

УДК 532.5; 536.2

ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВЕРТИКАЛЬНОЙ ГЕЛИКОИДАЛЬНОЙ КАТУШКИ НА ТЕЧЕНИЕ В НЕЙ ПУЗЫРЬКОВОЙ ЖИДКОСТИ

Х. Саффари, Р. Мусави

Иранский университет наук и технологий, Тегеран, Иран

E-mails: saffari@iust.ac.ir, moosavi@iust.ac.ir

С использованием численных методов гидродинамики исследуется турбулентное течение однофазного и двухфазного (воздух — вода) потоков пузырьковой жидкости в вертикальной геликоидальной катушке. Изучено влияние диаметров трубки и спирали, шага спирали, числа Рейнольдса и объемной доли пузырьков на падение давления, коэффициент трения и характеристики потока. Для моделирования двухфазного потока используется модель Эйлера — Эйлера. Трехмерные уравнения неразрывности, законы сохранения количества движения и энергии интегрировались методом объемных конечных объемов. Для моделирования процессов турбулентности использовалась $(k-\varepsilon)$ -модель турбулентности. С помощью полунейного метода интегрирования уравнений Навье — Стокса определены скорость и давление. Установлено, что вследствие наличия в геликоидальной катушке вторичных сил трение в ней существенно больше, чем в прямолинейной трубке, причем с увеличением кривизны и диаметра трубки оно увеличивается, а с увеличением диаметра спирали и объемной доли пузырьков уменьшается. Полученные результаты численных расчетов хорошо согласуются с известными результатами и экспериментальными данными. Из результатов численных расчетов следует, что вплоть до значения объемной доли пузырьков в общем объеме жидкости, равного 0,1, с увеличением диаметра трубки при постоянных диаметре и шаге спирали коэффициент трения увеличивается, в то время как с увеличением диаметра спирали он уменьшается. Показано, что с увеличением числа Рейнольдса коэффициент трения уменьшается, а объемная доля пузырьков увеличивается.

Ключевые слова: двухфазное турбулентное течение, модель Эйлера — Эйлера, численные методы гидродинамики, геликоидальная катушка.

Введение. Как известно, между двумя или несколькими жидкостями, имеющими различные температуры, происходит теплообмен. Процессы теплообмена имеют широкую область применения. Например, они используются в кондиционерах, энергетических установках, а также в установках нефтяной, газовой, пищевой промышленности [1, 2].

В отличие от прямолинейных трубок геликоидальные трубки имеют большую площадь поверхности и более высокие коэффициенты теплопередачи и трения. При движении жидкости по геликоидальной трубке на нее действует центробежная сила. В работе [3] впервые обнаружено вторичное течение внутри криволинейной трубки и для описания этого течения введен безразмерный параметр, известный как число Дина. Наличие центробежной силы приводит к возникновению вторичного течения, в результате чего вблизи внешней стенки трубки осевая составляющая скорости возрастает [4].

В случае прямолинейных трубок на кривой зависимости коэффициента трения от числа Рейнольдса имеется разрыв, который используется для определения критического числа Рейнольдса — критерия перехода от ламинарного течения к турбулентному. В случае геликоидальных трубок зависимость коэффициента трения от числа Рейнольдса имеет плавный характер, что затрудняет определение критического числа Рейнольдса. Тем не менее в работе [5] предложено соотношение для вычисления критического числа Рейнольдса в геликоидальных трубках. Там же получено эмпирическое соотношение, позволяющее оценить величину трения. В работе [6] предложено соотношение для вычисления критического числа Рейнольдса для геликоидальных трубок, которое при $D/d \rightarrow \infty$ (D — диаметр катушки; d — диаметр трубки) переходит в критическое число Рейнольдса для прямолинейных трубок. На основе экспериментальных данных с использованием числа Дина получено соотношение, позволяющее оценить коэффициент трения. В работе [7] в случае геликоидальных трубок вместо радиуса кривизны предложено использовать эффективный радиус кривизны. При вычислении коэффициента трения турбулентного течения в геликоидальных трубках с круговым поперечным сечением учтено закручивание потока.

В настоящее время существует небольшое количество работ, посвященных исследованию двухфазного потока в геликоидальных трубках. Обширная библиография исследований однофазных течений в изогнутых трубках представлена в [8].

В работе [9] приведены результаты экспериментальных исследований двухфазного (газ — жидкость) течения в геликоидальной трубке, диаметр которой равен 12,7 мм, диаметр спирали составлял 208 мм. В качестве двухфазной жидкости использовались смеси вода — воздух, гелий — вода, фреон-12 — вода, воздух — пропанол.

В работе [10] представлены данные, полученные при исследовании двухфазного потока в геликоидальных трубках с различными диаметрами трубки и спирали. Определялись падение давления, объемная доля пустот и структура потока. Анализ этих данных показывает, что при малых углах спирали происходит незначительное падение давления. В работе [11] приведены результаты исследований падения давления в геликоидальной трубке в зависимости от трения, объемной доли пустот и структуры двухфазного (вода — воздух) потока.

В экспериментах установлено, что падение давления вследствие наличия трения в двухфазном потоке в геликоидальной трубке в 1,1–1,5 раза больше, чем в потоке в прямоугольной трубке. В работе [12] падение давления вследствие наличия трения в двухфазном (вода — воздух) потоке в геликоидальной трубке изучалось методами теории подобия.

В [13] для различных жидкостей определены падение давления и объемная доля пустот в двухфазном (газ — жидкость) потоке в геликоидальной трубке. В работах [14, 15] изучалось влияние геометрии спирали и расходов воздуха и воды на падение давления в двухфазном потоке в горизонтальной и вертикальной геликоидальных трубках с различными внутренним и внешним диаметрами.

В [16] приведены результаты измерений падения давления, объемной доли пустот и напряжений сдвига в двухфазном адиабатическом потоке в вертикальной геликоидальной спирали и предложено соотношение для проверки параметра Локхарта — Мартинелли. В [17] определен коэффициент теплоотдачи за счет конвекции в двухфазном (жидкость — пар) потоке в геликоидальной трубке и получено соотношение для потери давления. В [18] численными методами исследовалось вторичное течение в ламинарном однофазном потоке, обусловленное влиянием кривизны, и обнаружено, что наличие закручивания приводит к дестабилизации потока. Предложена классификация вторичных течений на основе чисел Рейнольдса и Дина, а также степени закручивания.

