

УДК 536.24

**Экспериментальное исследование
эволюции поля температуры
в канале с гофрированной стенкой
при скачкообразном изменении
теплового потока***

Б.В. Перепелица

Институт теплофизики им. С.С. Кутателадзе СО РАН, Новосибирск

E-mail: perep@itp.nsc.ru

Представлены результаты экспериментального исследования нестационарного поля температуры в потоке и на поверхности канала с гофрированной стенкой при скачкообразном изменении во времени тепловыделения. Измерения выполнены при течении воздуха в прямоугольном канале, одна нагреваемая стенка которого представляла гофрированную пластину с гофрами треугольного сечения, ориентированными под углом 45° к направлению основного потока. Измерения проведены с помощью микротермопар толщиной менее 10 микрон. Проведенные исследования выявили характерные закономерности в эволюции температуры в потоке и по периметру нагреваемого ребра. Экспериментальные данные зависимости температуры от времени хорошо аппроксимируются экспоненциальной функцией.

Ключевые слова: температура, нестационарный теплообмен, турбулентность, стенка, ребра, поток, теплообменник.

Введение

Нестационарные процессы трения и теплообмена при турбулентном течении в каналах различной формы широко распространены во многих областях современной техники. Это энергетика, космическая и ракетная техника, химические технологии, добыча и транспортировка газа и нефти и др. В то же время это наиболее трудные для теоретического описания и экспериментального исследования объекты. Существуют многочисленные конструкции теплообменников, обеспечивающих повышенный уровень турбулентности и способствующих организации отрывов и вторичных пристенных течений. Общим для механизма интенсификации теплообмена является организация интенсивных вихревых структур в пристенной области, что приводит к существенному увеличению тепло- и массообмена [1–7]. Распространенным способом интенсификации теплообмена является использование поверхностей с различной конфигурацией выштамповок, специальных вставок, ребер и гофров [8–10]. Трехмерные турбулентные течения в каналах сложной формы

* Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ (проект 08-08-00417-а).

в последние десятилетия стали предметом многочисленных экспериментальных и расчетно-теоретических исследований. Надежность работы энергоустановок требует подробного изучения закономерностей изменения температуры стенок теплообменных аппаратов при нестационарных процессах. Существует много достаточно эффективных способов интенсификации теплообмена (струйные системы, пористые и низкотемпературные покрытия, методы интенсификации теплообмена в пластинчатых теплообменниках, пучках оребренных труб).

В работах [3–7] рассмотрены современные достижения в области интенсификации теплообмена в трубчатых теплообменных аппаратах. Сформулированы требования к высокоэффективным трубчатым поверхностям теплообмена. Имеются хорошо исследованные и технологически просто реализуемые достаточно эффективные методы интенсификации теплообмена в каналах теплообменных аппаратов. Реализация этих методов позволяет существенно снизить металлоемкость современных теплообменных аппаратов, повысить их эксплуатационную надежность.

Особое место в каналах сложной формы занимают процессы нестационарного теплообмена. В работах [11–20] приводится анализ и обобщение экспериментальных данных по нестационарному теплообмену при течении газов и жидкостей в трубах и некруглых каналах в условиях нагревания и охлаждения при изменении расхода, тепловыделения в стенках каналов и температуры потока на входе. Получены обобщающие зависимости для расчета нестационарных коэффициентов теплоотдачи в каналах различной формы и выявлены факторы, влияющие на вихревую структуру течения теплоносителей.

Несмотря на большие достижения как в экспериментальном изучении, так и в численном моделировании турбулентных отрывных потоков при нестационарных условиях, до настоящего времени не проработаны до конца многие особенности теплообменных процессов в широком диапазоне изменяющихся внешних параметров, позволяющие перенести полученные результаты на другие конфигурации отрывных течений.

