu — коэффициент гидравлического сопротивления и число Нуссельта для труб с кольцевой накаткой; ξ_0 , Nu_0 — то же для гладкого канала; d — диаметр канала по выступам, м; D — диаметр канала, м.

Отклонение экспериментальных точек от расчетных по приведенным зависимостям не превышает $\pm 20\%$ при доверительной вероятности 0,95.

Для переходного режима течения в диапазоне значений числа Рейнольдса $Re = 700 \dots 3500$ получена следующая зависимость для определения коэффициента теплоотдачи:

$$Nu = 5,6 \cdot 10^{-12} \cdot Re^{3,5} (d/D)^{-9} Pr^{0,43} (Pr_f/Pr_w)^{0,25},$$

где Pr — число Прандтля; индексы « f » и « w » соответствуют жидкости и стенке.

Внешним проявлением взаимодействия выступов с потоком в области перехода является уменьшение критического значения числа Рейнольдса при увеличении относительной высоты выступов d/D . Оценка критического значения $Re_{кр1}$ (переход от ламинарного режима течения к переходному) проведена для $d/D = 0,74 \dots 0,98$. Экспериментальные данные в рассмотренном диапазоне значений d/D и характер их изменения удовлетворительно согласуются с экспериментальными данными Коха и результатами работы [6].

Для достижения заметных эффектов от искусственной турбулизации следует использовать выступы сравнительно большой высоты, т. е. соизмеримых по высоте с толщиной пристеночного слоя. Анализ экспериментальных данных изменения коэффициентов гидравлического сопротивления и теплоотдачи при различных режимах течения в трубах с кольцевой накаткой показывает, что с увеличением относительной высоты выступов возрастает уровень повышения теплоотдачи, однако сопоставимо растет и уровень гидравлического сопро-

тивления. Увеличение относительного шага t/D между выступами чаще приводит к падению гидравлического сопротивления, что отмечалось и в работе [6]. Интенсификация теплоотдачи в области турбулентных течений достигает более высоких значений, чем в области ламинарных течений, на что также указывалось в работе [6]. При $Re = 1\,000 \dots 4\,000$ в трубах с кольцевой накаткой наблюдается резкое увеличение коэффициентов гидравлического сопротивления и теплоотдачи по сравнению с аналогичными параметрами гладких труб. Эффект связан с тем, что в гладких трубах может еще наблюдаться ламинарное течение, а в трубах с кольцевой накаткой при этих же значениях числа Рейнольдса уже развиваются переходный и турбулентный режимы течения.

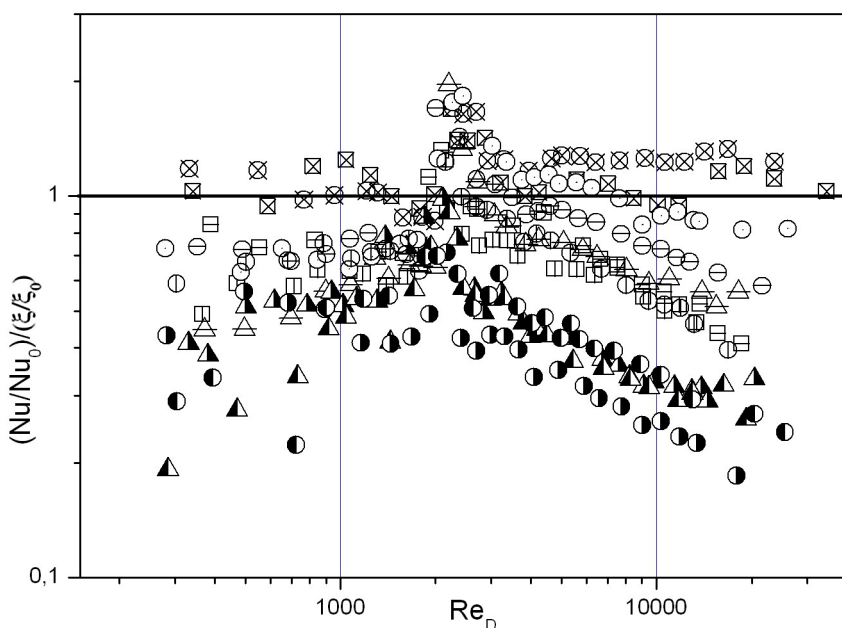


Рис. 4. Теплогидравлическая эффективность теплообменных дискретно-шероховатых труб с кольцевой накаткой. Обозначения см. в табл. 1

