

УДК 532.517.2; 544.773; 536.2; 536.24

В. М. Анискин^{1,2}, **В. Я. Рудяк**²

¹ *Институт теоретической и прикладной механики им. С. А. Христиановича СО РАН
ул. Институтская, 4/1, Новосибирск, 630090, Россия*

² *Новосибирский государственный архитектурно-строительный университет (Сибстрин)
ул. Ленинградская, 113, Новосибирск, 630008, Россия*

aniskin@itam.nsc.ru, valery.rudyak@mail.ru

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИЗУЧЕНИЕ ТЕПЛОТДАЧИ НАНОЖИДКОСТИ В МИКРОКАНАЛЕ *

Описывается новый стенд для изучения коэффициента теплоотдачи наножидкостей в стальном микроканале с внутренним диаметром 358 мкм. Тестирование стенда выполнено на известных экспериментальных данных по теплоотдаче воды. Приводятся данные изучения коэффициента теплоотдачи наножидкостей на основе воды с частицами диоксида кремния со средним размером 25 нм. Показано, что использование наножидкостей позволяет существенно повысить коэффициент теплоотдачи по сравнению с базовой жидкостью. Так, превышение коэффициента теплоотдачи при использовании однопроцентной наножидкости составляет около 60 %, и это превышение растет с увеличением объемной концентрации наночастиц и расхода жидкости.

Ключевые слова: наножидкости, микротечения, микроканал, коэффициент теплоотдачи.

Введение

Использование наножидкостей, т. е. дисперсных жидкостей с металлическими или оксидными наночастицами, для повышения теплообменных свойств различных технических систем и устройств – весьма перспективный способ повышения их эффективности. В макротечениях в ламинарном режиме коэффициент теплоотдачи наножидкостей в общем случае существенно превосходит соответствующие значения для базовой жидкости даже при малых концентрациях наночастиц (см. работы [1–5] и цитированную там литературу). Наблюдаемый эффект связан с существенным увеличением теплопроводности наножидкостей по сравнению с теплопроводностью базовой жидкости. Ситуация в турбулентном режиме те-

чения оказывается много сложнее, однако и здесь при надлежащем выборе размера и концентрации наночастиц удается добиться заметного успеха [5–7]. Во многих приложениях наножидкости планируется использовать для охлаждения различных микроустройств. Из общих соображений ясно, что до тех пор, пока течение наножидкости удовлетворительно описывается обычными методами гидродинамики, нельзя ожидать каких-либо существенных отклонений в результатах от макротечений. Наножидкость, однако, – достаточно сложная двухфазная система, теплофизические свойства которой не описываются классическими теориями, построенными для макроскопических систем (см. [8]). Экспериментальное изучение таких микротечений совсем нетривиальная задача, поскольку необходим соответст-

* Работа выполнена при частичной финансовой поддержке Российского научного фонда (грант 14-19-00312). Авторы признательны А. В. Минакову и Д. В. Гузею за помощь в приготовлении наножидкостей.

вующий инструментарий. Разработке такого инструментария в значительной мере и посвящена данная работа. Кроме того, приводятся данные изучения коэффициента теплоотдачи наножидкостей на основе воды с частицами диоксида кремния со средним размером 25 нм в стальном микроканале с внутренним диаметром 358 мкм.

Экспериментальный стенд

Для проведения экспериментов с микроканалами был создан специальный стенд. Нагрев рабочего участка (микроканала) изначально предполагалось осуществить, непосредственно пропуская электрический ток через микроканал. Чтобы при этом исключить влияние внешнего конвективного теплообмена на результаты опытов, рабочий участок помещался в вакуумную камеру (рис. 1). Она была изготовлена из нержа-

вующей стали и имела объем $1,3 \text{ дм}^3$. Воздух в камере откачивался вакуумным насосом 2НВР-5ДМ до давления $2 \cdot 10^{-2}$ мм ртутного столба. В боковой стенке камера имела отверстия для откачки воздуха, измерения вакуума, подачи и отвода рабочей жидкости, а также была снабжена шестью вакуумными разъемами по семь контактов в каждом.