В [19] экспериментально исследовалось влияние центробежного ускорения на изменение структуры двухфазного (вода — воздух) потока в пространстве и времени. В [20]

изучалось падение давления в одно- и двухфазном потоках в геликоидальной катушке, предназначенной для получения пара. Отмечено, что в случае наличия центробежных сил определение важных термогидродинамических параметров двухфазных потоков существенно затруднено.

В [21] численно изучен процесс переноса тепла из внутренней трубки, содержащей воздух, во внешнюю трубку, содержащую воду. Установлено, что полный коэффициент теплопередачи увеличивается с увеличением скорости потока во внутренней трубке при постоянной скорости кольцевого пространства. Также показано, что с увеличением рабочего давления во внутренней трубке коэффициент теплопередачи увеличивается.

В [22] экспериментально изучались падение давления и теплопередача при наличии конденсации насыщенного пара R-134a в двойной спирали. Установлено, что конденсация и коэффициент теплоотдачи увеличиваются при увеличении массового расхода и уменьшаются при увеличении разности температур, при которой происходит конденсация.

В [23, 24] численно исследовано влияние объемной доли пустот (в небольшом диапазоне) и некоторых геометрических характеристик на падение давления в одно- и двухфазном (вода — воздух) потоках в вертикальных геликоидальных трубках. Там же предложены зависимости глобального и локального чисел Нуссельта от угла наклона спирали и коэффициента теплопередачи для потока жидкости в геликоидальном теплообменнике. При исследовании падения давления и теплопереноса в двухфазном потоке обнаружено, что диаметр катушки, диаметр трубки и соотношение объемных долей фаз на входе в трубку оказывают существенное влияние на падение давления.

В [25] предложены принципы создания оптимальных спиралевидных теплообменников.

Геометрия задачи. Геометрия рассматриваемой катушки, включающей четыре шага винтовой линии, и система координат показаны на рис. 1 ($d = 2a$ — диаметр трубки спирали; $D = 2R$ — диаметр спиралевидной катушки; δ — параметр, характеризующий кривизну; H — шаг спирали; φ — угол наклона винтовой линии). В рассматриваемых геликоидальных спиралях геометрические характеристики постоянны вдоль винтовой линии. Спираль установлена вертикально, а двухфазный поток движется внутри спирали снизу вверх.

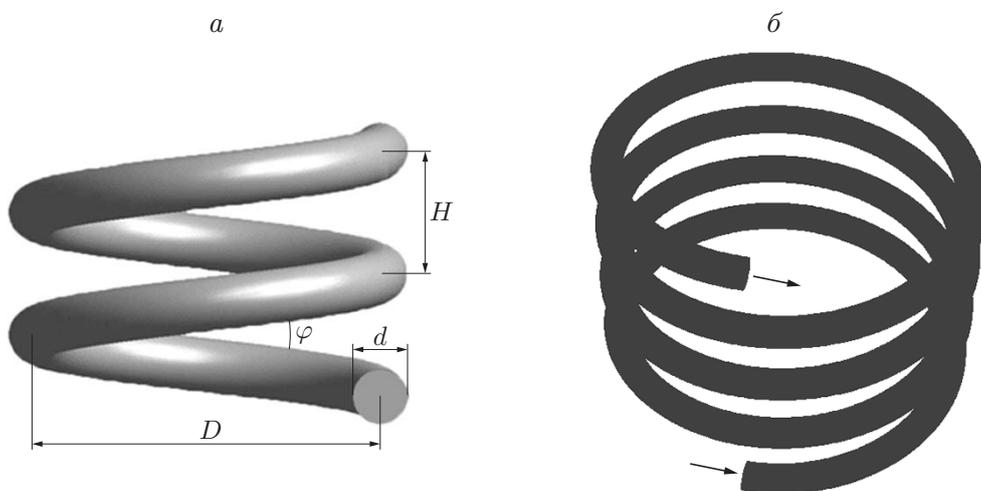


Рис. 1. Геометрия задачи:

a — геометрические характеристики, *б* — общий вид спиралевидной катушки

Аналогично тому как в случае прямолинейных трубок используется число Рейнольдса, в случае геликоидальных трубок используется число Дина. Эти числа определяются следующим образом:

$$\text{Re} = \frac{\rho U(2a)}{\mu}, \quad \rho = \frac{\rho_g Q_g + \rho_l Q_l}{Q_l + Q_g}, \quad U = \frac{Q_g + Q_l}{(\pi/4)d^2}, \quad \mu = \frac{\mu_g Q_g + \mu_l Q_l}{Q_l + Q_g}, \quad \text{De} = \text{Re} \sqrt{\frac{a}{R}}.$$

Уравнения задачи. Уравнения задачи включают соотношения для объемных долей фаз, уравнение импульса и уравнение энергии. Объемные доли фаз определяются следующим образом:

$$V_k = \int \alpha_k dV, \quad \alpha_l + \alpha_g = 1$$

(α_l, α_g — локальные объемные доли жидкости и газа соответственно).

Уравнение неразрывности имеет вид

$$\frac{\partial \rho_k \alpha_k}{\partial t} + \nabla (\rho_k \alpha_k V_k) = \sum_{p=l,g} (\Gamma_{pq} - \Gamma_{qp}) + S_k,$$

где $\Gamma_{pq} - \Gamma_{qp}$ — величина, характеризующая переход одной фазы в другую ($\Gamma_{pq} - \Gamma_{qp} = 0$, если соотношение фаз не меняется); S_k — источниковый член.

Уравнение количества движения записывается следующим образом:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho_k \alpha_k V_k}{\partial t} + \nabla (\rho_k \alpha_k V_k V_k) = & -\alpha_k \nabla P + \alpha_k \rho_k g + \nabla [\alpha_k \mu_k^{eff} (\nabla V_k + (\nabla V_k)^T)] + \\ & + \sum_{p=l,g} (\Gamma_{pq} V_{pq} - \Gamma_{qp} V_{qp}) + F_{lg}. \end{aligned}$$

Здесь P — давление; g — ускорение свободного падения; индекс lg означает, что суммирование проводится по жидкой и газовой фазам.