Анализ теплогидравлической эффективности труб с кольцевыми выступами (рис. 4) по критерию М.В. Кирпичёва показал, что при турбулентном течении наибольшей теплогидравлической эффективностью характеризуются трубы с $d/D = 0,98$, что подтверждается выводом работы [1]. При $Re = 3\,000 \dots 10\,000$ максимальная теплогидравлическая эффективность отмечается в трубах с $d/D = 0,98, 0,97, 0,91, 0,9$ и $0,86$ при снижении чисел Рейнольдса. Однако при ламинарном течении ($Re < 1\,000$) максимальная теплогидравлическая эффективность наблюдается в трубах с $d/D = 0,98$, что несколько расходится с рассуждениями работы [1]. Ожидаемая высокая теплогидрав-

лическая эффективность трубы с $d/D = 0,74 \dots 0,80$ при $Re < 2\,000$ не подтверждена. Выбор «высоких» выступов связан с тем, что толщина ламинарного пограничного слоя значительно больше толщины вяз-

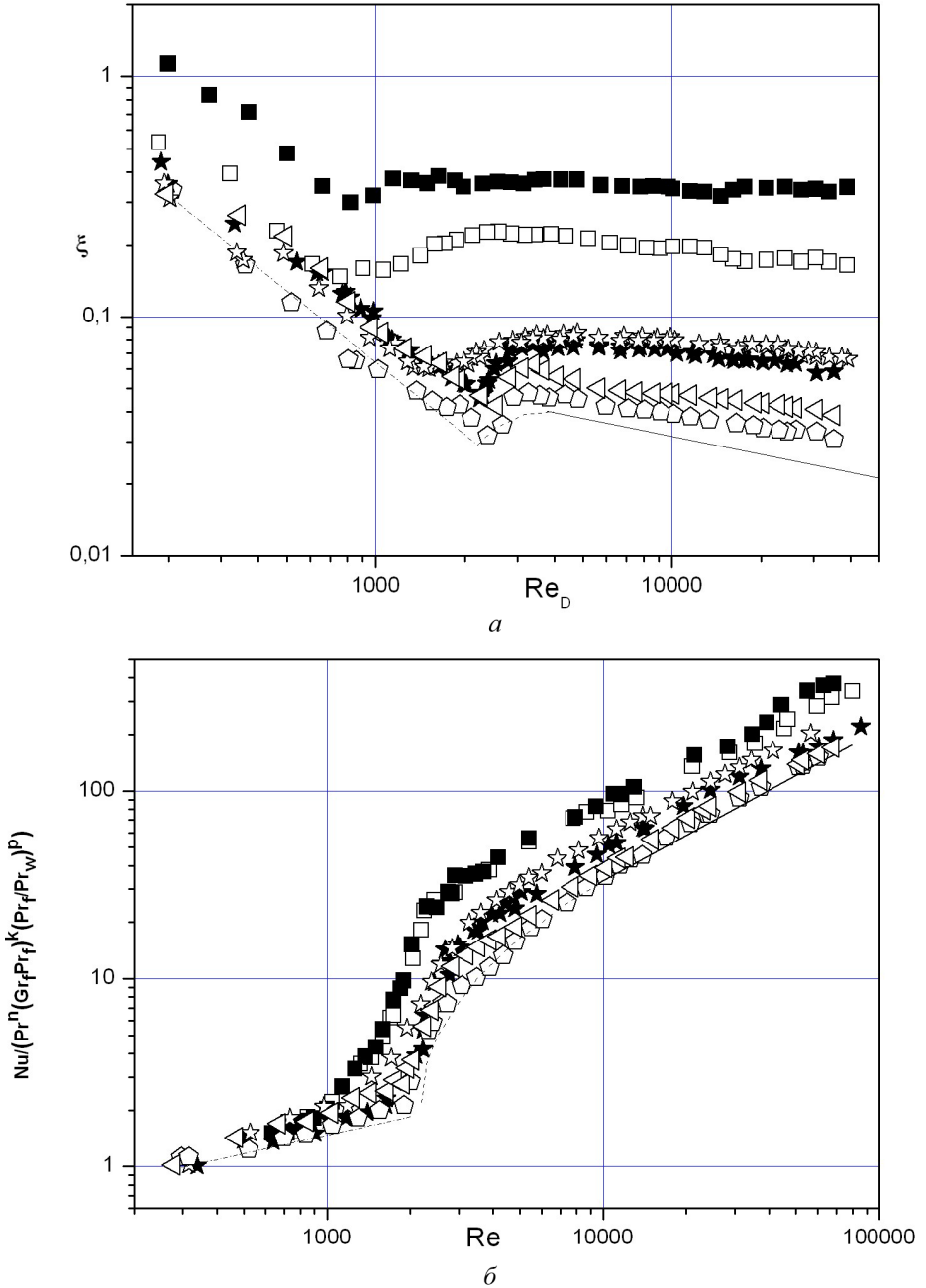


Рис. 5. Экспериментальные значения коэффициентов гидравлического сопротивления (а) и теплоотдачи (б) в каналах со сферическими выступами. Обозначения см. в табл. 2. Линии — расчет для ламинарного и турбулентного режимов в гладкой трубе

костного подслоя турбулентного пограничного слоя. Высокая тепловая эффективность данных труб нивелируется высоким уровнем роста гидросопротивления.

В литературе появляются утверждения, что использование трехмерной шероховатости может привести к более высокой теплогидравлической эффективности теплообменных каналов по сравнению с двумерной [4, 5]. Были проведены исследования теплогидравлической эффективности труб со сферическими