Для получения достоверных данных о местном коэффициенте теплоотдачи необходимо было на входе в нагреваемый микроканал иметь профиль скорости, соответствующий развитому течению. С этой целью рабочий участок был выполнен составным, он имел подготовительный и нагреваемый элементы. На рис. 2 они отмечены соответственно цифрами 1 и 2.

Нагреваемый участок представлял собой цилиндрический канал из нержавеющей стали с внешним диаметром 550 мкм и внут-



Рис. 1. Экспериментальный стенд. Вакуумная камера с рабочим участком

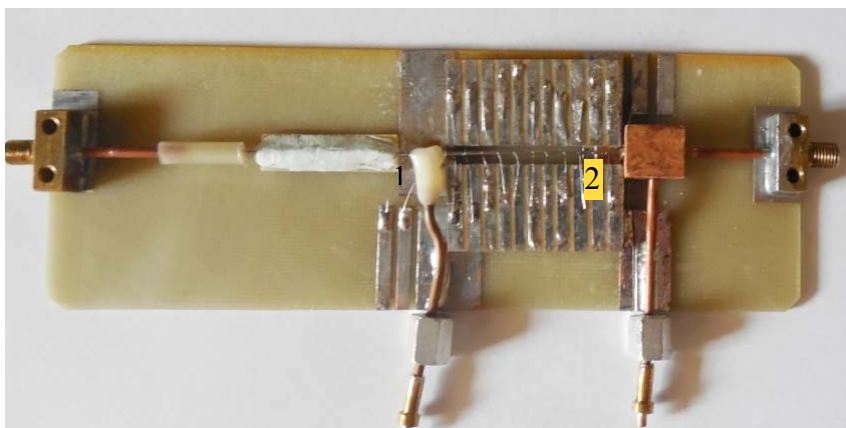


Рис. 2. Общий вид рабочего участка

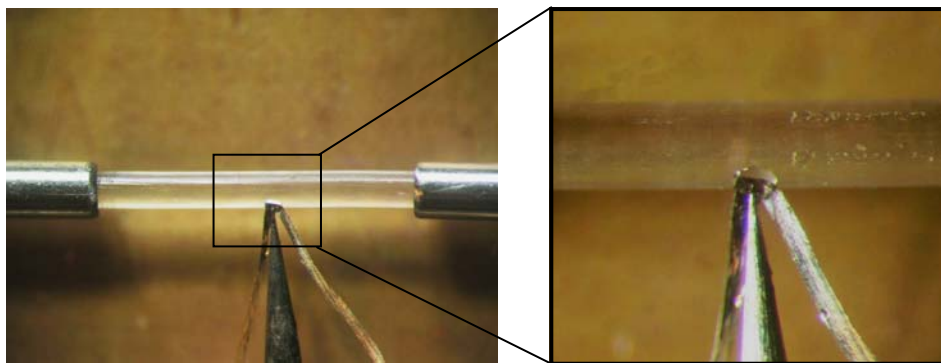


Рис. 3. Размещение термопары и создание отвода для измерения давления

ренним 358 мкм. Длина l нагреваемого участка составляла 25,7 мм. Величина абсолютной шероховатости внутренней поверхности канала не превышала 10 мкм, что соответствует максимальной относительной шероховатости 0,028.

Подготовительный участок состоял из двух частей: медной трубки с внутренним диаметром 0,9 мм и длиной 20 мм и трубки, выполненной из нержавеющей стали длиной 27 мм с тем же диаметром, что имел и рабочий нагреваемый участок. Трубки соединялись при помощи фотополимера так, что получался плавный профиль сопряжения внутренних диаметров трубок. Осуществлялось это следующим образом. Обыкновенная леска диаметром 0,9 мм конически затачивалась с одного конца. Затем она просовывалась через медную трубку и заточенным кончиком плотно вставлялась в стальной канал. После этого леска заливалась фотополимером. Для того чтобы жидкий фотополимер не стекал, на леску надвигалась стеклянная трубка. После заполнения пространства между леской и внутренней поверхностью стеклянной трубки фотополимером он засвечивался и затвердевал. Затем леска вытаскивалась.