В общем случае составляющими сил, действующих на границе двух фаз, являются силы сопротивления F_{lg}^D , подъемные силы F_{lg}^L , силы F_{lg}^{VM} , возникающие вследствие наличия присоединенной массы, и диссипативные силы турбулентности F_{lg}^{TD} :

$$F_{lg} = F_{lg}^D + F_{lg}^L + F_{lg}^{VM} + F_{lg}^{TD}.$$

Силы сопротивления, действующие при движении пузырьков в жидкости, обусловлены наличием вязких напряжений и давления на поверхность перемещающегося пузырька:

$$F_{lg}^D = \alpha_g \rho_l \frac{\rho_g}{\rho_l} \frac{3}{4} \frac{C_D}{d_p} |u_l - u_g| (u_l - u_g),$$

$$C_D = \max \left[\frac{24}{\text{Re}_p} (1 + 0,15 \text{Re}_p^{0,687}), 0,44 \right], \quad \text{Re}_p = \frac{\rho_g d_p (u_l - u_g)}{\mu_g}.$$

Здесь C_D — коэффициент сопротивления; d_p — эффективный диаметр пузырька; u_g, u_l — скорости газа и жидкости; ρ_g, ρ_l — плотности газа и жидкости соответственно.

Движение пузырька в жидкости представляет собой сдвиг, в результате которого возникает подъемная сила, действующая в направлении, перпендикулярном направлению движения. Для этой силы принимается выражение

$$F_{lg}^L = \alpha_g \rho_l C_L (u_g - u_l) \nabla u_l,$$

где C_L — коэффициент подъемной силы:

$$C_L = \begin{cases} \min [0,288 \operatorname{th} (0,121 \operatorname{Re}_p), f(Eo_d)], & Eo_d < 4, \\ f(Eo_d), & 4 < Eo_d \leq 10, \\ -0,29, & Eo_d > 10, \end{cases}$$

$$Eo_d = \frac{Eo}{E^{2/3}}, \quad Eo = \frac{\Delta \rho g L^2}{\sigma}, \quad E = \frac{1}{1 + 0,163 Eo^{0,757}},$$

$$f(Eo_d) = 0,00105 Eo_d^3 - 0,0159 Eo_d^2 - 0,0204 Eo_d + 0,474,$$

$\Delta \rho$ — разность плотностей двух фаз; L — характерная длина; σ — поверхностное натяжение.

При исследовании движения пузырька в жидкости с ускорением вводится понятие присоединенной массы для учета массы частиц жидкости, присоединившихся к движущемуся пузырьку. Вследствие наличия присоединенной массы появляется дополнительная (присоединенная) сила, действующая на пузырек и определяемая следующим образом:

$$F_{lg}^{VM} = \alpha_g \rho_l C_{VM} \left(\frac{Du_g}{Dt} - \frac{Du_l}{Dt} \right)$$

($C_{VM} = 0,5$ — коэффициент присоединенной силы).

Вследствие дисперсии может происходить поглощение энергии турбулентного движения, что обусловлено различием размеров пузырьков, скоростей фаз и турбулентным движением непрерывной фазы. Выражение для сил, обусловленных наличием турбулентной дисперсии, записывается в виде

$$F_{lg}^{TD} = C_{TD} \rho_l k \alpha_g,$$

где k — энергия турбулентного движения; $C_{TD} = 0,3$ — коэффициент турбулентности.

Уравнения кинетической энергии турбулентного движения k и скорости диссипации энергии турбулентного движения ε имеют вид

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho_m k) + \nabla (\rho_m u_m k) = \nabla \left(\frac{\mu_{t,m}}{\sigma_k} \nabla k \right) + G_{k,m} - \rho_m \varepsilon,$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho_m \varepsilon) + \nabla (\rho_m u_m \varepsilon) = \nabla \left(\frac{\mu_{t,m}}{\sigma_\varepsilon} \nabla \varepsilon \right) + \frac{\varepsilon}{k} (C_1 G_{k,m} - C_2 \rho_m \varepsilon),$$

где $C_1 = 1,44$; $C_2 = 1,9$; $\sigma_k = 1,0$; $\sigma_\varepsilon = 1,2$; ρ_m , u_m — осредненные плотность и скорость:

$$\rho_m = \sum_{i=l,g} \alpha_i \rho_i, \quad u_m = \frac{1}{\rho_m} \sum_{i=l,g} \alpha_i \rho_i u_i,$$

$\mu_{t,m}$ — турбулентная вязкость:

$$\mu_{t,m} = \rho_m C_\mu k^2 / \varepsilon,$$

$G_{k,m}$ — производство кинетической энергии турбулентного движения:

$$G_{k,m} = \mu_{t,m} (\nabla u_m + (\nabla u_m)^T) : \nabla u_m.$$

Выбор сетки и апробация алгоритма. При наличии пограничного слоя характеристики течения имеют большие градиенты вблизи стенки, поэтому в этой области необходимо использовать мелкую сетку. При этом важно выбрать оптимальный размер сетки. При использовании очень мелкой сетки во всей области и, следовательно, большого числа элементов время, необходимое для расчета, будет очень большим. В то же время

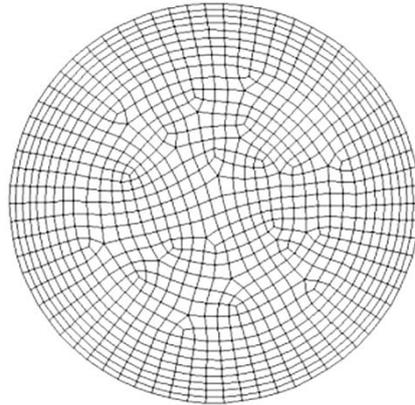


Рис. 2. Расчетная сетка

на крупной сетке погрешности численного решения будут большими, что не позволит правильно определить характеристики течения. Поэтому расчетная область разбивалась на восемь подобластей, в каждой из которых использовались сетки различного размера (рис. 2). Размеры этих подобластей в направлении нормали к границе области меньше, чем в тангенциальном направлении. Для каждой геометрии области подбиралась оптимальная сетка, позволяющая получить решение с необходимой точностью.

При построении численного решения необходимо убедиться, что результаты не зависят от выбранного размера сетки. Поэтому проводились вычисления на сетках с различным числом элементов: 100 000, 500 000, 1 000 000, 1 500 000, 2 000 000, 2 500 000, 2 800 000, 3 000 000, 3 200 000, 3 500 000 и 3 800 000. С использованием этих сеток определялись параметры потока и падение давления. На основе численных экспериментов установлено, что для спиралевидной катушки с четырьмя витками необходимо использовать сетку с 3 200 000 элементами.

В таблице приведены геометрические параметры катушек, для которых исследовалось течение двухфазной жидкости. Расчеты проводились при различных скоростях потока и объемной доли газовой фазы на входе, градиент давления на выходе полагался равным нулю. Использовались пузырьки диаметром 0,1 мм.

Измерялись давление и напряжения сдвига как в случае однофазного, так и в случае двухфазного течения. В случае однофазного течения измерения проводились в диапазоне чисел Рейнольдса $16\,000 \div 80\,000$, который согласно критерию Ито [5] соответствует турбулентному течению.

