

УДК 532.5

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОПЕРЕНОСА ПРИ ТЕЧЕНИИ НАНОЖИДКОСТИ В КАНАЛЕ С ОРЕБРЕННЫМИ СТЕНКАМИ

С. Садрипур

Университет г. Шахреза, 8614956841 Шахреза, Иран
E-mail: s.sadripour.me@gmail.com

Приведены результаты численного исследования вынужденной конвекции и теплопередачи при течении наножидкости (вода с наночастицами оксида кремния SiO_2) в канале с оребренными стенками. Дифференциальные уравнения трехмерной задачи решены с использованием метода контролируемых объемов и SIMPLE-алгоритма. Изучено влияние на теплопередачу диаметра частиц и их формы при числе Рейнольдса $3000 \leq \text{Re} \leq 5000$. На стенках канала задавалась постоянная температура. С использованием коэффициента эффективности теплопередачи определена оптимальная форма ребер.

Ключевые слова: канал, ребра, угол наклона, наночастицы SiO_2 , турбулентное течение, коэффициент эффективности.

DOI: 10.15372/PMTF20180610

Введение. В настоящее время активно исследуются возможности повышения эффективности энергетических систем. Одним из способов увеличения интенсивности теплопередачи является использование теплообменников, на стенках которых имеются неровности и канавки. Вследствие наличия на стенках таких препятствий ламинарный поток превращается в турбулентный с зонами возвратного течения, в результате чего уменьшается термическое сопротивление и существенно увеличивается теплопередача.

Имеется ряд работ, посвященных численному и экспериментальному исследованию характеристик теплопереноса в трехмерных каналах с волнообразными стенками.

В работе [1] с использованием численных методов изучены скорости течения и теплоперенос в трехмерных оребренных каналах и установлено, что число Нуссельта и коэффициент трения увеличиваются с уменьшением отношения ширины к высоте поперечного сечения канала. В [2] с использованием численных методов изучено влияние на теплопередачу термогидравлических характеристик осесимметричных мини-каналов с волнообразными стенками при ламинарном течении потока. В [3] с использованием метода конечных объемов исследовались вынужденная конвекция и влияние чисел Рейнольдса, Прандтля и высоты препятствия на характеристики теплопереноса во входной области канала с волнообразными стенками при ламинарном течении потока; установлено, что напряжения сдвига и число Нуссельта увеличиваются с увеличением числа Рейнольдса. В работе [4], в которой численно исследовались оптимальные режимы сопряженной теплопередачи в микроканалах с волнообразными стенками, обнаружено, что в таких каналах число Нуссельта больше, чем в каналах с гладкими стенками. В [5] с использованием уравнений