Разработка соответствующих методов расчета турбулентных потоков затруднена из-за отсутствия достаточно удовлетворительной модели турбулентности для трехмерных течений. Структура турбулентности потоков в каналах сложной формы еще недостаточно изучена. Особенности процесса нестационарного теплообмена могут быть объяснены изменением структуры турбулентного потока. В работе [18] выполнено экспериментальное исследование локального теплообмена в упаковке с треугольными каналами в стационарных условиях. Исследования особенностей нестационарного процесса теплообмена в каналах сложной геометрии немного [15–22].

Методика измерений

Измерения проведены при течении воздуха в прямоугольном канале сечением 20×80 мм², одна стенка которого представляла гофрированную пластину с гофрами треугольного сечения, ориентированными под углом 45° к направлению основного потока. Исследования проведены в диапазоне чисел Рейнольдса от 12000 до 45000. Схема рабочего участка и подробное описание методики проведения экспериментов представлены в работах [17–19]. Одна электрически нагреваемая пластина шириной 80 мм и длиной 140 мм изготовлена из нержавеющей стали 12Х18Н9Т с толщиной стенки 0,15 мм. Профиль металлической гофрированной пластины и расположение термопар на ней представлены на рис. 1. В опытах поддерживались граничные условия второго рода с однородной плотностью теплового потока. Процесс нестационарного теплообмена создавался скачкообразным изменением подводимой электрической мощности к рабочей пластине, что

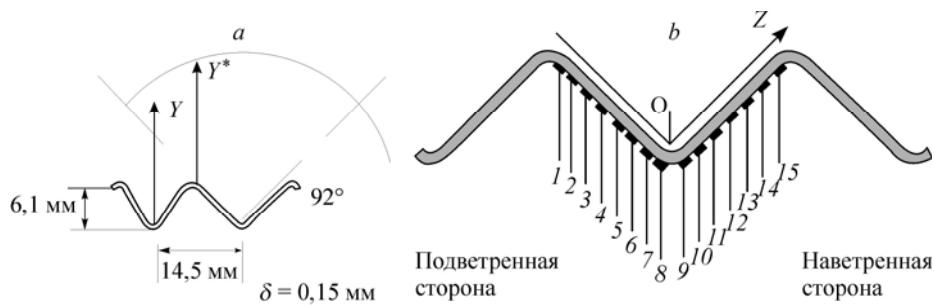


Рис. 1. Геометрические размеры сечения треугольного ребра (а) и схема расположения термопар поперек ребра участка нагрева (б).

приводило к резкому изменению тепловыделения в ней. Длительность переходных процессов при переключении подводимой мощности не превышала 0,5 мс. Для измерения температуры поверхности нагрева использовались термопары, изготовленные из проводников диаметром 0,06 мм. Горячие спаи термопар размером $0,01 \times 0,25 \times 1$ мм наклеивались на тепловыделяющую стенку, на которую предварительно был наклеен слой слюды толщиной менее 0,005 мм. Термопары на стенке гофра располагались по линии, перпендикулярной ребру в его средней части. На наветренной стороне ребра размещалось семь термопар, на подветренной стороне — восемь. Холодные спаи термопар располагались в канале перед участком нагрева и омывались потоком рабочей жидкости, что позволяло измерять температуру стенки относительно температуры набегающего потока.

Измерения температуры в потоке проводились специально изготовленным термопарным зондом (рис. 2) [19]. Поперечный размер горячего спаи термопары не превышал 10 мкм. Конструкция зонда была выбрана таким образом, чтобы он как можно меньше влиял на распределение температуры в пристенной области потока. Зонд состоял из L -образной нержавеющей трубки диаметром 2,5 мм, на конце горизонтального участка которой закреплялся тонкий капилляр диаметром 0,3 мм и длиной около 12 мм. При измерениях зонд устанавливался так, чтобы капилляр был параллелен ребрам гофра. Зонд крепился к координатному устройству с микрометрическим винтом. Для перемещения термопары в потоке был изготовлен специальный механизм ввода зонда в канал. Перемещение зонда вдоль биссектрисы угла и над его вершиной осуществлялось микрометрическим винтом и фиксировалось индикатором часового типа с ценой деления 0,01 мм. В данной серии опытов измерения температуры в потоке проводились в канале вблизи расположения термопар на стенке [17]. Сигнал с термопары поступал на усилитель постоянного тока, затем подавался на 12-битный аналого-цифровой преобразователь (АЦП) и поступал в ЭВМ. Далее анализировалось распределение температуры

