

УДК 536.24

Улучшение теплогидравлической эффективности труб с помощью спирально закрученной волнистой ленты с изменяемой осью

К. Йонгсири¹, С. Тяньпонг¹, К. Нанан², С. Эямса-ард²

¹Технологический университет Маханакорн, Бангкок, Таиланд

²Технологический институт Короля Монгкута, Бангкок, Таиланд

E-mails: kittisak@mut.ac.th, cthianpong@hotmail.com,
kwanchai@mut.ac.th, smith@mut.ac.th

Представлено исследование интенсификации теплообмена в круглой трубке со вставкой из спирально закрученной волнистой ленты. Исследуется влияние спирально закрученных волнистых лент с изменяемой осью (СВЛ-ИО) на теплообмен, коэффициент трения и теплогидравлическую эффективность (ТГЭ) для турбулентного режима течения. Геометрия СВЛ-ИО характеризуется следующими величинами: отношениями шага ленты к диаметру трубки — $P/D = 1, 1,5$ и 2 , пространственного периода изменения оси к длине шага — $l/P = 1, 1,5$ и 2 , длины витка к ширине ленты — $y/W = 3$ и ширины ленты к диаметру трубы — $w/D = 0,2$. Эксперимент осуществлялся при изменении объемной скорости потока воздуха для регулирования числа Рейнольдса в диапазоне от 6000 до 20000. Стенка экспериментальной трубки равномерно нагревается постоянным тепловым потоком, сама трубка покрыта тепловой изоляцией для уменьшения потерь тепла. Теплогидравлическая эффективность оценивается путем сравнения представленных экспериментальных результатов с полученными данными для модифицированных СВЛ-ИО, а также с результатами предыдущего исследования (обычные спирально закрученные волнистые ленты, СВЛ). При оценке тепловых характеристик изучаемых труб с СВЛ-ИО выявлено увеличение теплоотдачи и коэффициента трения за счет СВЛ-ИО в простой трубе в одинаковых условиях. Представляется интересным, что в трубе с СВЛ-ИО неизменно присутствуют более высокие теплоотдача и коэффициент ТГЭ, чем в трубах с СВЛ, — примерно на 14,1 % и 1,9 % соответственно. В СВЛ-ИО с меньшим относительным шагом и длиной прилегающего витка обеспечивается более высокая интенсивность теплообмена и коэффициент трения, чем в трубах с большим относительным шагом и периодом изменения оси, вследствие большей площади контактной поверхности, большей интенсивности вихря и, таким образом, лучшего перемешивания жидкости вблизи стенки трубки. В определяемом диапазоне трубки с самым большим относительным шагом ($P/D = 2$) и с наименьшим периодом изменения оси ($l/P = 1$) дают высокую ТГЭ — около 1,35. В работе также описываются эмпирические соотношения для числа Нуссельта, коэффициента трения и ТГЭ.

Ключевые слова: усиление теплоотдачи, теплообменник, спирально закрученная волнистая лента, спиральная лента, турбулентность.

Введение

Технологии интенсификации теплопереноса (ИТП) нередко встречаются в инженерных приложениях и являются предметом многих научных исследований. Технология ИТП часто применяется в системах теплообменников для увеличения коэффициента конвективного теплообмена и улучшения ТГЭ системы. В некоторых исследованиях в качестве устройств для закрученного/турбулентного потока использовались такие

вставки как витая лента, спиральная лента, проволочная спираль, вентилятор, коническое кольцо и др. Среди этого многообразия спиральные ленты привлекли внимание своей низкой стоимостью и приемлемыми тепловыми характеристиками [1–5]. Они широко используются в качестве турбулизаторов для создания закрученного потока и генерации турбулентности вблизи стенки трубки, что способствует лучшему перемешиванию жидкости, изменению скорости и тепловых граничных профилей, и таким образом, более высокой интенсивности теплоотдачи в теплообменнике системы.

Совокупное влияние различных модифицированных конфигураций трубок со вставками из спиральной волнистой ленты (СВЛ) на тепловые характеристики было изучено, например, в круглой трубе с осевым рифлением и вставками из СВЛ [6], в круглой трубе с поперечными ребрами и СВЛ [7], в круглой трубе с интегральной осевой шероховатостью ребра и СВЛ [8], в круглой трубе с осевым рифлением и вставками из СВЛ [9] и в круглой трубе с интегральным спиральным рифлением и СВЛ [10]. Обнаружено, что сочетание модифицированной трубки и СВЛ значительно улучшает интенсивность теплоотдачи и тепловые характеристики по сравнению с использованием этих составляющих по отдельности (например, гладкая трубка с СВЛ).

Сегодня с целью увеличения теплопроводности и для повышения интенсивности теплоотдачи в теплообменнике с различными модифицированными вставками из СВЛ используются наножидкости. В работе [11] исследовались теплоотдача, коэффициент трения и тепловые характеристики вставок с СВЛ в ламинарном потоке наножидкостей Al_2O_3 /вода и CuO /вода, проходящих через прямой круглый воздуховод с граничным условием постоянного теплового потока и коэффициентами волнистости 1,78, 2,44 и 3, с применением наножидкости с объемной концентрацией 0,1 %. Отмечено, что ТГЭ СВЛ при использовании наножидкости CuO /вода выше, чем для Al_2O_3 /воды, из-за высокой теплопроводности жидкости. В работе [12] использовались наножидкости Al_2O_3 /вода и CuO /вода при изучении влияния круглого воздуховода, оснащенного СВЛ вставками, на тепловые характеристики в переходных режимах. Исследование показало, что среднее улучшение интенсивности теплоотдачи при коэффициентах волнистости 1,78, 2,44 и 3 составило 166,8 %, 128,7 % и 89,2 % для Al_2O_3 /воды и 179,8 %, 144,3 % и 105,6 % для CuO /воды соответственно по сравнению с простой трубкой.

Модификация ленты в спирально закрученную волнистую ленту была впервые выполнена авторами работы [13]. Спирально закрученная волнистая лента изготавливалась путем сгибания прямой ленты до получения обычной волнистой ленты, а затем скручивания ее в спиральную форму. Изучалось влияние коэффициентов волнистости ($y/W = 2, 2,5$ и 3) и относительного шага спиральной закрутки ($P/D = 1, 1,5$ и 2) на тепловые характеристики. Было обнаружено, что интенсивность теплообмена и коэффициент трения увеличиваются с уменьшением коэффициентов волнистости ленты и шага спиральной закрутки, а тепловая производительность показывает обратную тенденцию; самая высокая ТГЭ составила 1,29 для $y/W = 3$ и $P/D = 2$. В работе [14] рассматривалось влияние двойной спиральной ленты с разными углами наклона на теплоотдачу и гидравлические характеристики, было обнаружено, что по сравнению с данными для обычной трубы теплоотдача и коэффициент трения увеличивались в 3,05 и 1,7 раз соответственно. В работе [15] исследовались изменения величины теплоотдачи, перепада давления и ТГЭ трубки, оснащенной тройной спиральной лентой с различными углами наклона. Было установлено, что число Нуссельта, ТГЭ и коэффициент трения для трубок со вставками отличались от аналогичных показателей для обычной трубки соответственно в 4,5, 3,45 и 3 раза. Также влияние двойной и тройной спиральной волнистой ленты на теплоотдачу, коэффициент трения и ТГЭ в трубе с двойной и тройной спиральной волнистой лентой изучались в работе [16]. Выявлено, что двойная и тройная спиральная волнистая лента обеспечивают лучшую интенсивность теплообмена, но меньшую ТГЭ из-за больших потерь давления.