Соединение подготовительного и нагреваемого участков осуществлялось также описанным выше способом: между двумя каналами помещалась обыкновенная леска (точно подобранного диаметра) с последующей заливкой фотополимером. Для измерения температуры жидкости на входе в рабочий нагреваемый участок на месте соединения была установлена термопара (рис. 3) и сделано отверстие для измерения давления, необходимого для определения коэффициента гидравлического сопротивления канала. Ис-

пользовалась хромель-алюмелевая термопара (L-типа) толщиной около 20 мкм и планарным размером 80×80 мкм. Технология установки термопары была следующей. Термопара прижималась остро заточенной иглой к леске, пространство между термопарой и леской заливалось сахарным сиропом, который впоследствии кристаллизовался. После заливки и отверждения фотополимера леска и металлическая игла удалялись, и в результате в этом месте формировался канал отвода жидкости для измерения давления. Затем после прокачки воды сахар растворялся, термопара оказывалась окруженной жидкостью.

Нагрев рабочего участка осуществлялся электрическим током, проходящим через микроканал. В качестве источника напряжения использовалось напряжение сети и система понижающих трансформаторов с выпрямительным мостом. Нагрев током соответствует реализации постоянного теплового потока от стенки канала в жидкость. Электрическое сопротивление нагреваемого участка составляло 0,5 Ом. Подаваемая мощность варьировалась от 0,2 до 0,5 Вт. Электрический контакт для подачи напряжения на рабочий участок располагался максимально близко к выходу из канала.

Температура нагреваемого рабочего участка измерялась одиннадцатью термопарами, расположенными по всей его длине. Термопары L-типа изготавливались из проводов диаметром 25 мкм, приклеивались к нагреваемому участку с помощью лака и дополнительно фиксировались теплопроводным клеем. Таким образом, достигался надежный тепловой контакт между термопарами и поверхностью канала, в то время как электрический контакт отсутствовал.

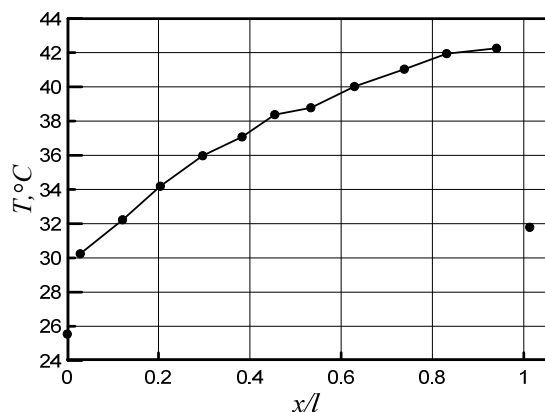


Рис. 4. Распределение температуры вдоль канала

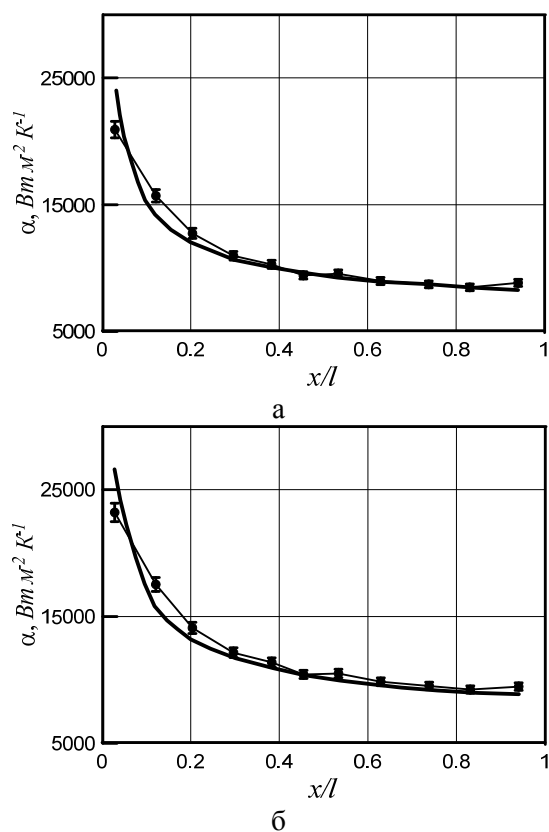


Рис. 5. Распределение местных коэффициентов теплоотдачи при различном расходе воды