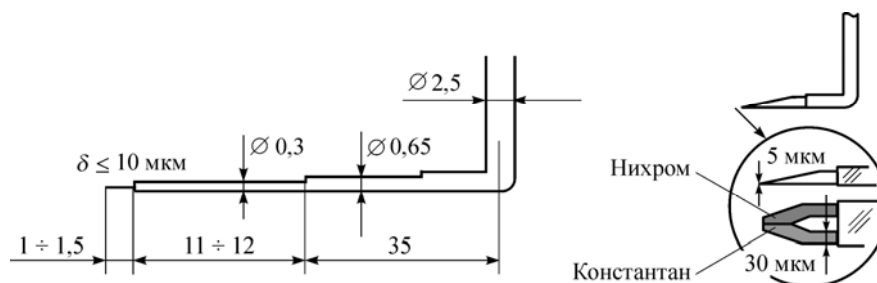


Рис. 2. Схема микротермопарного зонда.

на стенке и в потоке вдоль биссектрисы угла гофра и над его вершиной при различных числах Рейнольдса.

Схема измерений, выполняемых на контуре, также включала в себя определение параметров, необходимых для контроля режима работы контура, и величин, необходимых для расчета термогидравлических характеристик рабочего участка при заданных условиях опыта. Расход воздуха измерялся с помощью ротационного счетчика газа. Ошибка в определении расхода достигала $\pm 5\%$, что вносило основную погрешность в определении значений критерия Re .

Результаты измерений и их обсуждение

Первоначально были проведены измерения температуры стенки и потока в стационарных условиях. Измерения [18] показали, что наиболее существенные изменения температуры на поверхности гофра происходят по его периметру. Было обнаружено, что наличие зазора в 1–2,7 мм между волнистой и гладкой пластинами не оказывает заметного влияния на форму кривых распределения температуры поперек ребра. Полученные в настоящей работе распределения температуры по поверхности ребра хорошо подтвердили эти результаты.

На рис. 3. приведены данные в безразмерных координатах, полученные при числах Рейнольдса от 19000 до 44000. Число Рейнольдса в опытах определялось как $Re = W \cdot D_r / \nu$, где W — средняя расходная скорость, D_r — гидравлический диаметр канала, ν — кинематическая вязкость. Начальная температура воздуха ($T_0 = 291\text{--}297$ °К) принималась в качестве определяющей при расчете физических свойств жидкости. Как показывают полученные результаты, отсутствие верхней гофрированной пластины не оказывает существенного влияния на форму кривых распределения температуры поперек ребра. Из полученных данных видно, что на наветренной стороне гофрированного канала изменение температуры практически линейно убывает от впадины гофра до его вершины. Образование зон отрыва на подветренной стороне канала приводит к снижению интенсивности теплоотдачи в этой области. На подветренной стороне ребра и в глубине гофра наблюдаются самые высокие температуры.