Интенсификация теплообмена в трубках с СВЛ-вставками с правой и левой закруткой в ламинарном режиме изучалась авторами работ [17]. Обнаружено, что самая высокая эффективность — 2,85 и 2,97 соответственно — была получена для вставок длиной (в мм) 300 R, 300 L и 400 R, 200 L, где R и L обозначают правую и левую закрутки. Также информация об интенсивности теплоотдачи и ТГЭ в турбулентном режиме представлена в работе [18]. В работе [19] использовались СВЛ-вставки с закруткой слева направо в термосифонной системе солнечного нагрева воды. Было установлено, что увеличение теплоотдачи и коэффициента трения в коллекторах с закруткой СВЛ слева направо соответственно на 375 % и 142 % выше, чем в обычном коллекторе. Также было показано, что использование лент с закруткой слева направо в солнечном подогревателе воды улучшает теплообмен и общую тепловую эффективность по сравнению с обычными трубами.

Итак, обычная спиральная лента выполняет роль ребра-перегородки, приводя к отрыву потока, сопровождаемому его повторным присоединением на стенке трубки. В результате образуется высокая тангенциальная скорость и, как следствие, эффективный тепловой срыв на стенке. Очевидно, что помимо этого СВЛ также индуцируют закрученный поток. Однако, как уже отмечалось, СВЛ обеспечивают меньшую интенсификацию теплопереноса по сравнению с обычной спиральной лентой [13, 16]. Такой факт можно объяснить тем, что повторное присоединение течения на стенке трубки частично подавляется закрученным потоком, в результате чего тангенциальный контакт жидкости на стенке трубы получается слабее контакта, вызванного обычной спиральной лентой. Ослабление присоединения потока на стенке трубки закрученным потоком также подтверждается результатами для коэффициента трения. Установлено, что коэффициент трения, вызванный СВЛ, ниже, чем коэффициент трения, вызванный обычной спиральной лентой, из-за меньшей силы сопротивления на стенке трубы.

Основной целью настоящего экспериментального исследования является улучшение работы теплообменника путем введения закрученного потока в основное течение. Вышеприведенный обзор литературы подтверждает, что спирально закрученные волнистые ленты с изменяемой осью ранее не изучались. Закрученный поток жидкости, вызываемый генерируемым СВЛ-ИО спутным/встречным закрученным потоком, обеспечит, вероятно, большие интенсивность турбулентности и продольный вихрь в пристенном потоке в трубке. Это приведет к усилению перемешивания жидкости вблизи стенки трубки, что увеличит в ней интенсивность теплоотдачи. В настоящем исследовании СВЛ-ИО-геометрия является важным параметром для определения ТГЭ в трубке теплообменника. В экспериментах СВЛ-ИО с тремя разными относительными шагами закрутки ленты (P/D) и относительными периодами изменения оси (l/P) были расположены в трубке с постоянным тепловым потоком у стенки. Экспериментальные запуски проводились с использованием воздуха в качестве рабочей среды и проводились в турбулентных режимах в диапазоне чисел Рейнольдса между 6000 и 20000.

1. Модель спирально закрученных лент с изменяемой осью

Обычно скорости теплообмена, связанные с применением комбинированных методов или модифицированных СВЛ, выше обеспечиваемых обычной витой лентой. Однако усиление теплообмена неизбежно сопровождается увеличением перепада давления. Для исследователей модификация витой ленты с соответствующей геометрией для достижения интенсификации теплообмена с разумным перепадом давления является сложной задачей. В настоящей работе предлагается новый вариант СВЛ-ИО, разработанный на основе предыдущих исследований [13, 16]. Ожидается, что изменения оси закрученной ленты улучшит перемешивание жидкости за счет изменения направления потока жидкости.

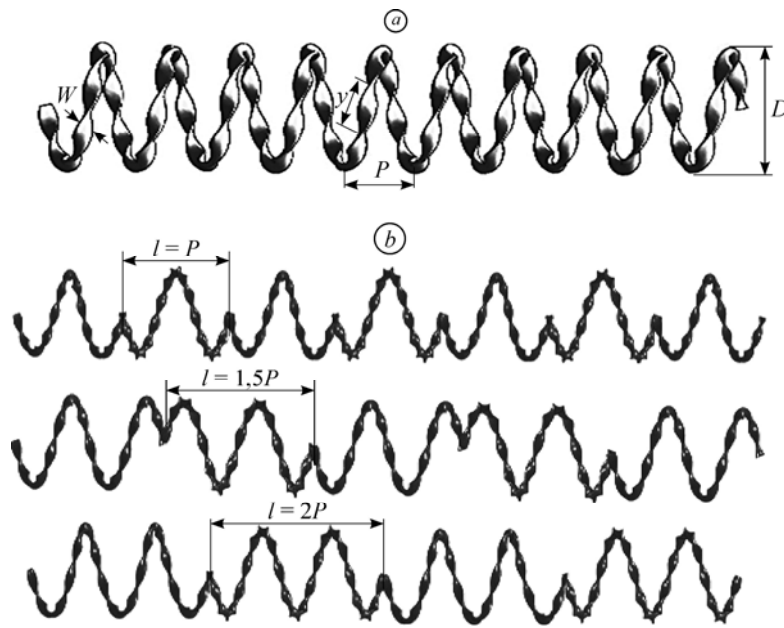


Рис. 1. Спирально закрученная волнистая лента с изменяемой осью (СВЛ-ИО).