Геометрические характеристики спиралевидных катушек

Номер катушки	D , мм	H , мм	d , мм
1	100	20	16
2	100	40	16
3	100	60	16
4	200	60	16
5	200	60	25
6	200	60	40
7	300	60	25
8	400	60	25
9	500	50	25
10	500	75	25
11	500	100	25

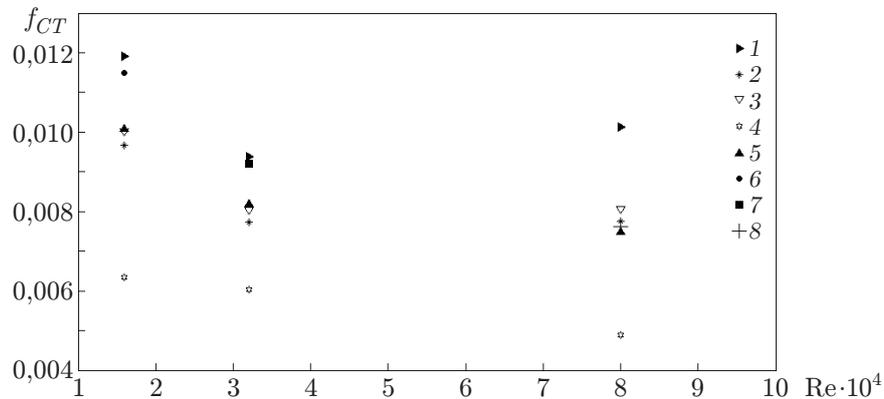


Рис. 3. Эмпирические (1–5) и экспериментальные (6–8) зависимости коэффициента трения от числа Рейнольдса:

1 — данные [26], 2 — данные [5], 3 — данные [7], 4 — данные [16], 5 — данные [6], 6–8 — данные настоящей работы (6 — $d/D = 0,08$, 7 — $d/D = 0,16$, 8 — $d/D = 0,20$)

Коэффициент трения как для прямолинейных, так и для изогнутых трубок вычислялся по соотношению Фаннинга

$$f = \frac{\tau_w}{\rho u_m^2 / 2},$$

где τ_w — напряжение сдвига.

Вследствие наличия центробежных сил в геликоидальных трубках коэффициент трения в них больше, чем в прямолинейных трубках.

Согласно экспериментальным данным в случае турбулентного течения в геликоидальных трубках коэффициент трения вычисляется по формуле [7]

$$f_{CT} = 0,0791 \text{Re}^{-0,25} + 0,0075\delta^{0,5}, \quad 0,7 < D/d < 3460,0, \quad \text{Re}_{cr} < \text{Re} < 10^5. \quad (1)$$

В работе [5] предложена следующая формула для вычисления коэффициента трения в геликоидальных трубках:

$$f_{CT} = 0,076 \text{Re}^{-0,25} + 0,00725 (d/D)^{1/2}. \quad (2)$$

В соотношениях (1), (2) Re_{cr} — критическое число Рейнольдса, которое согласно [5] вычисляется по формуле

$$\text{Re}_{cr} = 2 \cdot 10^4 \delta^{0,32}.$$

В случае турбулентного течения в геликоидальных трубках для вычисления параметра f_{CT} в работе [6] предложена формула

$$f_{CT} = 0,084 \text{Re}^{-0,2} (d/D)^{0,1},$$

в [26] — формула

$$f_{CT} = 0,08 \text{Re}^{-0,25} + 0,012 (d/D)^{0,5},$$

в [16] — формула

$$f_{CT} = 0,024 \text{Re} [(d/D)^{1/2}]^{-0,1517}.$$

Экспериментальные значения коэффициента трения хорошо согласуются с его эмпирическими значениями (рис. 3).

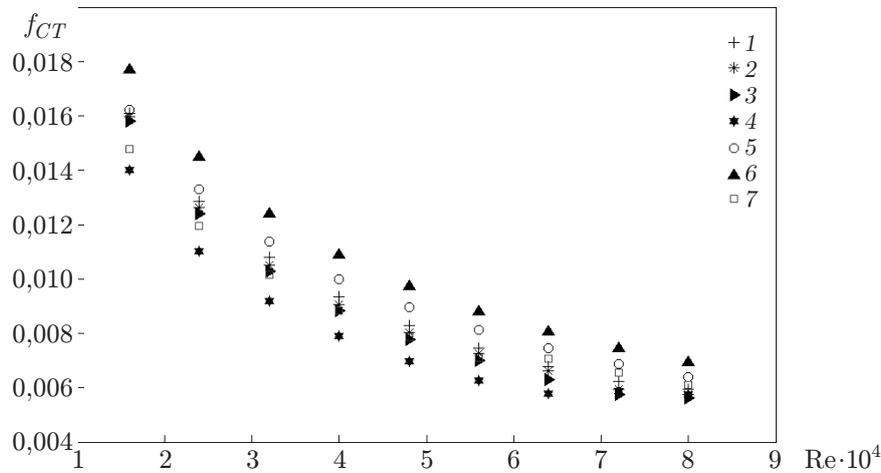


Рис. 4. Зависимость коэффициента трения от числа Рейнольдса:

1 — катушка 1, 2 — катушка 2, 3 — катушка 3, 4 — катушка 4, 5 — катушка 5, 6 — катушка 6, 7 — катушка 7

Результаты исследования и их обсуждение. Ниже представлены результаты исследования влияния геометрических характеристик спиралевидной катушки и объемной доли газа на коэффициент трения и падение давления.

Коэффициент трения. Вследствие воздействия вторичной силы коэффициент трения в геликоидальных трубках больше, чем в прямолинейных. На рис. 4 приведена зависимость коэффициента трения от числа Рейнольдса при различных значениях параметров трубок (см. таблицу). С увеличением числа Рейнольдса коэффициент трения в геликоидальных трубках уменьшается. Центробежные силы, возникающие вследствие наличия кривизны, вызывают асимметричное распределение скоростей в поперечном сечении изогнутых трубок, поэтому максимальные скорости, а следовательно, и большие напряжения имеют место вблизи стенок. В то же время наличие центробежных сил, увеличивающихся с увеличением кривизны трубки, приводит к возникновению вторичных течений и в результате к увеличению коэффициента трения.

Для катушки 6 (см. таблицу) параметр кривизны трубки $\delta = 0,2$. Это значение является наибольшим среди значений δ для всех рассмотренных катушек, следовательно, в этом случае наибольший и коэффициент трения. Для катушки 4 параметр кривизны трубки δ имеет наименьшее значение, поэтому наименьшим является и коэффициент трения.