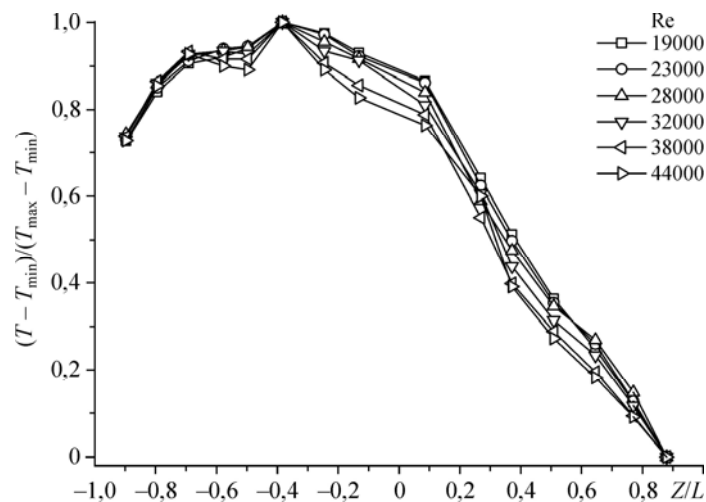


Рис. 3. Распределение температуры поперек ребра ячейки в зависимости от числа Re .

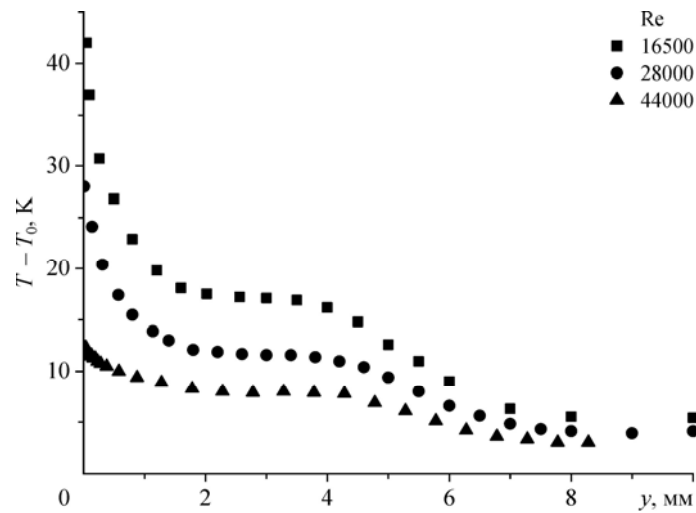


Рис. 4. Распределение осредненной температуры в потоке вдоль биссектрисы угла гофра при различных числах Рейнольдса.

Влияние числа Re на вид распределения температуры по поверхности гофра незначительно. Полученные данные говорят о том, что наиболее высокие коэффициенты теплоотдачи имеют место в верхней части наветренной стороны ребра, а наиболее низкие — на подветренной стороне ребра и в его глубине, где температура стенки достигает своих максимальных значений.

Результаты измерений осредненной температуры в потоке приведены на рис. 4 и 5. На рис. 4 представлены распределения осредненной температуры в потоке вдоль биссектрисы угла гофра при различных числах Рейнольдса. Измерения проведены на различных расстояниях от вершины угла (координата y) в сечении, расположенном на расстоянии около 35 мм от боковой стенки. Значения координаты y отсчитываются от впадины гофра. На основании полученных данных следует выделить участок на расстоянии от 2 до 4 мм, где температура практически не меняется. Это связано с образованием сложной вихревой структуры потока и интенсивным турбулентным перемешиванием в этой области. Основное падение

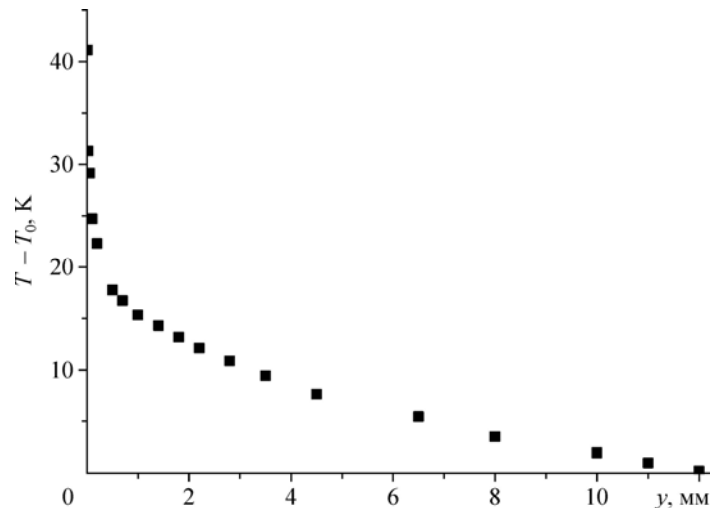


Рис. 5. Распределение осредненной температуры в потоке над вершиной гофра при числе Рейнольдса 25700.