Конфигурации спирально закрученных волнистых лент с изменяемой осью показаны на рис. 1. При изготовлении вставки лента равномерно наматывалась полосками шириной 12,6 мм на стержень диаметром 38,8 мм. В настоящем исследовании были использованы два вида спирально закрученных лент: обычные спирально закрученные волнистые ленты и спирально закрученные волнистые ленты с изменяемой осью. Для того чтобы изготовить СВЛ с относительным спиральным витком $y/W = 3$ прямая алюминиевая лента сгибалась на длину витка $y = 37,8$ мм (при повороте на 180°) для получения обычной волнистой ленты. Волнистая лента впоследствии скручивалась в спиральную форму. Затем посредством выполнения следующих шагов с обычной лентой получали СВЛ-ИО: для каждой длины шага (P) лента разрезается с двух сторон на 3 мм в глубину; обе стороны среза скручиваются одновременно на угол в 90° , что дает возможность получения закрученного потока в направлении, противоположном потоку, генерируемому на участке измененной оси. Геометрия СВЛ-ИО зависит от отношения шага ленты к диаметру трубки ($P/D = 1, 1,5$ и 2) и периода изменения оси к длине шага ($l/P = 1, 1,5$ и 2) при постоянных отношениях длины витка к ширине ленты $y/W = 3$ и ширины ленты к диаметру трубки $w/D = 0,2$. СВЛ-ИО вставлена в медную трубку длиной 1500 мм, диаметром 63 мм и толщиной 1,75 мм.

2. Экспериментальная установка

Экспериментальная установка в настоящем исследовании (рис. 2) состоит из трубки с участками стабилизации потока и его нагрева, высоконапорного компрессора мощностью 3 л.с., набора Т-термопар, отборника давления, системы сбора данных, персонального компьютера, цифрового индикатора давления с трубкой Пито, инвертера, U-образной трубки или наклонного манометра, системы электроснабжения и систем обеспечения [13]. В ходе эксперимента индикаторы давления располагались на 1575 мм ($25 D$) вверх по потоку и на 945 мм ($15 D$) вниз по потоку от рабочего участка. Расстояние между приемниками давления составляло около 2400 мм. Термоанемометр был установлен перед измерительной диафрагмой с целью ее калибровки для измерения расхода. Рабочий участок был равномерно обмотан нихромовой проволокой, проходящей

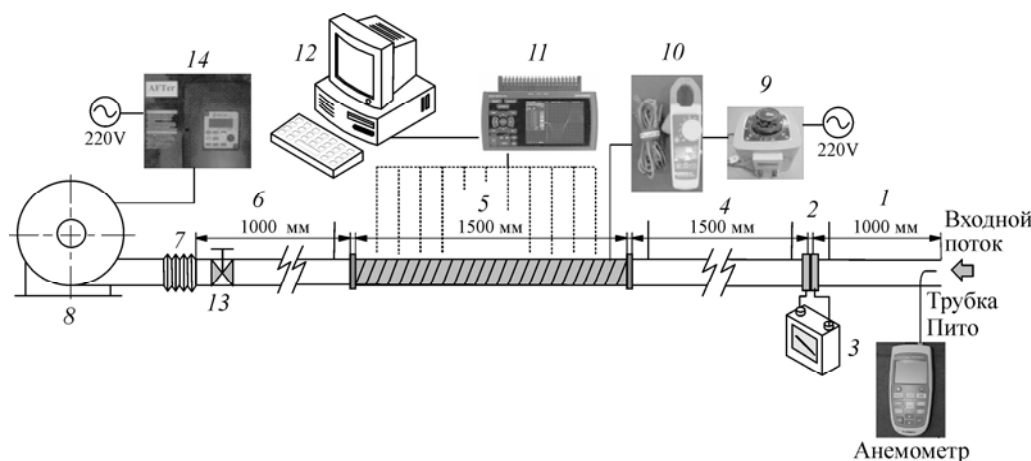


Рис. 2. Экспериментальная установка для исследования теплопередачи.

- 1 — входной участок, 2 — диафрагменный расходомер, 3 — манометр с наклонной u-образной трубкой, 4 — участок стабилизации потока, 5 — участок нагрева, 6 — выходной участок, 7 — резиновое уплотнение, 8 — высоконапорный компрессор, 9 — регулируемый трансформатор, 10 — ваттметр, 11 — устройство регистрации данных, 12 — ПК, 13 — обводной вентиль, 14 — инвертор.

сквозь фарфоровые шарики, чтобы свести к минимуму конвективные потери тепла, также были приняты другие необходимые меры предосторожности для минимизирования общей потери тепла. В ходе экспериментов воздух при температуре $27\text{ }^{\circ}\text{C}$ проходил через участок стабилизации потока, чтобы добиться полностью развитого течения до его нагревания обмоткой регулируемого электронагревателя по длине рабочей части. Расход воздуха колебался от $0,0059\text{ кг}\cdot\text{с}^{-1}$ до $0,0187\text{ кг}\cdot\text{с}^{-1}$, соответствуя числам Рейнольдса (Re) от 6000 до 20000. В каждом запуске в нагреваемый участок вставлялась СВЛ-ИО (один комплект для каждого запуска). Кроме того, для сравнения также исследовалась обычная спиральная волнистая лента. Выходная электрическая мощность контролировалась с помощью регулируемого трансформатора при сохранении тока около 3 А для достижения условия постоянного пристенного теплового потока по длине рабочей части около $660\text{ Вт}/\text{м}^2$. Температуры воздуха на входе и выходе измерялись с помощью многоканального измерителя температуры в сочетании с резистивным температурным датчиком (РТД). Один РТД помещался на 600 мм выше по потоку рабочего участка для измерения температуры воздуха на входе, в то время как другие три РТД размещались на 300 мм вниз по потоку от зоны нагревания (по всему периметру трубы) для измерения температуры воздуха на выходе. Заметим, что воздух проходил через камеру смешения, расположенную выше по потоку от выходного РТД, до измерения температуры на выходе. Шестнадцать термопар были припаяны серебром к поверхности трубы (встроены в u-образный желобок на поверхности трубы) для измерения локальных температур на стенках. Термопары помещались, начиная со 100 мм от входа в рабочий участок, до 2400 мм со 150-миллиметровым интервалом, т.е. в 100, 250, 400, 450, 600, 750, 900, 1050, 1200, 1350, 1500, 1650, 1800, 1950, 2100 и 2250 мм от входа в рабочий участок. Средняя температура стенки определялась путем расчета на основе показаний РТД. Перепад давления в нагреваемом участке измерялся с использованием наклонного U-образного манометра, заполненного манометрической жидкостью с малым удельным весом, равным 0,826, чтобы обеспечить приемлемую точность измерения низкого перепада давления при низких числах Рейнольдса. В настоящем эксперименте все данные были получены с помощью персонального компьютера. Согласно стандарту ANSI/ASME [20], погрешности измерений в настоящей работе находятся в пределах $\pm 6\%$ для осевой скорости, $\pm 5\%$ для давления и $\pm 0,5\%$ для температуры. Погрешность безразмерных параметров находится в пределах $\pm 6\%$ для числа Рейнольдса, $\pm 6\%$ для числа Нуссельта и $\pm 8\%$ для коэффициента трения.