Еще одна термопара размещалась непосредственно внутри коллектора на выходе из канала. Помимо этого из коллектора выходят две медные трубки: по одной осуществляется отвод жидкости, а другая идет к датчику давления. Наконец, на расстоянии около одного калибра от среза стального канала и поперек его сечения устанавливалась еще

одна термопара толщиной 20 мкм и планарным размером 60×300 мкм. С ее помощью измерялась средняя температура на выходе из нагреваемого рабочего участка.

При нагревании канала вблизи его стенки формируется тепловой пограничный слой, толщина которого вниз по потоку увеличивается. Длина участка, на котором происходит формирование профиля температуры в сечении канала, определяется эмпирической формулой [9]: $L = 0,05 \text{Re} d \text{Pr}$, где Re – число Рейнольдса, d – диаметр канала, Pr – число Прандтля. Эта длина в экспериментах изменялась от 20 до 60 мм, т. е. практически во всех случаях превышала длину нагреваемого участка. Это являлось гарантией того, что эксперименты проводились в условиях установившегося профиля скорости течения и развивающегося теплового слоя.

Тестирование измерительного стенда

Тестирование установки было проведено на измерениях коэффициента теплоотдачи при течении дистиллированной деионизированной воды. Прокачка жидкости осуществлялась поршневым насосом Gilson 305. Расход жидкости менялся от 3 до 10 мл/мин, что соответствовало диапазону чисел Рейнольдса $\text{Re} = (\rho U d) / \mu$ от 180 до 850. Таким образом, во всех случаях имел место ламинарный режим течения. Здесь ρ – плотность жидкости, U и μ – ее средняя скорость, построенная по расходу, и коэффициент вязкости, а d – диаметр нагреваемого канала. Серия экспериментов, проведенных при различных числах Рейнольдса из указанного интервала, показала, что во всех случаях полученные результаты соответствуют обычным экспериментально наблюдаемым данным для макроканалов.

Типичное распределение температуры вдоль канала при расходе жидкости 7 мл/мин показано на рис. 4. Крайними точками обозначена температура жидкости на входе в канал и выходе из него.

При изучении теплоотдачи измерялся местный коэффициент теплоотдачи [10]

$$\alpha = \left\{ \frac{\pi d L [T_w(x) - T_b(x)]}{Q c_p (T_o - T_i)} - h_w \right\}^{-1}, \quad (1)$$

где

$$h_w = \frac{D^2 d}{16(D^2 - d^2)\lambda_w} \left[2 \ln \left(\frac{D}{d} \right) + \left(\frac{D}{d} \right)^2 - 1 \right]$$

есть поток тепла поперек стенки, обусловленный ее теплопроводностью; $T_w(x)$, $T_b(x)$ – температура стенки и жидкости на расстоянии x от входа в нагреваемый канал; T_i , T_o – температура жидкости на входе в канал и на выходе из него; D , d – внешний и внутренний диаметры нагреваемого канала; Q – массовый расход жидкости; c_p – удельная теплоемкость жидкости; λ_w – коэффициент теплопроводности стенки канала.

На рис. 5 приведено распределение локального коэффициента теплоотдачи вдоль канала при различном расходе воды: $Q = 5,69$ мл/мин (рис. 5, а), $Q = 7,78$ мл/мин (рис. 5, б). Это соответствует числам Рейнольдса 460, 620. Экспериментальные данные, полученные по формуле (1), отмечены здесь метками. Для сопоставления жирной линией отмечены данные полуэмпирической корреляции [11]

$$\alpha(x)_{\text{эмпирич}} = Nu(x) \frac{\lambda}{d},$$

$$Nu(x) = 4,36 + 1,31 \left(\frac{1}{Pe} \frac{x}{d} \right)^{-1/3} e^{-13 \sqrt{\frac{1}{Pe} \frac{x}{d}}} \left(\frac{\mu_w}{\mu_b} \right)^{-1/6}, \quad (2)$$