выступами и выемками на внутренней поверхности. На рис. 5 представлены данные о коэффициентах гидравлического сопротивления и средних коэффициентах теплоотдачи труб с 3D-шероховатостью в виде сферических выступов и выемок. На рис. 5, б приняты те же значения показателей степени n , k , и p , что и на рис. 3, б.

Как и для двумерной шероховатости, с ростом высоты трехмерных выступов наблюдается более ранний ламинарно-турбулентный переход, чем в гладкой трубе. При увеличении высоты выступов по сравнению с двумерной шероховатостью возрастает уровень гидравлического сопротивления. В трубах с 2D- и 3D-шероховатостью возникают вихревые структуры в зоне рециркуляции перед выступами и за ними. Однако при наличии сферических выступов необходимы дополнительные затраты энергии, связанные с диссипацией энергии на образование и поддержание подковообразных (парных) вихрей в основании выступов.

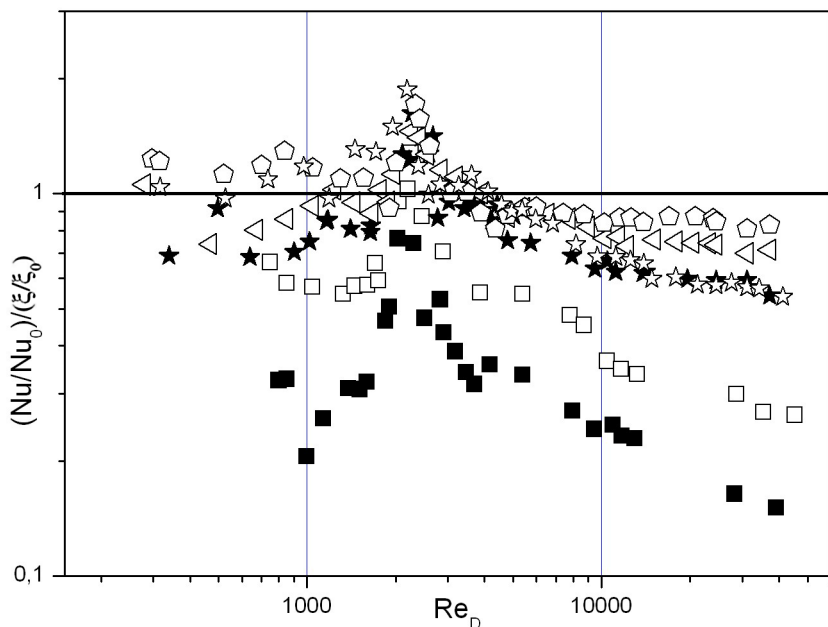


Рис. 6. Теплогидравлическая эффективность теплообменных дискретно-шероховатых труб со сферическими выступами. Обозначения см. в табл. 2

Теплогидравлическая эффективность труб с трехмерной дискретной шероховатостью (рис. 6) в ламинарной области сопоставима с уровнем эффективности для труб с кольцевыми выступами. Максимальная теплогидравлическая эффективность отмечается при наличии сферических выступов с $d/D = 0,98$, т. е. более высоких по сравнению с двухмерными кольцевыми выступами. При числах $Re = 1\,000 \dots 4\,000$ теплогидравлическая эффективность также полностью сопоставима с уровнем эффективности кольцевых выступов.