3. Измерения теплоотдачи и коэффициента трения

3.1. Оценка числа Нуссельта

В экспериментах воздушное течение изучалось при равномерном тепловом потоке [13]. Интенсивность теплопередачи оценивается на разнице температур на рабочем участке следующим образом:

$$Q_{\text{возд}} = \dot{m} C_p (T_o - T_i). \quad (1)$$

Эксперимент в условиях теплового равновесия показал, что тепло, поступающее от электрической обмотки в нагреваемый участок, на 6–9 % больше, чем тепло, поглощаемое воздухом:

$$\left| \frac{Q_{\text{IV}} - Q_{\text{возд}}}{Q_{\text{IV}}} \right| \times 100 \% \leq 6-9 \%, \quad (2)$$

где Q_{IV} — тепло, обеспечиваемое электрическим нагревом в условиях равномерного теплового потока. В стационарном состоянии тепло, аккумулируемое воздухом, принимается равным конвективной теплопередаче от рабочего участка:

$$Q_{\text{возд}} = Q_{\text{конв}}, \quad (3)$$

$$Q_{\text{конв}} = hA(\tilde{T}_w - T_b), \quad (4)$$

где $Q_{\text{конв}}$ — интенсивность конвективного переноса тепла от рабочего участка, а A — площадь нагревающей внутренней поверхности, \tilde{T}_w — среднее значение температуры стенки (T_w) между входом и выходом из трубы:

$$\tilde{T}_w = \sum T_w / 16. \quad (5)$$

T_b — среднее значение среднемаассовой температуры воздуха в трубе, вычисляемое из соотношения

$$T_b = (T_o + T_i)/2. \quad (6)$$

Здесь T_o — это среднее значение температуры на выходе, измеряемое тремя РТД, установленными в различных точках вдоль радиуса трубы. Из уравнений (1) и (4) получим средний коэффициент теплоотдачи:

$$h = \dot{m} C_p (T_o - T_i) / A(\tilde{T}_w - T_b). \quad (7)$$

Число Нуссельта можно вычислить с помощью уравнения:

$$\text{Nu} = hD/k, \quad (8)$$

где D — внутренний диаметр трубки, а k — теплопроводность воздуха.

3.2. Оценка коэффициента трения

Коэффициент трения рассчитывают на основе перепада давления (ΔP) по длине рабочего участка (L) следующим образом [13]:

$$f = (D/L)(2\Delta P/\rho U^2), \quad (9)$$

где U — средняя скорость, которая рассчитывается путем деления измеренного расхода воздуха на площадь входного поперечного сечения (A).

Число Рейнольдса, определенное по внутреннему диаметру трубки, выражается как

$$\text{Re} = \rho U D / \mu. \quad (10)$$

3.3. Оценка ТГЭ

Тепловую производительность (η) СВЛ-ИО можно оценить, сравнивая коэффициенты теплоотдачи трубки, снабженной СВЛ-ИО (обозначим индексом l), и обычной трубки (обозначим индексом p). Комплексное сравнение обычно проводится при условиях прокачки, заявляемых при расчете затрат на эксплуатацию. Для эквивалентной мощности прокачки

$$(\dot{V}\Delta P)_p = (\dot{V}\Delta P)_l. \quad (11)$$

Это приводит к следующему соотношению между трением и числом Рейнольдса для обыкновенной трубки и трубки с СВЛ-ИО:

$$(fRe^3)_p = (fRe^3)_l, \quad (12)$$

и, таким образом,

$$\eta = (Nu / Nu_p) / (ff_p)^{1/3}, \quad (13)$$

где Nu — число Нуссельта.

4. Результаты и их обсуждение

4.1. Проверка простой трубки

Для подтверждения надежности работы экспериментальной установки и точности проведенных измерений результаты, полученные в экспериментах с использованием обыкновенной трубки, проверялись с помощью стандартных уравнений Диттуса–Боэлтера и Блазиуса [21] для полностью развитого турбулентного потока. Первоначально с помощью числа Нуссельта и коэффициента трения были обоснованы результаты по теплоотдаче и перепадам давления для простой трубки (рис. 3, 4). Отметим, что результаты для коэффициента трения хорошо согласуются в пределах $\pm 5,8\%$ с данными, полученными по формуле Блазиуса: $f = 0,316 Re^{-0,25}$, в то время как числа Нуссельта находятся в пределах $\pm 10,8\%$ от полученных по соотношению Диттуса–Боэлтера: $Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4}$. Кроме того, можно сделать вывод, что при использовании обычных трубок достигаются достаточно точные результаты. Далее изучались теплоотдача и коэффициент трения в трубе с СВЛ-ИО.

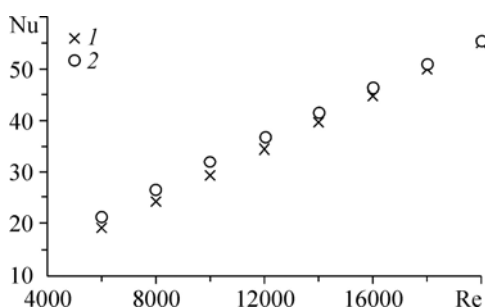


Рис. 3. Проверка числа Нуссельта для простой трубки.

1 — экспериментальные данные, 2 — расчет по уравнениям Диттуса–Боэлтера.

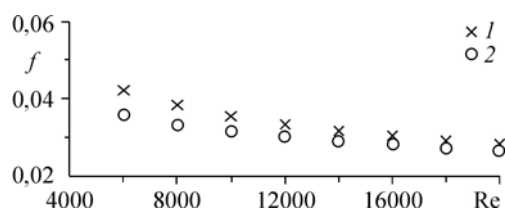


Рис. 4. Проверка коэффициента трения простой трубки.

1 — экспериментальные данные, 2 — расчет по уравнениям Блазиуса.