описывающей коэффициент теплоотдачи в обычных макроскопических течениях. В формуле (2) Pe и Nu – числа Пекле и Нуссельта, d – диаметр канала, μ_w – коэффициент вязкости воды при температуре стенки, μ_b – коэффициент вязкости воды при температуре на оси канала. Экспериментальные данные в пределах ошибки измерения и точности корреляции (2) хорошо согласуются между собой. Таким образом, представленный стенд вполне пригоден для проведения оригинальных измерений.

Коэффициент теплоотдачи наножидкостей

В данной работе изучен коэффициент теплоотдачи наножидкости на основе дистиллированной воды с частицами диоксида кремния со средним размером 25 нм. Нанопорошки были приобретены у ОАО «Плазмотерм» (Москва). Частицы имеют сферическую форму, а их объемная концентрация

в наножидкости варьировалась от 0,25 до 1 %. Наножидкость получалась обычным двухшаговым методом. Необходимое количество порошка добавлялось в воду, полученная суспензия тщательно перемешивалась механически. Чтобы разрушить конгломераты наночастиц суспензии подвергались обработке ультразвуком в ванне «Сапфир» в течение 45 мин. Перед каждым экспериментом наножидкость дополнительно обрабатывалась в ультразвуковой ванне. Расход жидкости, как и для чистой воды, менялся от 3 до 10 мл/мин.

Типичный пример сопоставления локального коэффициента теплоотдачи для воды и двух наножидкостей представлен на рис. 6. Здесь воде соответствуют квадратные метки, а наножидкостям – треугольники, концентрации наночастиц 0,5 % – треугольники вершиной вверх, а 1 % – вершиной вниз. Представляемые данные получены при расходе воды 9,95 мл/мин. Подобрать точно такой же расход для наножидкости практически не возможно. Поэтому для наножидкостей с концентрацией частиц 0,5 и 1 % расход равнялся соответственно 10,0 и 9,3 мл/мин. В обоих случаях коэффициент теплоотдачи наножидкости превосходит соответствующие значения для воды.

Величина превышения коэффициента теплоотдачи тем выше, чем больше объемная концентрация наночастиц. На рис. 7 представлены значения относительного локального коэффициента теплоотдачи

$$\alpha_r = \alpha / \alpha_w,$$

где α_w – локальный коэффициент теплоотдачи воды. Данные приведены для случая,

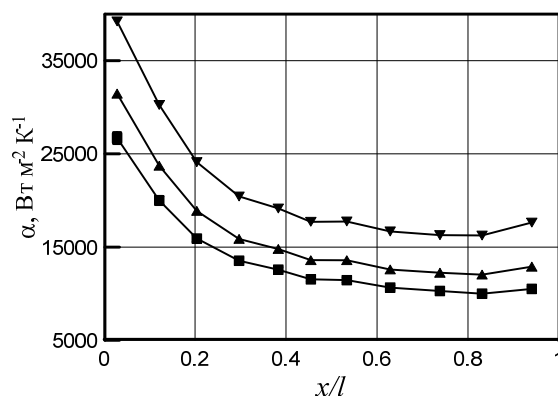


Рис. 6. Сопоставление локального коэффициента теплоотдачи для воды и двух наножидкостей на основе воды с частицами диоксида кремния

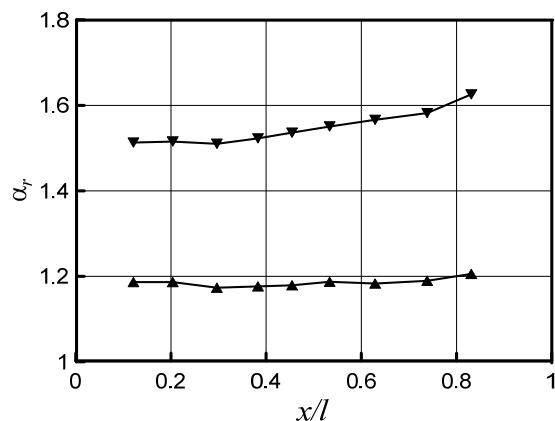


Рис. 7. Относительный локальный коэффициент теплоотдачи для двух наножидкостей на основе воды с частицами диоксида кремния