Стокса аналитически исследовано влияние шероховатости стенки осесимметричного микрочанала на полностью развитое ламинарное течение. Показано, что при наличии шероховатости стенки канала давление существенно уменьшается, и предложены различные способы увеличения интенсивности теплообмена между жидкостью и стенками канала. Одним из таких способов является наполнение несущей (основной) жидкости наночастицами. В [6] изучались скорости и теплообмен в канале с волнообразными стенками при течении в нем воды с частицами оксида алюминия Al_2O_3 , а также влияние на теплопередачу различных геометрических параметров при концентрации наночастиц, не превышающей 4 %. В работе [7] с использованием метода конечных объемов исследованы характеристики потока и теплоперенос в микрорадиаторах с волнообразными стенками при различных значениях амплитуды волны. Установлено, что с увеличением высоты препятствия увеличиваются коэффициент теплообмена, сдвиговые напряжения и коэффициент трения, а давление уменьшается в большей степени. В [8] численно исследовались поле скоростей и теплообмен в каналах со стенками синусоидальной формы при течении в них воды с наночастицами меди. Обнаружено, что при использовании наножидкости и волнообразных стенок теплообмен увеличивается на 50 %. В [9] приведены результаты исследования влияния концентрации наночастиц меди в потоке воды и числа Рейнольдса на теплоперенос и производство энтропии в солнечных коллекторах. Показано, что с увеличением числа Рейнольдса и концентрации наночастиц меди увеличиваются число Нуссельта и величина производства энтропии. В работе [10] численно и экспериментально исследовался конвективный теплообмен в потоке воды, содержащей наночастицы оксида титана, в прямом канале, являющемся основной частью солнечного коллектора. Установлено, что с увеличением числа Рейнольдса и концентрации наночастиц коэффициент теплообмена увеличивается, с увеличением диаметра наночастиц — уменьшается. Теплоперенос и распределение давления в мини-радиаторах при течении в них дистиллированной воды с наночастицами TiO_2 при различных значениях мощности теплового потока изучались в работе [11]. В [12] приведены результаты численного исследования влияния формы наночастиц на теплоперенос в каналах криволинейной формы при течении в них воды с наночастицами Al_2O_3 . Установлено, что максимальное увеличение интенсивности конвективного теплообмена и максимальное уменьшение давления происходит в случае частиц в форме пластины. В работе [13] экспериментально исследовался теплоперенос при течении в микрорадиаторах воды с объемной долей наночастиц Al_2O_3 1, 2, 3 %. Показано, что коэффициент теплопереноса увеличивается на 7 ÷ 15 % по сравнению со случаем течения чистой воды. Гидродинамические и тепловые свойства течения воды с наночастицами серебра в мини-теплообменниках исследовались в работе [14]. Объемная доля частиц варьировалась в диапазоне 0,25 ÷ 0,50 %, а число Рейнольдса — в диапазоне 1000 ÷ 100 000. Установлено, что при объемной доле наночастиц серебра, равной 0,5 %, коэффициент теплопередачи увеличивается на 45,6 %. В ламинарном, переходном и турбулентном режимах коэффициент теплопередачи увеличивается по сравнению со случаем течения чистой воды на 12, 25, 35 % соответственно. В работе [15] приведены результаты численного исследования вынужденной конвекции при течении смеси этиленгликоля и воды (50 : 50), содержащей наночастицы гидроксида алюминия, в мини-канале со стенкой синусоидальной формы при различных значениях сдвига фазы и длины волны. Установлено, что форма наночастиц оказывает существенное влияние на гидродинамические и тепловые свойства потока.

В настоящей работе исследуются термодинамические характеристики турбулентного течения наножидкости (вода с наночастицами оксида кремния SiO_2) в канале с орбренными стенками при объемной доле наночастиц 0 ÷ 4 %. С использованием коэффициента эффективности теплопередачи определены оптимальные форма препятствий и параметры потока.

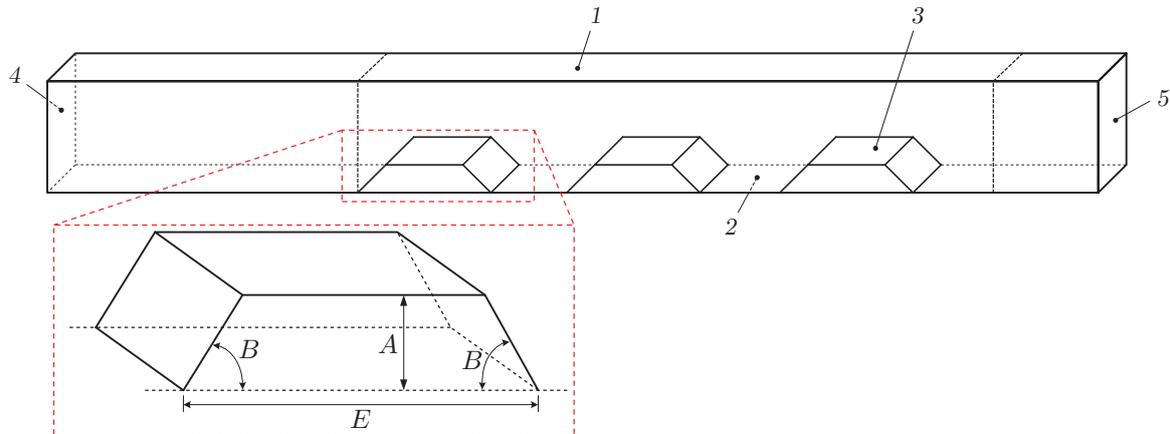


Рис. 1. Геометрия канала:

1 — плоскость симметрии, 2 — стенка, 3 — препятствие, 4 — вход, 5 — выход

1. Численное моделирование. Проведем численное исследование вынужденной конвекции и теплопередачи в потоке воды, содержащей наночастицы оксида кремния.