4.2. Теплоотдача

Результаты экспериментальных исследований характеристик теплообмена в трубке с постоянным пристенным тепловым потоком со спирально закрученной волнистой лентой с изменяемой осью, установленной в центре трубки, представлены для всех случаев в условиях турбулентного потока. Рисунок 5 показывает изменение числа Нуссельта (Nu) и относительного числа Нуссельта (Nu/Nu_p) в зависимости от числа Рейнольдса для трубки с СВЛ-ИО с тремя значениями относительного шага ($P/D = 1, 1,5$ и 2) и относительного периода изменения оси ($l/P = 1, 1,5$ и 2). Число Nu — это среднее значение пятнадцати локальных чисел Нуссельта, измеренных вдоль рабочего участка. Видимо, СВЛ-ИО обеспечивает значительную интенсификацию теплоотдачи (Nu) по сравнению с обычной трубкой, и число Нуссельта возрастает с увеличением числа Рейнольдса. Это происходит потому, что СВЛ-ИО ограничивает толщину теплового пограничного слоя в потоке жидкости и увеличивает степень турбулентности потока. Относительное усиление теплоотдачи за счет СВЛ-ИО выражается безразмерной величиной Nu/Nu_p . В исследованном диапазоне относительное число Нуссельта (Nu/Nu_p) уменьшается по мере увеличения числа Рейнольдса. Такая тенденция противоречит закономерности, обнаруженной в ламинарном режиме течения. Это имеет прямое отношение к разности толщин тепловых пограничных слоев в этих двух режимах. В ламинарном режиме (характеризующимся малыми числами Рейнольдса) толщина теплового пограничного слоя велика, таким образом, увеличение сдвига согласуется с увеличением скорости потока (или числа Рейнольдса), что способствует разрушению пограничного слоя и ведет к росту относительного числа Нуссельта. С другой стороны, в турбулентном режиме (характеризующимся большими числами Рейнольдса) толщина теплового пограничного слоя мала, таким образом, эффект разрушения пограничного слоя с увеличением числа Рейнольдса является незначительным, что ведет к уменьшению относительного числа Нуссельта с увеличением числа Рейнольдса. В сходных условиях число Нуссельта при СВЛ-ИО значительно выше, чем для СВЛ, что связано с многократным движением жидкости на участках изменения оси во время ее течения

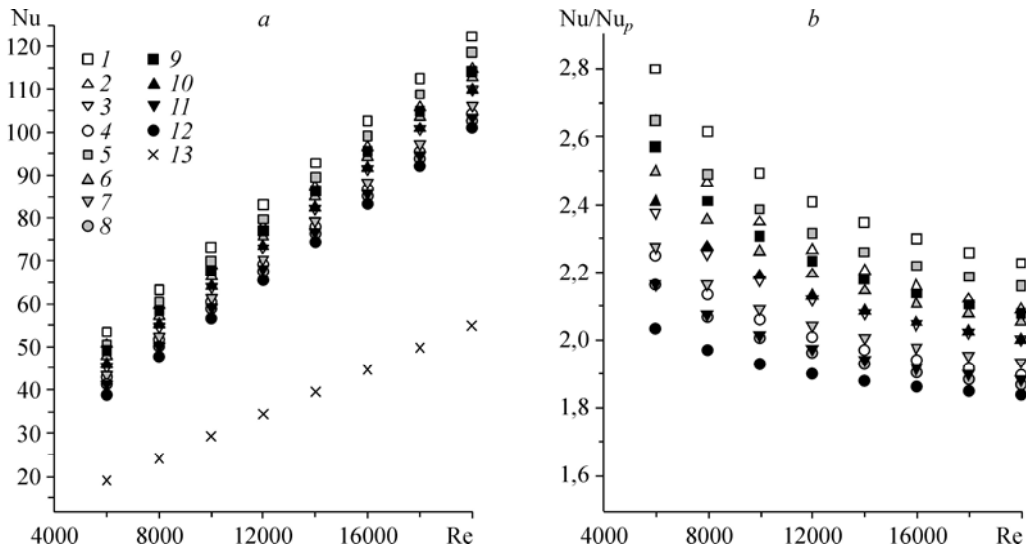


Рис. 5. Влияние СВЛ-ИО на интенсификацию теплоотдачи.

Зависимость Nu (a) и Nu/Nu_p (b) от числа Рейнольдса. a — СВЛ-ИО: $l/P = 1$ (1), 1,5 (2), 2 (3) при $P/D = 1$, $l/P = 1$ (5), 1,5 (6), 2 (7) при $P/D = 1,5$, $l/P = 1$ (9), 1,5 (10), 2 (11) при $P/D = 2$; СВЛ: $P/D = 1$ (4), 1,5 (8), 2 (12), обычная трубка (13); b — те же обозначения с 1 по 12, что и для (a).

через трубку. Изменение оси позволяет повысить теплоотдачу за счет эффективного перемешивания в радиальном направлении. Настоящее исследование показало, что СВЛ-ИО обеспечивают более высокую интенсивность теплообмена, чем СВЛ без изменяемой оси при аналогичных условиях эксплуатации. Это свидетельствует о том, что СВЛ-ИО дают большую интенсивность турбулентности и более эффективное прерывание теплового пограничного слоя, чем СВЛ. Таким образом, пограничный слой вдоль стенки трубки, оснащенной СВЛ-ИО, тоньше, что приводит к более интенсивной передаче тепла в жидкости. Этому можно дать следующее объяснение: во-первых, периодическое изменение направления вихря с кручения по часовой стрелке на кручение против часовой стрелки (изменение оси) и наоборот вызывает резкое изменение направления потока жидкости, ведущее к хаотическому ее перемешиванию; во-вторых, как верхнее, так и нижнее закрученные крылья, предназначенные для изменения направления вихря, играют роль разделителя потока путем деления двух потоков жидкости на четыре; разделенные потоки воссоединяются за точкой изменения, что ведет к их сильным столкновениям. В исследованном диапазоне числа Нуссельта как и тепловые характеристики трубки с СВЛ-ИО выше, чем у трубки с СВЛ для всех значений (l/P). Результаты экспериментов показывают, что среднее значение числа Нуссельта в трубке с СВЛ-ИО на 120,4 % выше, чем в обычной трубке. Зависящие от отношений P/D , l/P и чисел Рейнольдса (Re) числа Нуссельта трубки с СВЛ-ИО примерно на 2,4–37,8 % выше, чем в трубке с СВЛ. Отметим также, что ленты с меньшим относительным шагом и относительным периодом изменения оси дают большую интенсивность теплоотдачи из-за более высокой закрученности/турбулентности потока в трубе. Тщательное исследование показывает, что СВЛ-ИО с $P/D = 1$ дают интенсивность теплоотдачи примерно на 3,5 % и 6,9 % выше, чем ленты с $P/D = 1,5$ и 2. Кроме того, СВЛ-ИО с $l/P = 1$ обеспечивают более высокую интенсивность теплоотдачи, чем ленты с $l/P = 1,5$ и 2: примерно на 5,6 % и 13,5 % соответственно. Стоит отметить, что при наименьших значениях величин P/D и l/P происходит прерывание потока и изменение его направления, что способствует лучшему перемешиванию, однако этого не происходит при больших значениях этих величин.