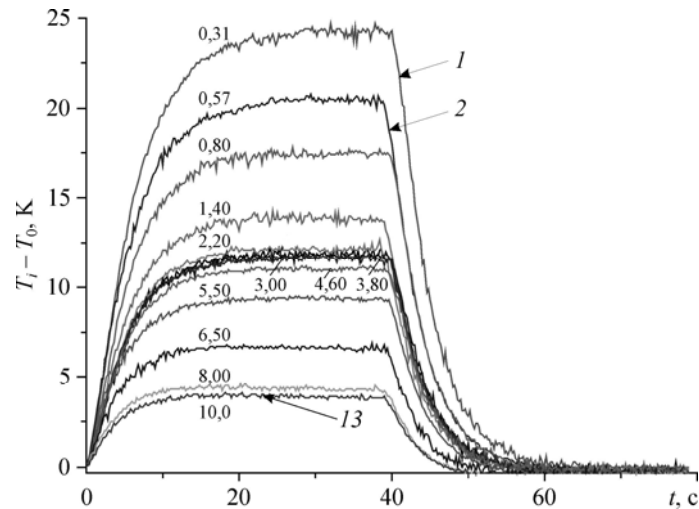
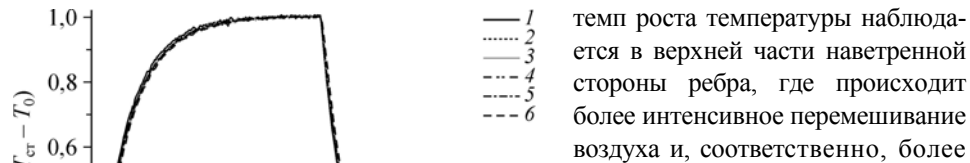


Рис. 6. Изменение температуры в потоке при включении и выключении тепловыделения на различных расстояниях от глубины гофра (y , мм). $Re = 26600$.

температуры происходит в слое толщиной менее 1 мм. Далее с увеличением расстояния от стенки температура практически не меняется. Характер изменения температуры над вершиной ребра представлен на рис. 5. В узкой пристенной области наблюдается высокий градиент температуры.

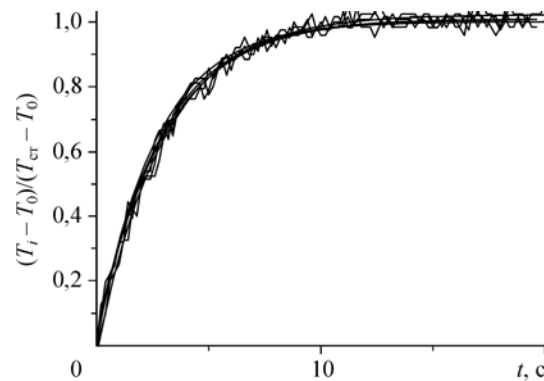
На рис. 6 представлены данные по изменению температуры в потоке при включении и выключении тепловыделения на различных расстояниях от глубины гофра ($Re = 26600$). В настоящей статье приводится небольшая часть полученных экспериментальных данных, которые наиболее ярко отражают выявленные особенности и существующие закономерности. Если представить полученные данные на стенке и в потоке в безразмерном виде (рис. 7), то они довольно хорошо группируются около одной линии на стадиях разогрева и охлаждения (T_i — мгновенное значение температуры, T_0 — начальная температура набегающего потока, $T_{ст}$ — температура стенки). Детальный анализ экспериментальных данных для всех проведенных режимов показал, что аналогичное поведение изменения температуры от времени имеет место как для термопар, расположенных в других точках поверхности, так и в потоке. В безразмерном виде (рис. 8) полученные данные в потоке и на стенке хорошо группируются около одной линии. Небольшой разброс между линиями главным образом связан с различной структурой турбулентного потока на наветренной и подветренной сторонах канала. Следует