При турбулентных режимах течения теплогидравлическая эффективность сферических выступов ниже, чем кольцевой накатки. Наибольшая теплогидравлическая эффективность свойственна трубам с $d/D = 0,98$.

Заключение. Полученные данные позволяют разработать рекомендации для расчета чисел Рейнольдса переходного режима, коэффициентов гидравлического сопротивления и теплоотдачи при ламинарном и переходном режимах течениях в трубах с кольцевой накаткой и со сферическими выступами, а также обосновать выбор рациональных параметров интенсификаторов теплоотдачи для достижения максимальной теплогидравлической эффективности.

Теоретические и экспериментальные данные получены при выполнении госконтракта от 06.12.2012 г. № 12411.1007499.09.214.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Леонтьев А.И., Олиmpiев В.В. Потенциал энергосбережения различных способов закрутки потока и дискретно шероховатых каналов. *Известия РАН. Энергетика*, 2010, № 1, с. 13–49.
- [2] Дилевская Е.В., Каськов С.И., Станкевич И.В., Шевич Ю.А.. Экспериментальное исследование процессов теплообмена и гидродинамики в теплообменниках с микроканалами сложных форм. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2007, № 1, с. 79–85.
- [3] Дилевская Е.В., Каськов С.И., Леонтьев А.И. Вихревая интенсификация теплообмена — нетрадиционный способ повышения энергоэффективности охладителей силовых электронных устройств. *Вестник Международ. академии холода*, 2007, № 4, с. 30–32.
- [4] Heat Transfer Tube for Single Phase Flow. Пат. № 4690211 США. Дата выдачи — 01.09.87.
- [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, vol. 45, pp. 543–553.
- [6] Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Ярхо С.А. *Интенсификация теплообмена в каналах*. Москва, Машиностроение, 1990, 208 с.
- [7] Мигай В.К. *Повышение эффективности современных теплообменников*. Ленинград, 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. *Тр. 5-й Рос. нац. конф. по теплообмену*, т. 6. Москва, ИД 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, vol. 48, pp. 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. Communications Heat Mass Transfer*, 2004, vol. 31, pp. 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, vol. 47, pp. 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, vol. 45, pp. 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.

Статья поступила в редакцию 21.06.2013

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Каськов С.И., Попов И.А., Щелчков А.В. Исследование теплогидравлической эффективности каналов с кольцевой накаткой и со сферическими выступами при ламинарном, переходном и турбулентном режимах течения. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2013, вып. 5.

URL: <http://engjournal.ru/catalog/machin/criogen/717.html>

Каськов Сергей Иосифович родился в 1964 г., окончил МВТУ им. Н.Э. Баумана в 1987 г. Научный сотрудник НИИ «Энергетического машиностроения» МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор 11 научных публикаций в области интенсификации теплоотдачи, исследований эффективности теплообменных аппаратов и энергетических установок. e-mail: kaskov@power.bmstu.ru

Попов Игорь Александрович родился в 1968 г., окончил Казанский авиационный институт в 1991 г. Д-р техн. наук, профессор кафедры теоретических основ теплотехники Казанского национального исследовательского технического университета им. А.Н. Туполева — КАИ. Автор 125 публикаций в области интенсификации теплоотдачи, исследований эффективности теплообменных аппаратов и энергетических установок. e-mail: popov-igor-alex@yandex.ru

Щелчков Алексей Валентинович родился в 1976 г., окончил Казанский государственный технический университет им. А.Н. Туполева в 2000 г. Канд. техн. наук, доцент кафедры теоретических основ теплотехники Казанского национального исследовательского технического университета им. А.Н. Туполева — КАИ. Автор 46 публикаций в области интенсификации теплоотдачи и исследований эффективности теплообменных аппаратов. e-mail: lexa_kzn@mail.ru