4.3. Коэффициент трения

На рис. 6 показано изменение коэффициента трения в зависимости от числа Рейнольдса для трубки с СВЛ-ИО при вариации относительного шага ($P/D = 1, 1,5$ и 2) и относительного периода изменения оси ($l/P = 1, 1,5$ и 2). Для всех случаев коэффициент трения снижается с увеличением числа Рейнольдса. При заданных числах Рейнольдса трубки с СВЛ-ИО всегда характеризуются большей теплоотдачей по сравнению с простыми трубками, потому что закрутка и турбулизация потока жидкости, созданные СВЛ-ИО, увеличивают площадь контактной поверхности. Из-за этих эффектов максимальная потеря давления происходит у стенки трубы. На рис. 6b видно, что изменение соотношения коэффициента трения модифицированной трубки и коэффициента трения обычной трубки (f/f_p) зависит от числа Рейнольдса, это свидетельствует об усилении падения давления, вызванного СВЛ-ИО. Для всех случаев коэффициент трения традиционно возрастает с увеличением числа Рейнольдса. При заданном числе Рейнольдса коэффициент трения возрастает с уменьшением P/D и l/P . Так же как и число Нуссельта, коэффициент трения для СВЛ-ИО больше, чем для СВЛ, при заданных относительном шаге и периодичности изменения оси, что вызвано повторяющимися изменениями условий движения воздуха в трубке с СВЛ-ИО; выявлено, что коэффициенты трения труб с СВЛ-ИО примерно на 6,7–70,8 % выше, чем у трубки с СВЛ. Также обнаружено, что СВЛ-ИО с $P/D = 1$ дают более высокие коэффициенты трения, чем ленты с $P/D = 1,5$

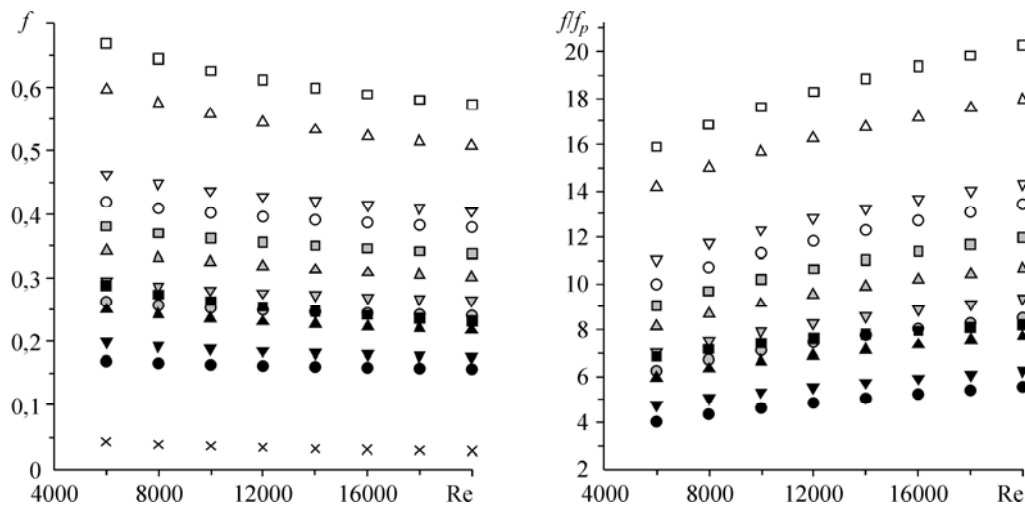


Рис. 6. Влияние СВЛ-ИО на потери трения.
Зависимость $f(a)$ и $f/f_p(b)$ от числа Рейнольдса. Обозначения см. на рис. 5.

и 2, — приблизительно на 63,9 % и 137,6 %. Кроме того, СВЛ-ИО с $l/P = 1$ обеспечивают более высокие коэффициенты трения, чем ленты с $l/P = 1,5$ и 2, — примерно на 11,5 % и 36,1 % соответственно. Этот факт указывает на то, что использование большего относительного шага и периода изменения оси может значительно уменьшить потери давления.

4.4. Коэффициент теплогидравлической эффективности

Коэффициент теплогидравлической эффективности является основным параметром, предназначенным для оценки практического использования СВЛ-ИО. Коэффициент вычисляется путем одновременного учета усиления теплоотдачи и увеличения перепада давления. Предполагается одинаковое потребление энергии при прокачке среды в трубах с и без СВЛ-ИО. Изменение ТГЭ в зависимости от числа Рейнольдса для трубок с СВЛ-ИО показано на рис. 7. Очевидно, что ТГЭ монотонно уменьшается с увеличением числа Рейнольдса вследствие существенного усиления теплоотдачи, обеспечиваемой СВЛ-ИО. При одинаковых условиях ТГЭ у СВЛ-ИО всегда выше, чем у СВЛ. Это означает, что

преимущество использования СВЛ-ИО (рост числа Нуссельта) перекрывает ее недостатки (увеличение коэффициента трения). Также обнаружено, что ТГЭ возрастает с увеличением относительного шага и уменьшением относительного периода изменения оси. ТГЭ у СВЛ-ИО в 1,07 раза выше, чем у СВЛ. Кроме того, СВЛ-ИО с $P/D = 2$ дает более высокую ТГЭ, чем СВЛ-ИО с $P/D = 1$ и 1,5, — приблизительно на 24,8 % и 9,5 %.

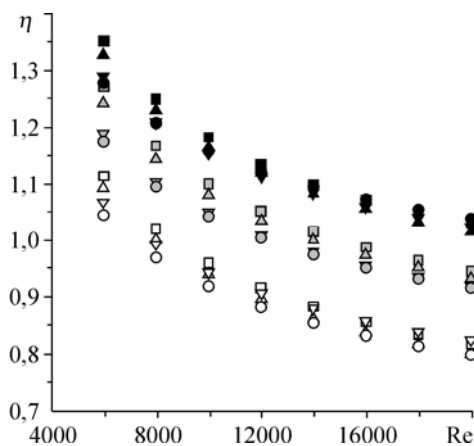


Рис. 7. Влияние СВЛ-ИО на коэффициент ТГЭ.
Обозначения см. на рис. 5а.

С другой стороны, СВЛ-ИО при $l/P = 1$ дает более высокий коэффициент ТГЭ, чем при $l/P = 1,5$ и 2 , — примерно на 1,8 % и 2,5 % соответственно. В исследованном диапазоне максимальная ТГЭ = 1,35 выявлена при использовании СВЛ-ИО при $P/D = 2$, $l/P = 1$ и числе Рейнольдса 6000. Следует отметить, что в исследованном диапазоне применение СВЛ и СВЛ-ИО для усиления теплоотдачи являются перспективными в отношении ТГЭ. Кроме того, приведенные выше результаты показывают, что СВЛ-ИО эффективны в смысле экономии энергии при низких числах Рейнольдса, больших P/D и малых l/P .