отменить, что несколько низкий темп роста температуры наблюдается в верхней части наветренной стороны ребра, где происходит более интенсивное перемешивание воздуха и, соответственно, более

Рис. 7. Изменение нормированной температуры в потоке ($y = 0,31$ (1), 3,8 (2) и 6,5 (3) мм) и на стенке (термопары номер 3 (4), 8 (5) и 14 (6), см. рис. 1) при включении и выключении нагревателя. $Re = 25600$.

Рис. 8. Изменение нормированной температуры стенки и потока во времени $Re = 45000$: представлены экспериментальные данные для процессов разогрева, охлаждения и их аппроксимации экспоненциальной функцией ($y = A_1 \exp(-x/t_1) + y_0$).



высокие локальные коэффициенты теплоотдачи [18]. В координатах $(T_i - T_0)/(T_{ст} - T_0)$ для фазы разогрева и $(T_{ст} - T_i)/(T_{ст} - T_0)$ для фазы охлаждения (если за начальную температуру стенки в момент включения или выключения нагревателя принять T_0 и $T_{ст}$, соответственно) для каждой области канала кривые изменения температуры при набросе и сбросе подводимой мощности в исследованном диапазоне чисел Рейнольдса совпадают между собой (рис. 8). Таким образом, полученные кривые развития температуры стенки в потоке на стадии разогрева и охлаждения имеют симметричную форму (подобны друг другу), т. е. все выводы, полученные для фазы разогрева, справедливы и для фазы охлаждения. Подобие кривых при определенном числе Рейнольдса сохраняется и при различных подводимых мощностях. Данные закономерности наблюдаются во всем исследуемом диапазоне чисел Рейнольдса и выполняются по всему периметру канала и в потоке. На рис. 8 приведены также результаты аппроксимации стадий разогрева и охлаждения потока и стенки. Все полученные результаты измерений хорошо аппроксимируются экспоненциальной функцией $y = A_1 \exp(-x/t_1) + y_0$.

Результаты измерений температуры на участке стабилизированного теплообмена в безразмерной форме при разогреве и охлаждении стенки при различных числах Рейнольдса группируются около одной линии. При более высоких значениях температурного фактора на процессы турбулентного переноса начнет сказываться зависимость физических свойств воздуха от температуры, и такое подобие не будет так явно выражено.

Заключение

Полученные в данных исследованиях распределения температуры по поверхности ребра в стационарном режиме подтвердили ранее полученные результаты работ [16–18]. В исследованном диапазоне параметров процессы разогрева и охлаждения поверхности гофра и рабочей жидкости происходят идентично, в безразмерном виде подобны друг другу и не зависят от величины скачка подводимой мощности. В ядре потока внутри гофра при различных числах Рейнольдса имеется область протяженностью около 2 мм, температура в которой практически не меняется. Экспериментальные данные зависимости температуры от времени аппроксимируются экспоненциальной функцией.

Список литературы

1. Иванов В.Л., Леонтьев А.И., Манушин Э.А., Осипов М.И. Теплообменные аппараты и системы охлаждения газотурбинных и комбинированных установок. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. 592 с.
2. Петухов Б.С., Генин Л.Г., Ковалев С.А. Теплообмен в ядерных энергетических установках. М.: Атомиздат, 1974. 407 с.
3. Леонтьев А.И., Олимпиев В.В. Влияние интенсификаторов теплообмена на теплогидравлические свойства каналов // ТВТ. 2007. Т. 45, № 6. С. 925–953.