Влияние шага спирали на коэффициент трения. Исследовалось течение в спиралевидных катушках диаметром 100 мм, диаметр трубок составлял 16 мм. Рассматривались катушки с тремя шагами спирали, равными 20, 40 и 60 мм.

Наличие кривизны приводит к появлению вторичных сил, обуславливающих увеличение скорости в потоке на внешней стенке трубки, в то время как в прямолинейных трубках максимальная скорость в потоке имеет место в центре трубки.

На рис. 5 приведена зависимость коэффициента трения от шага спирали.

Влияние диаметра трубки на коэффициент трения. На рис. 6 представлена зависимость коэффициента трения от диаметра трубки при различных значениях числа Рейнольдса. Диаметр и шаг спирали были постоянными. Поскольку диаметр спирали был постоянным, параметр ее кривизны увеличивался с увеличением диаметра трубки. При постоянном диаметре спирали, равном 200 мм, значения параметра кривизны 0,080, 0,125 и 0,200 соответствовали значениям диаметра трубки 16, 25 и 40 мм.

Чем меньше кривизна спирали, тем быстрее изменяется скорость в потоке, достигая максимального значения на внешней стенке трубки, и тем меньше длина входной обла-

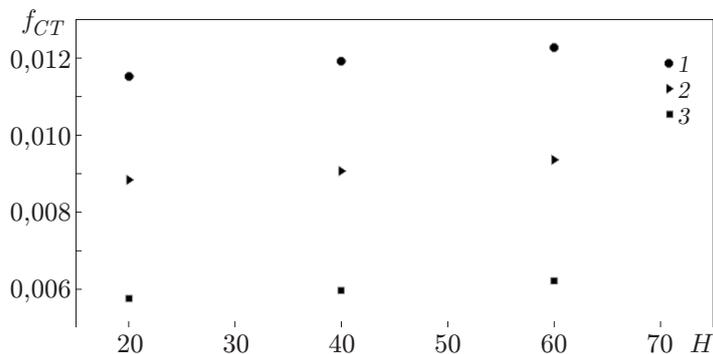


Рис. 5. Зависимость коэффициента трения от шага спирали:
1 — $Re = 24\,000$, 2 — $Re = 40\,000$, 3 — $Re = 72\,000$

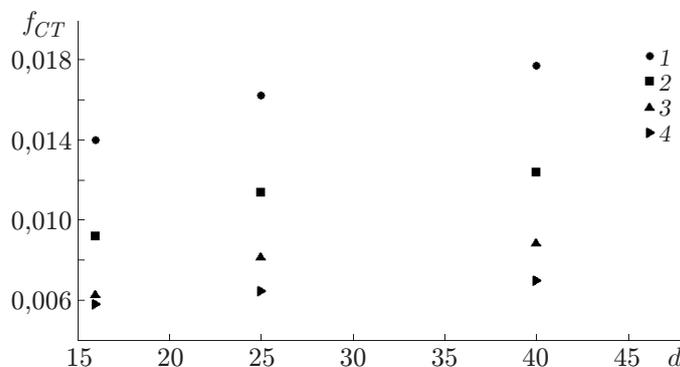


Рис. 6. Зависимость коэффициента трения от диаметра трубки:
1 — $Re = 16\,000$, 2 — $Re = 32\,000$, 3 — $Re = 56\,000$, 4 — $Re = 80\,000$

сти. Однако с увеличением параметра кривизны максимальное значение скорости достигается при больших значениях угла поворота потока, а следовательно, увеличивается и длина входной области. При увеличении параметра кривизны спирали увеличивается центробежная сила и как следствие степень закрученности потока внутри трубки, при этом возрастает интенсивность вторичного течения.

Вторичные течения оказывают существенное влияние на структуру основного течения, что в конечном счете приводит к увеличению коэффициента трения. Вследствие сложности структуры потока в геликоидальных трубках, действия центробежных сил и наличия вторичных течений коэффициент трения в таких трубках больше, чем в прямолинейных.

Влияние диаметра спирали на коэффициент трения. С увеличением радиуса спирали кривизна трубки уменьшается, при этом геликоидальная трубка постепенно выпрямляется, следовательно, влияние центробежной силы уменьшается.

С уменьшением диаметра спирали увеличивается центробежная сила. При этом увеличивается различие между минимальным и максимальным значениями скорости потока в поперечном сечении трубки. Увеличение центробежной силы в спирали с меньшим диаметром приводит к увеличению максимальной скорости по сравнению с максимальной скоростью в спирали с большим диаметром. Поэтому в трубках со спиралью, имеющей больший диаметр, максимальное значение скорости достигается быстрее. Это означает, что в таких трубках длина участка, на котором устанавливается профиль скорости, меньше. Таким образом, с увеличением диаметра спирали коэффициент трения уменьшается (рис. 7).

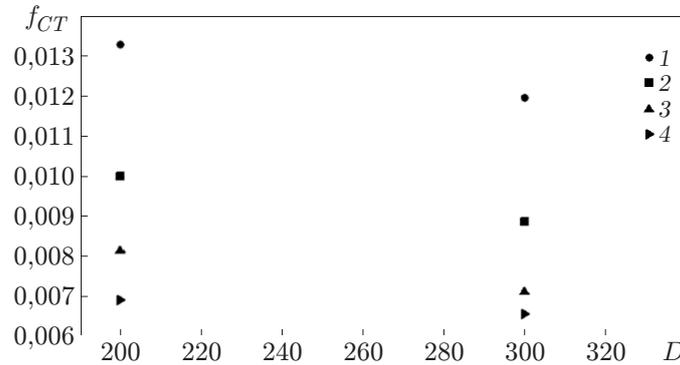


Рис. 7. Зависимость коэффициента трения от диаметра спирали:
 1 — Re = 24 000, 2 — Re = 40 000, 3 — Re = 56 000, 4 — Re = 72 000