4.5. Эмпирические соотношения

Соотношения чисел Нуссельта, коэффициента трения и ТГЭ при использовании СВЛ-ИО при различных относительных шагах ($P/D = 1, 1,5$ и 2), периодах изменения оси ($l/P = 1, 1,5$ и 2) и числах Рейнольдса (Re) представлены ниже. Справедливость соотношений проверяется путем сравнения расчетных и экспериментальных данных. Экспериментальные данные для числа Нуссельта, коэффициента трения, ТГЭ сравниваются с прогнозируемыми значениями (см. рис. 8–10). Очевидно, что средние отклонения прогнозируемого числа Нуссельта, коэффициента трения и ТГЭ, рассчитываемые по формулам

$$Nu = 0,112 Re^{0,721} Pr^{0,4} (P/D)^{-0,101} (l/P)^{-0,179}, \quad (14)$$

$$f = 1,871 Re^{-0,119} (P/D)^{-1,235} (l/P)^{-0,432}, \quad (15)$$

$$\eta = 7,962 Re^{-0,229} (P/D)^{0,311} (l/P)^{-0,036}, \quad (16)$$

находятся соответственно в пределах $\pm 5\%$, $\pm 7\%$ и $\pm 3\%$ для СВЛ-ИО.

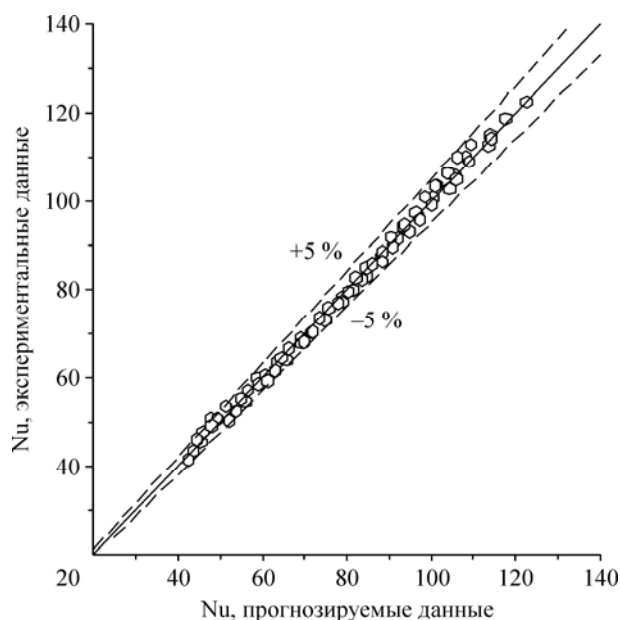


Рис. 8. Сравнения экспериментальных и прогнозируемых данных для числа Нуссельта.

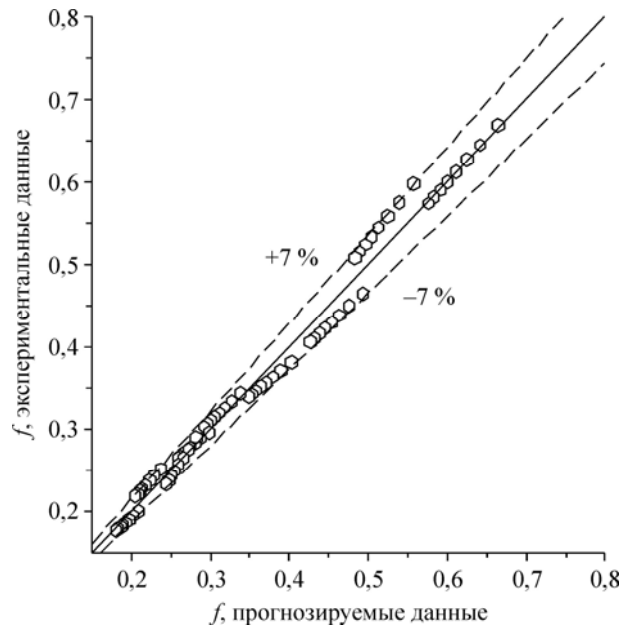


Рис. 9. Сравнения экспериментальных и прогнозируемых данных для коэффициента трения.

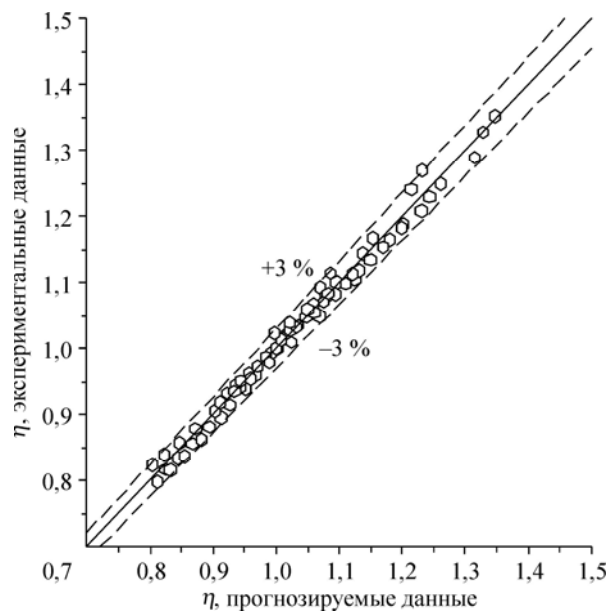


Рис. 10. Сравнения экспериментальных и прогнозируемых данных для коэффициента ТГЭ.

Выводы

Экспериментально исследовалось увеличение интенсивности теплоотдачи в трубах теплообменника при использовании СВЛ-ИО. Также изучались влияние относительного шага (P/D) и относительной периодичности изменения оси (l/P) на число Нуссельта, коэффициент трения и ТГЭ. Для усиления теплоотдачи для числа Рейнольдса в пределах 6 и 20 тысяч в круглой трубе при постоянном тепловом потоке использовались СВЛ-ИО. Основные выводы можно сформулировать следующим образом.

1. СВЛ-ИО до определенных значений параметров ленты по ряду характеристик предпочтительнее для турбулентного потока через трубку, чем СВЛ. При наличии СВЛ-ИО коэффициенты имеют лучшие показатели, чем в обыкновенной трубке с СВЛ и без нее.

2. В определяемом диапазоне трубки с СВЛ-ИО при $P/D = 1$ дают число Нуссельта больше, чем при $P/D = 1,5$ и 2 (примерно на 3,5 % и 6,9 % соответственно); это сопровождается соответствующей потерей трения — около 63,9 % и 137,6 %.

3. Тепловая производительность при СВЛ-ИО выше, чем при СВЛ, благодаря явному превалированию преимуществ использования СВЛ-ИО (рост числа Нуссельта) над недостатками (увеличение коэффициента трения).

4. ТГЭ трубки с СВЛ-ИО возрастает с увеличением относительного шага (P/D) и снижением пространственного периода изменения оси (l/P). СВЛ-ИО экономичны с точки зрения энергосбережения при низких числах Рейнольдса, больших относительных шагах и малой альтернативной длины.

Авторы выражают признательность Отделу энергетической политики и планирования Министерства энергетики Таиланда за финансовую поддержку.