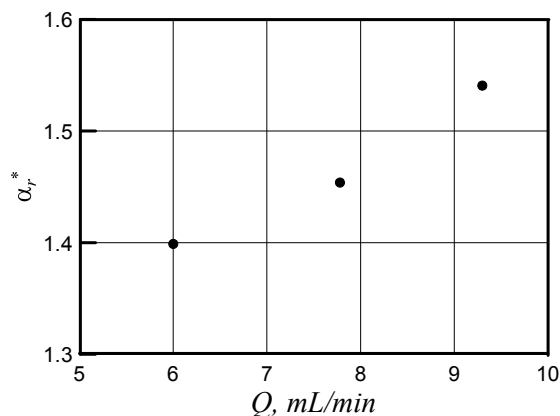


Рис. 8. Зависимость среднего относительного коэффициента теплоотдачи от расхода однопроцентной наножидкости

представленного на рис. 6, обозначения здесь те же. Превышение при концентрации наночастиц 0,5 % составляет около 20 %, а при концентрации 1 % – около 60 %.

Заключительные замечания

Подводя итог, отметим, что разработанный экспериментальный стенд показал свою работоспособность и позволяет экспериментально изучать теплопередачу в микротечениях. При исследовании ламинарных течений установлено, что основные закономерности теплообмена обычной жидкости (в данном случае воды) в рассматриваемом микроканале вполне описываются соотношениями, полученными ранее для обычных макроскопических течений. Вместе с тем

результаты изучения теплообмена наножидкостей заслуживают отдельного внимания. Данные, приведенные выше, показывают, что коэффициент теплоотдачи наножидкостей существенно превосходит соответствующее значение для базовой жидкости. Уже однопроцентная наножидкость повышает его примерно на 60 % по сравнению с водой. При рассмотренных небольших концентрациях наночастиц ϕ превышение коэффициента теплоотдачи пропорционально концентрации частиц: $\Delta\alpha = \alpha - \alpha_w \sim \phi$. Поэтому с увеличением концентрации наночастиц превышение коэффициента теплоотдачи будет расти. Это соответствует и данным работ [3–5], полученным в мини-каналах, внутренний диаметр которых почти в двадцать раз меньше.

С ростом расхода наножидкости коэффициент теплообмена также увеличивается. Это иллюстрирует рис. 8, где представлены данные зависимости среднего коэффициента теплоотдачи наножидкости α_r^* от расхода однопроцентной наножидкости (средний коэффициент теплоотдачи α_r^* получен из локальных обычным усреднением). В рассматриваемом диапазоне расхода наножидкости рост коэффициента α_r^* практически пропорционален расходу. Отсюда сразу следует, например, что двукратное превышение среднего относительного коэффициента теплоотдачи следует ожидать уже при расходе около 10,3 мл/мин, а трехкратного – при расходе около 12,6 мл/мин. При этом течение все еще остается ламинарным. Естественно, увеличение среднего относительного коэффициента теплоотдачи означает, в частности, что он будет расти и с увеличением чисел Рейнольдса течения.

В заключение отметим еще одно важное обстоятельство. Обычно для описания теплоотдачи используют число Нуссельта (см. формулу (2)). В свою очередь, последнее зависит от числа Рейнольдса. Типичная полуэмпирическая зависимость для обычных жидкостей имеет вид [11]

$$\text{Nu} = 1,55 \left(\frac{\text{RePr}d}{L} \right)^{0,33} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0,14},$$

где $\text{Pr} = (\mu c_p) / \lambda$. Для наножидкостей, однако, подобное соотношение заведомо не применимо, поскольку одним и тем же числам Рейнольдса и Прандтля в общем случае

соответствуют разные наножидкости. Связано это с тем, что с увеличением размера частиц вязкость наножидкости снижается, а теплопроводность, напротив, растет.