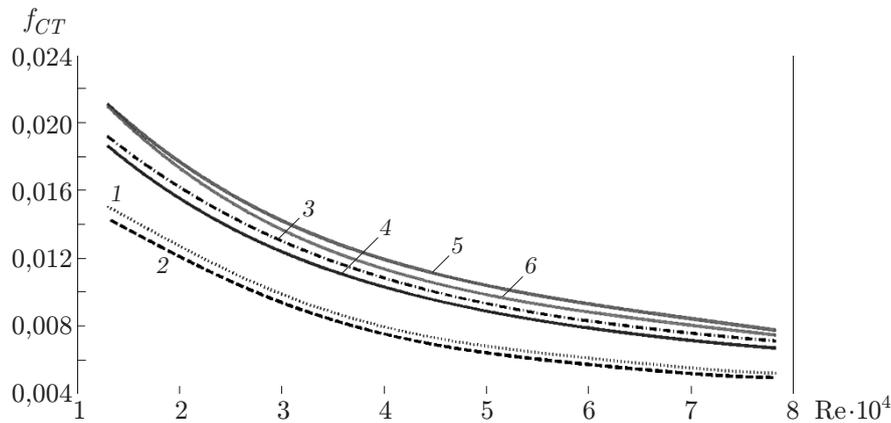


Рис. 8. Зависимость коэффициента трения от числа Рейнольдса для одно- и двухфазного потоков при различных значениях объемной доли газовой фазы:
 1, 2 — катушка 4 (1 — $V_g = 0$, 2 — $V_g = 0,05$), 3, 4 — катушка 5 (3 — $V_g = 0$, 4 — $V_g = 0,05$), 5, 6 — катушка 6 (5 — $V_g = 0$, 6 — $V_g = 0,05$)

Влияние объемной доли газовой фазы на коэффициент трения. На рис. 8 приведена зависимость коэффициента трения от числа Рейнольдса при различных значениях объемной доли газовой фазы в двухфазном течении. Зависимость приведена для катушек 4, 5, 6 (см. таблицу). Значения параметра кривизны этих спиралей равны 0,080, 0,125 и 0,200 соответственно.

Поскольку плотность газовой фазы меньше плотности жидкой фазы, плотность смеси газ — жидкость уменьшается с увеличением объемной доли газа, что приводит к уменьшению давления и напряжений сдвига в трубке. Поэтому коэффициент трения уменьшается с увеличением в смеси объемной доли газовой фазы. При поступлении двухфазного потока в спиралевидную трубку центробежная сила сдвигает жидкость к внешней части поперечного сечения трубки, а газ — к внутренней части. Поэтому на внутренней стенке трубки, с которой контактирует газ, сдвиговые напряжения меньше, чем на внешней стенке, с которой контактирует жидкость.

Чем меньше кривизна спирали, тем меньше центробежная сила, напряжения сдвига и коэффициент трения. Коэффициент трения в двухфазном потоке меньше, чем в однофазном потоке (см. рис. 8).

На рис. 9 приведена зависимость коэффициента трения от числа Рейнольдса в одно- и двухфазном потоках при различных значениях объемной доли газовой фазы в двухфаз-

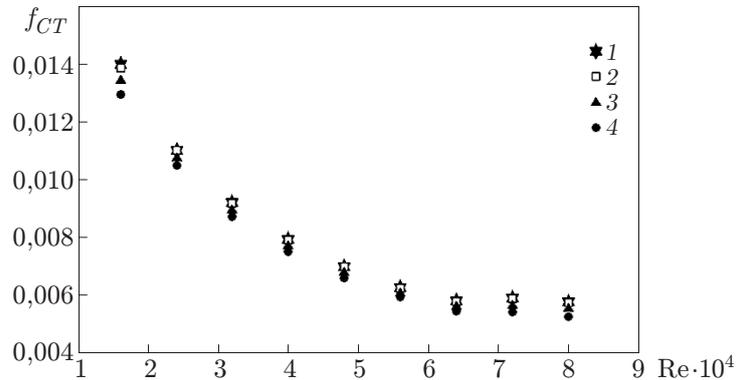


Рис. 9. Зависимость коэффициента трения от числа Рейнольдса для одно- и двухфазного потоков при различных значениях объемной доли газовой фазы (катушка 4): 1 — $V_g = 0$, 2 — $V_g = 0,01$, 3 — $V_g = 0,05$, 4 — $V_g = 0,09$

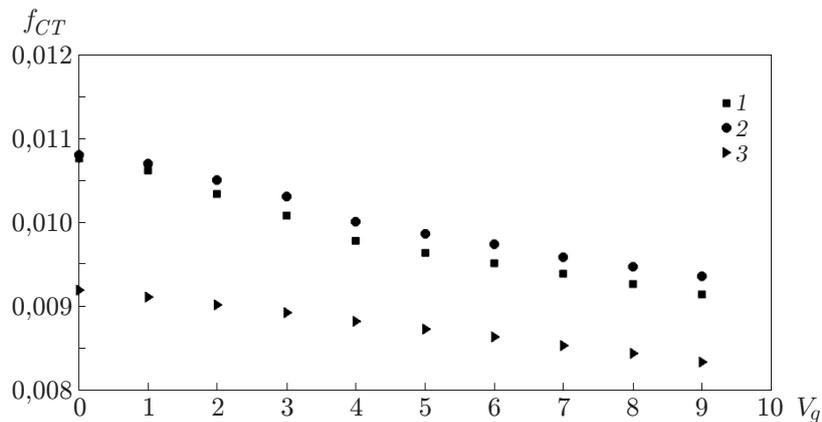


Рис. 10. Зависимость коэффициента трения от объемной доли газовой фазы: 1 — катушка 1, 2 — катушка 3, 3 — катушка 4

ном потоке. Видно, что с увеличением объемной доли газовой фазы коэффициент трения уменьшается.

На рис. 10 представлена зависимость коэффициента трения от объемной доли газовой фазы для некоторых конфигураций спиралей (катушки 1, 3 и 4). С увеличением объемной доли газовой фазы коэффициент трения уменьшается, поскольку при этом уменьшается плотность двухфазного потока.

Наличие кривизны спирали приводит к тому, что более тяжелая жидкость смещается к внешней части поперечного сечения трубки, а более легкая — к его внутренней части.

Влияние величины шага спирали на падение давления. На рис. 11 приведена зависимость падения давления в трубке на единице ее длины L от объемной доли газовой фазы при различных шагах спирали. Диаметр спирали равен 500 мм, диаметр трубки — 25 мм. От величины шага зависит сила Кориолиса, которая вызывает вращение жидкости внутри трубки. С увеличением шага спирали падение давления на единице длины трубки становится более существенным, что обусловлено увеличением гравитационной силы.

Распределение газовой фазы по поперечному сечению трубки. С увеличением центробежной силы увеличивается степень закрученности потока жидкости внутри трубки. Это приводит к тому, что более тяжелая жидкость смещается к внешней части поперечного сечения трубки, а более легкая — к его внутренней части.