4. Леонтьев А.И., Гортышов Ю.Ф., Олимпиев В.В., Попов И.А. Эффективные интенсификаторы теплоотдачи для ламинарных (турбулентных) потоков в каналах энергоустановок // Изв. РАН. Энергетика. 2005. № 1. С. 75–91.
5. Дрейцер Г.А. Современные проблемы интенсификации теплообмена в каналах // ИФЖ. 2001. Т. 74, № 4. С. 33–40.
6. Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Копп И.З., Мякочин А.С. Эффективные поверхности теплообмена. М.: Энергоатомиздат, 1998. 408 с.
7. Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Ярхо С.А. Интенсификация теплообмена в каналах. М: Машиностроение, 1990. 208 с.
8. Савостин А.Ф., Тихонов А.М. Исследование характеристик пластинчатых поверхностей нагрева // Теплоэнергетика. 1970. № 9. С. 75–78.
9. Терехов В.И., Ярыгина Н.И., Смольский Я.И. Особенности теплообмена в отрывном течении за плоским ребром, расположенным под углом к основному потоку, при изменении внешней турбулентности // Теплофизика и аэромеханика. 2008. Т. 15, № 2. С. 219–227.
10. Chang S.W., Liou T.-M., Lee T.-H. Thermal performance of developing flow in a radially rotating parallelogram channel with 45° ribs // Intern. J. Thermal Sci. 2012. Vol. 52. P. 186–204.
11. Дрейцер Г.А. Нестационарный конвективный теплообмен при турбулентном течении газов и жидкостей в каналах // Теплоэнергетика. 1998. № 12. С. 29–38.
12. Кошкин В.К., Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Ярхо С.А. Нестационарный теплообмен. М.: Машиностроение, 1973. 328 с.
13. Дрейцер Г.А., Балашов В.В. Экспериментальное исследование нестационарного теплообмена в плоском канале // ИФЖ. 1986. Т. 50, № 2. С. 207–214.
14. Creff R., Andre P. Influence of a periodically recirculating flow on convective unsteady heat transfer // Heat Transfer 1986. Proc. 8th Int. Conf., San Francisco, Calif., Aug. 17–22. Washington e. a. 1986. Vol. 3. P. 1005–1010.
15. Хабахпашева Е.М., Перепелица Б.В., Пшеничников Ю.М., Насибулов А.М. Влияние скорости течения на нестационарный теплообмен при резком изменении теплового потока // Структура гидродинамических потоков (вынужденное течение, тепловая конвекция). Новосибирск: ИТФ СО АН СССР, 1986. С. 25–39.
16. Перепелица Б.В., Пшеничников Ю.М. Исследование развития турбулентного поля в турбулентном потоке при нестационарном теплообмене // Журнал прикл. механики и технической физики. 1986. № 4. С. 84–88.
17. Перепелица Б.В. Экспериментальное исследование температуры стенки в компактном теплообменнике при резком изменении теплового потока // Теплофизика и аэромеханика. 2010. Т. 17, № 1. С. 85–91.
18. Перепелица Б.В. Экспериментальное исследование локального теплообмена в упаковке с треугольными каналами // Теплофизика и аэромеханика. 2006. Т. 13, № 4. С. 549–555.
19. Перепелица Б.В. Исследование поля температуры в турбулентном потоке при течении воздуха в каналах структурной упаковки // Теплофизика и аэромеханика. 2007. Т. 14, № 4. С. 555–561.
20. Давлетшин И.А., Михеев Н.И., Молочников В.М. Теплообмен в турбулентной отрывной области при наложенных пульсациях потока // Теплофизика и аэромеханика. 2008. Т. 15, № 2. С. 229–236.
21. Gradeck M., Lebouche M. Wall shear measurements inside corrugated channels using the electrochemical technique // Experiments in Fluids. 1998. Vol. 24, No. 1. P. 17–26.
22. Olujić Z. Development of a complete simulation model for predicting the hydraulic and separation performance of distillation columns equipped with structured packings // Chem. Biochem. Engng. Q. 1997. Vol. 11, No. 1. P. 31–46.

*Поступила в редакцию 23 декабря 2011 г.,
после доработки — 19 апреля 2012 г.*