Список литературы

1. Гузей Д. В., Минаков А. В., Рудяк В. Я., Дектерев А. А. Измерение коэффициента теплоотдачи наножидкости на основе оксида меди в цилиндрическом канале // Письма в ЖТФ. 2014. Т. 40, вып. 5. С. 34–42.
2. Luna I. Z., Chowdhury A. M. S., Gafur M. A., Khan R. A. Measurement of forced convective heat transfer coefficient of low volume fraction CuO-PVA nanofluids under laminar flow condition // American J. of Nanomaterials. 2015. Vol. 3. No. 2. P. 64–67.
3. Минаков А. В., Рудяк В. Я., Гузей Д. В., Лобасов А. С. Измерение коэффициента теплоотдачи наножидкости на основе воды и частиц оксида меди // ТВТ. 2015. Т. 53, вып. 2. С. 256–263.
4. Minakov A. V., Lobasov A. S., Guzei D. V., Pryazhnikov M. I., Rudyak V. Ya. The experimental and theoretical study of laminar forced convection of nanofluids in the round channel // Applied Thermal Engineering. 2015. Vol. 88. P. 140–148.
5. Гузей Д. В., Минаков А. В., Рудяк В. Я. Экспериментальное определение коэффициента теплоотдачи наножидкости в цилиндрическом мини-канале // Тр. НГАСУ. 2015. Т. 18, № 1 (59). С. 58–74.
6. Гузей Д. В., Минаков А. В., Рудяк В. Я. Исследование теплоотдачи наножидкостей в турбулентном режиме течения в цилиндрическом канале // Изв. РАН. МЖГ. 2016. № 2. С. 65–75.
7. Рудяк В. Я., Минаков А. В., Краснолуцкий С. Л. Физика и механика процессов теплообмена в течениях наножидкостей // Физическая мезомеханика. 2016. Т. 19, № 1. С. 75–83.
8. Рудяк В. Я., Анискин В. М., Кузнецов В. Я., Маслов А. А., Минаков А. В., Миронов С. Г. Моделирование микро- и нанотечений. Новосибирск, 2014. 342 с.
9. Encyclopedia of Microfluidics and Nanofluidics / Ed. by D. Li. Springer, 2008. 2226 p.
10. Celata G. P., Cumo M., McPhail S. J., Zummo G. Single-phase laminar and turbulent heat transfer in smooth and rough microtubes // Microfluidics and Nanofluidics. 2007 Vol. 3. P. 697–707.
11. Петухов Б. С. Теплообмен и сопротивление при ламинарном течении жидкости в трубах. М.: Энергия, 1967. 409 с.

Материал поступил в редколлегию 25.03.2016

V. M. Aniskin^{1,2}, V. Ya. Rudyak²

¹ S. A. Khristianovich Institute of Theoretical and Applied Mechanics, SB RAS
4/1 Institutskaya Str., Novosibirsk, 630090, Russian Federation

² Novosibirsk State University of Architecture and Civil Engineering (Sibstrin)
113 Leningradskaya Str., Novosibirsk, 630008, Russian Federation

aniskin@itam.nsc.ru, valery.rudyak@mail.ru

EXPERIMENTAL STUDYING NANOFLUID THERMAL TRANSFER IN MICROCHANNEL

In paper new setup for studying the thermal transfer of nanofluid in the steel micro-channel with inner diameter 358 microns is described. Setup testing carried out by means of known experimental data about thermal transport of the water. Then the data about the thermal transfer coefficient of the water based nanofluids with silicon dioxide nanoparticle with average size 25 nm are discussed. It was shown that nanofluids have the thermal transfer coefficient much more than that of base liquid. The enhancement of the thermal transfer coefficient of one-percent nanofluid is about 60 %. This enhancement grows with increasing of the nanoparticles volume fraction and flow rate of the nanofluid.

Keywords: nanofluids, microflow, microchannel, thermal transfer coefficient, convection.