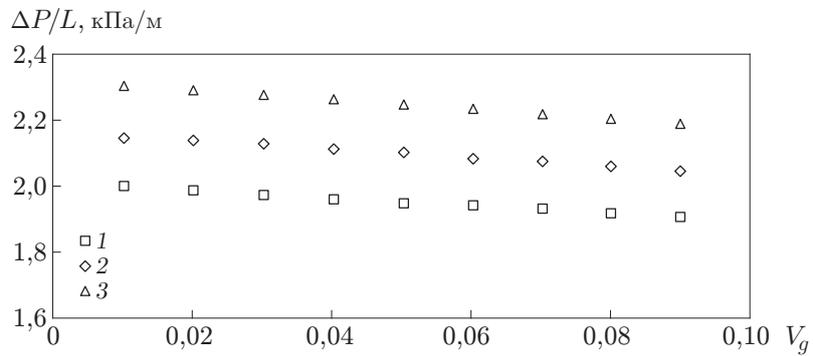


Рис. 11. Зависимость падения давления от объемной доли газовой фазы при различных шагах спирали:

1 — $H = 50$ мм, 2 — $H = 75$ мм, 3 — $H = 100$ мм

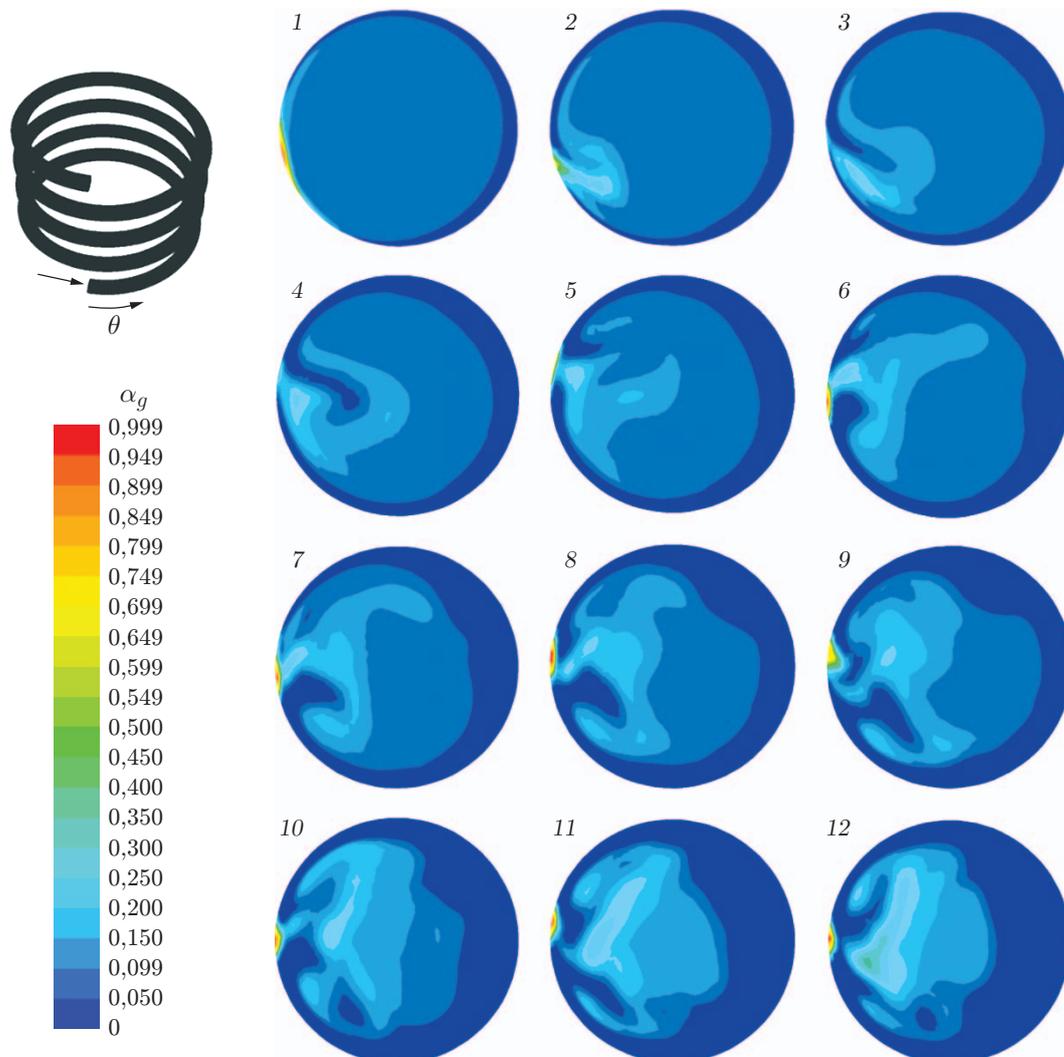


Рис. 12. Распределение локальной объемной доли газовой фазы по поперечному сечению трубки при различных значениях угла поворота потока θ :

1 — $\theta = 30^\circ$, 2 — $\theta = 60^\circ$, 3 — $\theta = 90^\circ$, 4 — $\theta = 120^\circ$, 5 — $\theta = 150^\circ$, 6 — $\theta = 180^\circ$, 7 — $\theta = 210^\circ$, 8 — $\theta = 240^\circ$, 9 — $\theta = 270^\circ$, 10 — $\theta = 360^\circ$, 11 — $\theta = 450^\circ$, 12 — $\theta = 540^\circ$

На рис. 12 показано распределение локальной объемной доли газовой фазы по поперечному сечению трубки катушки 4 (см. таблицу) при числе Рейнольдса, равном 80 000, и объемной доле газовой фазы, равной 0,09. По мере движения потока в трубке разделение фаз в поперечном сечении становится более четко выраженным и газовая фаза занимает все бóльшую часть поперечного сечения. Это можно объяснить тем, что центробежная сила смещает более тяжелую жидкость к внешней части поперечного сечения трубки, а более легкую — к его внутренней части.

Заключение. В работе представлены результаты численного решения задачи о течении одно- и двухфазной жидкостей в геликоидальной трубке. Наличие кривизны в геликоидальных трубках приводит к возникновению центробежной силы, под действием которой профиль скорости становится асимметричным и более тяжелая жидкость сдвигается во внешнюю область поперечного сечения трубки. Максимальное значение скорости смещается в том же направлении. Исследовано влияние диаметров трубки и спирали, шага и кривизны спирали, числа Рейнольдса и объемной доли газовой фазы на коэффициент трения, распределение фаз по поперечному сечению и падение давления.

Из полученных результатов следует, что с увеличением кривизны трубки коэффициент трения увеличивается. Увеличение шага спирали приводит к появлению силы Кориолиса, которая закручивает поток, в результате чего коэффициент трения увеличивается.