Условные обозначения

A — площадь поверхности теплопереноса,
 C_p — удельная теплоемкость жидкости,
 D — внутренний диаметр трубки,
 f — коэффициент трения,
 h — коэффициент теплопередачи,
 k — теплопроводность жидкости,
 l — альтернативная длина,
 L — длина экспериментального отрезка,
 m — массовый расход,
 Nu — число Нуссельта,
 P — длина шага, давление потока в трубке,

ΔP — перепад давления,
 Pr — число Прандтля,
 Q — интенсивность теплопереноса,
 Re — число Рейнольдса,
 t — толщина трубки или ленты,
 T — температура,
 \bar{T} — средняя температура,
 U — средняя скорость,
 V — напряжение,
 W — ширина ленты,
 y — длина шага ленты,
 y/W — коэффициент спирального витка.

Греческие символы

ρ — плотность жидкости,

μ — динамическая вязкость жидкости,
 η — коэффициент ТГЭ.

Список литературы

1. Sivashanmugam P., Suresh S. Experimental studies on heat transfer and friction factor characteristics of laminar flow through a circular tube fitted with regularly spaced helical screw-tape inserts // *Experimental Thermal and Fluid Sci.* 2007. Vol. 31, No. 4. P. 301–308.
2. Eiamsa-ard S., Promvong P. Enhancement of heat transfer in a tube with regularly- spaced helical tape swirl generators // *Solar Energy.* 2005. Vol. 78, No. 4. P. 483–494.
3. Eiamsa-ard S., Promvong P. Heat transfer characteristics in a tube fitted with helical screw-tape with/without core-rod inserts // *Intern. Communications in Heat and Mass Transfer.* 2007. Vol. 34, No. 2. P. 176–185.
4. Pathipakka G., Sivashanmugam P. Heat transfer behaviour of nanofluids in a uniformly heated circular tube fitted with helical inserts in laminar flow // *Superlattices and Microstructures.* 2010. Vol. 47, No. 2. P. 349–360.
5. Sivashanmugam P., Suresh S. Experimental studies on heat transfer and friction factor characteristics of turbulent flow through a circular tube fitted with helical screw- tape regularly spaced helical screw-tape inserts // *Applied Thermal Engng.* 2007. Vol. 27, No. 8. P. 1311–1319.
6. Saha S.K., Swain B.N., Dayanidhi G.L. Friction and thermal characteristics of laminar flow of viscous oil through a circular tube having axial corrugations and fitted with helical screw-tape inserts // *J. Fluids Engng Transactions of the ASME.* 2012. Vol. 134, No. 5. P. 051210-1–051210-9.
7. Saha S.K., Polley P.P., Dayanidhi G.L. Laminar flow heat-transfer enhancement using transverse ribs and helical screw-tape inserts // *J. Thermophysics and Heat Transfer.* 2012. Vol. 26, No. 3. P. 464–471.
8. Saha S.K., Bhattacharyya S., Dayanidhi G.L. Enhancement of heat transfer of laminar flow of viscous oil through a circular tube having integral axial rib roughness and fitted with helical screw-tape inserts // *Heat Transfer Research.* 2012. Vol. 43, No. 3. P. 207–227.

9. **Saha S., Saha S.K.** Enhancement of heat transfer of laminar flow of viscous oil through a circular tube having integral helical rib roughness and fitted with helical screw-tape // *Experimental Thermal and Fluid Sci.* 2013. Vol. 47. P. 81–89.
10. **Saha S.K.**, Thermohydraulics of laminar flow through a circular tube having integral helical corrugations and fitted with helical screw-tape insert // *Chemical Engng Commun.* 2013. Vol. 200, No. 3. P. 418–436.
11. **Suresh S., Venkataraj K.P., Selvakumar P.**, Comparative study on thermal performance of helical screw-tape inserts in laminar flow using Al₂O₃/water and CuO/water nanofluids // *Superlattices and Microstructures.* 2011. Vol. 49, No. 6. P. 608–622.
12. **Suresh S., Venkataraj K.P., Selvakumar P., Chandrasekar M.** A comparison of thermal characteristics of Al₂O₃/water and CuO/water nanofluids in transition flow through a straight circular duct fitted with helical screw-tape inserts // *Experimental Thermal and Fluid Sci.* 2012. Vol. 39. P. 37–44.
13. **Eiamsa-ard S., Yongsiri K., Nanan K., Thianpong C.** Heat transfer augmentation by helical twisted tapes as swirl and turbulence promoters // *Chemical Engng and Processing: Process Intensification.* 2012. Vol. 60. P. 42–48.
14. **Bhuiya M.M.K., Chowdhury M.S.U., Ahamed J.U., Khan M.J.H., Sarkar M.A.R., Kalam M.A., Masjuki H.H., Shahabuddin M.** Heat transfer performance for turbulent flow through a tube using double helical tape inserts // *Intern. Commun. in Heat and Mass Transfer.* 2012. Vol. 39, No. 6. P. 818–825.
15. **Bhuiya M.M.K., Ahamed J.U., Chowdhury M.S.U., Sarkar M.A.R., Salam B., Saidur R., Masjuki H.H., Kalam M.A.** Heat transfer enhancement and development of correlation for turbulent flow through a tube with triple helical screw-tape inserts // *Intern. Commun. in Heat and Mass Transfer.* 2012. Vol. 39, No. 1. P. 94–101.
16. **Eiamsa-ard S., Nanan K., Wongcharee K., Yongsiri K., Thianpong C.** Thermohydraulic performance of heat exchanger tube equipped with single, double and triple helical twisted-tapes // *Chemical Engng Commun.* 2015. Vol. 202, No. 5. P. 606–615.
17. **Sivashanmugam P., Nagarajan P.K.** Studies on heat transfer and friction factor characteristics of laminar flow through a circular tube fitted with right and left helical screw-tape inserts // *Experimental Thermal and Fluid Sci.* 2007. Vol. 32, No. 1. P. 192–197.
18. **Sivashanmugam P., Nagarajan P.K., Suresh S.** Experimental studies on heat transfer and friction factor characteristics of turbulent flow through a circular tube fitted with right and left helical screw-tape insert // *Chemical Engng Commun.* 2008. Vol. 195, No. 8. P. 977–987.
19. **Jaisankar S., Radhakrishnan T.K., Sheeba K.N.** Experimental studies on heat transfer and thermal performance characteristics of thermosyphon solar water heating system with helical and left-right twisted tapes // *Energy Conversion and Management.* 2011. Vol. 52, No. 5. P. 2048–2055.
20. **ANSI/ASME.** Measurement Uncertainty. PTC 19. 1-1985. Part I, 1986.
21. **Incropera F.P., DeWitt P.D., Bergman T.L., Lavine A.S.** *Fundamentals of Heat and Mass Transfer* // N.Y.: John Wiley & Sons, 2006. 912 p.

*Статья поступила в редакцию 21 октября 2014 г.,
после доработки — 15 ноября 2014 г.*