С увеличением диаметра трубки при постоянных шаге и диаметре спирали ее радиус кривизны увеличивается, вследствие чего увеличиваются центробежная сила и коэффициент трения.

Исследовалось также влияние диаметра спирали на поле скорости и коэффициент трения. Поскольку при увеличении диаметра спирали кривизна трубки уменьшается, коэффициент трения также уменьшается.

С увеличением числа Рейнольдса вследствие наличия центробежной силы пузырьки с газом смещаются во внутреннюю часть поперечного сечения, а жидкая фаза — в его внешнюю часть.

С увеличением объемной доли газовой фазы плотность двухфазной жидкости уменьшается, в результате чего давление, напряжения сдвига и коэффициент трения уменьшаются.

ЛИТЕРАТУРА

1. **Stehlik P., Wadekar V. V.** Different strategies to improve industrial heat exchange // Heat Transfer Engng. 2003. V. 23, N 6. P. 36–48.
2. **Master B. I., Chunangad K. S., Voxma A. J., et al.** Most frequently used heat exchangers from pioneering research to applications worldwide // Heat Transfer Engng. 2004. V. 27, N 6. P. 4–11.
3. **Dean W. R.** Note on the motion of fluid in a curved pipe // Philos. Mag. 1927. V. 4, N 7. P. 208–223.
4. **Shah R. K., Joshi S. D.** Convective heat transfer in curved ducts // Handbook of single-phase convective heat transfer. N. Y.: Wiley, 1987. Chap. 5.
5. **Ito H.** Friction factors for turbulent flow in curved pipes // J. Basic Engng. 1959. V. 81. P. 123–134.
6. **Srinivasan P. S., Nadapurker S. S., Holland F. A.** Friction factor for coils // Trans. Inst. Chem. Engrs. 1970. V. 16. P. 156–161.
7. **Mishra P., Gupta S. N.** Momentum transfer in curved pipe. 1. Newtonian fluids. 2. Non-Newtonian fluids // Indust. Engng Chem. Process Design Develop. 1979. V. 18. P. 130–142.
8. **Shah R. K., Joshi S. D.** Convective heat transfer in curved ducts // Handbook of single-phase convective heat transfer. N. Y.: Wiley Intersci., 1987. Chap. 3.

9. **Ripple G. R., Edit C. M., Jordan H. B.** Two-phase flow in a coiled tube // *Indust. Engng Chem. Process Design. Develop.* 1966. V. 5. P. 32–39.
10. **Banerjee S., Rhodes E., Scott D. S.** Studies on concurrent gas-liquid flow in helically coiled tubes. 1. Flow patterns, pressure drop and holdup // *Canad. J. Chem. Engng.* 1969. V. 47, N 5. P. 445–453.
11. **Akagawa K., Talbot L., Ueda M.** Study on gas-liquid two-phase flow in helically coiled tubes // *Bull. JSME.* 1971. V. 14. P. 564–571.
12. **Chen X. J., Zhou F. D.** An investigation of flow pattern and friction pressure drop characteristics of air-water two-phase flow in helical coil // *Proc. of the 4th Miami intern. conf. on alternate energy sources.* S. l., 1981. P. 120–129.
13. **Kasturi G., Stepanek J. B.** Two-phase flow. 1. Pressure drop and void fraction measurements in concurrent gas-liquid flow in a coil // *Chem. Engng Sci.* 1972. V. 27, N 10. P. 1871–1880.
14. **Xin R. C., Awwad A., Dong Z. F., Ebadian M. A.** An investigation and comparative study of the pressure drop in air-water two-phase flow in vertical helicoidal pipes // *Intern. J. Heat Mass Transfer.* 1996. V. 39, N 4. P. 735–743.
15. **Awwad A., Xin R. C., Dong Z. F., et al.** Measurement and correlation of the pressure drop in air-water two-phase flow in horizontal helicoidal pipes // *Intern. J. Multiphase Flow.* 1995. V. 21, N 4. P. 607–619.
16. **Czop V., Barbier D., Dong S.** Pressure drop, void fraction and shear stress measurements in an adiabatic two-phase flow in a coiled tube // *Nuclear Engng Design.* 1994. V. 149, N 1–3. P. 323–333.
17. **Guo L., Feng Z., Chen X.** An experimental investigation of the frictional pressure drop of steam-water two-phase flow in helical coils // *Intern. J. Heat Mass Transfer.* 2001. V. 44, N 14. P. 2601–2610.
18. **Yamamoto K., Akita T., Ikeuchi H., Kita Y.** Experimental study of the flow in a helical circular tube // *Fluid Dynamics Res.* 1995. V. 16, N 4. P. 237–249.
19. **Murai Y., Yoshikawa S., Toda S., et al.** Structure of air-water two-phase flow in helically coiled tubes // *Nuclear Engng Design.* 2006. V. 236, N 1. P. 94–106.
20. **Santini L., Cioncolini A., Lombardi C., Ricotti M.** Two-phase pressure drops in a helically coiled steam generator // *Intern. J. Heat Mass Transfer.* 2008. V. 51. P. 4926–4939.
21. **Kumar V., Faizee B., Mridha M., Nigam K. D. P.** Numerical studies of a tube-in-tube helically coiled heat exchanger // *Chem. Engng Proc.* 2008. V. 47, N 12. P. 2287–2295.
22. **Mosaad M. E. S., Al-Hajeri M., Al-Ajmi R., Koliub A. M.** Heat transfer and pressure drop of R-134a condensation in a coiled, double tube // *Heat Mass Transfer.* 2009. V. 45, N 8. P. 1107–1115.
23. **Jayakumar J. S., Mahajania S. M., Mandala J. C., et al.** CFD analysis of single-phase flows inside helically coiled tubes // *Comput. Chem. Engng.* 2010. V. 34. P. 430–446.
24. **Jayakumar J. S., Mahajania S. M., Mandala J. C., et al.** Thermal hydraulic characteristics of air-water two-phase flows in helical pipes // *Chem. Engng Res. Design.* 2010. V. 88, N 4. P. 501–512.
25. **Saffari H., Moosavi R., Khamda M.** Optimization of heat transfer and pressure drop for a spiral-wound heat exchanger due to the geometry of helical tubes // *Sci. Ser. Data Rep.* 2012. V. 4, N 6. P. 119–134.
26. **White C. M.** Fluid friction and its relation to heat transfer // *Trans. Inst. Chem. Engrs.* 1932. V. 10. P. 66–86.