1.1. *Физическая модель.* На рис. 1 приведена схема трехмерного вентиляционного канала высотой $H = 40$ мм с расположенными вдоль стенок препятствиями. Теплоперенос и течение потока изучаются на участке длиной $L = 150$ мм, на котором расположено три препятствия. Длина и высота каждого препятствия равны соответственно $E = 20$ мм, $A = 5$ мм, угол наклона препятствия B изменялся в диапазоне $60 \div 90^\circ$. В левом сечении канала задавалась скорость потока (число Рейнольдса менялось в диапазоне $3000 \div 5000$), в выходном сечении задавалось давление. На верхней и нижней стенках канала поддерживалась температура $T_w = 400$ К, температура окружающей среды равна $T_{in} = 300$ К. Изучалось установившееся турбулентное течение внутри канала.

1.2. *Математическая модель.* Теплоперенос и течение в канале описываются системой уравнений, записанной в декартовой системе координат [15–17] и включающей:

— уравнение неразрывности

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0$$

(u_i — компоненты вектора скорости);

— уравнение движения

$$\rho \frac{\partial}{\partial x_i} (u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho \overline{u'_i u'_j})$$

(ρ — плотность жидкости; μ , u' , u_j — вязкость, компоненты пульсационной скорости и вектора скорости основного потока соответственно; $\rho \overline{u'_i u'_j}$ — компоненты тензора напряжений сдвига);

— уравнение сохранения энергии

$$\rho \frac{\partial}{\partial x_j} (u_j T) = \frac{1}{c_p} \frac{\partial}{\partial x_j} \left(k \frac{\partial T}{\partial x_j} - \rho c_p \overline{u'_j T'} \right)$$

($\rho c_p \overline{u'_j T'}$ — компоненты вектора теплового потока, обусловленного наличием турбулентности).

Для компонент тензора напряжений сдвига и вектора теплового потока выполняются соотношения [15–17]

$$\rho \overline{u'_i u'_j} = -\mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) + \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij}, \quad \rho c_p \overline{u'_j T'} = -\frac{\mu_t}{\sigma_t} \frac{\partial T}{\partial x_i},$$

где σ_t — турбулентное число Прандтля; $\mu_t = C_\mu \rho k^2 / \varepsilon$ — турбулентная вязкость [16].

Для кинетической энергии турбулентного движения и диссипации, обусловленной вязкостью, в соответствии с $(k-\varepsilon)$ -моделью турбулентности справедливы соотношения [16]

$$\begin{aligned} \rho \frac{\partial}{\partial x_j} (k u_j) &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k + G_k - \rho \varepsilon, \\ \rho \frac{\partial}{\partial x_j} (\varepsilon u_j) &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_1 \frac{\varepsilon}{k} P_k + C_3 \frac{\varepsilon}{k} G_k + C_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{k}, \end{aligned}$$

где

$$P_k = \mu_t \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \frac{\partial u_j}{\partial x_i}, \quad G_k = -\beta g_i \frac{\mu_t}{\sigma_t} \frac{\partial T}{\partial x_i}.$$

В уравнениях для турбулентного течения $C_l = 0,09$, $C_{1\varepsilon} = 1,44$, $C_{2\varepsilon} = 1,44$, $\sigma_k = 1,0$, $\sigma_\varepsilon = 1,3$, $\sigma_t = 0,85$ [15].

Числа Нуссельта и Рейнольдса определяются следующим образом [15]:

$$\text{Nu}_{av} = \frac{h D_h}{k}, \quad \text{Re} = \frac{\rho u_m D_h}{\mu}.$$

Здесь k — коэффициент теплопроводности; $h = Q / (T_s - T_{bulk})$ — средний коэффициент теплообмена; Q — интенсивность теплового потока через поверхность; T_s — температура поверхности; T_{bulk} — температура жидкости; u_m — осредненная по поперечному сечению скорость жидкости. Выражение для гидравлического диаметра канала D_h имеет вид [17]

$$D_h = H + 2A.$$

Коэффициент трения развитого течения определяется из соотношения [15]

$$f = \frac{2 D_h}{L} \frac{\Delta P}{\rho u_m^2},$$

где $\Delta P = P_{av,in} - P_{av,out}$; $P_{av,in}$, $P_{av,out}$ — среднее давление на входе и выходе соответственно.

Коэффициент эффективности (performance evaluation criteria (PEC) index)

$$\text{PEC} = \frac{\text{Nu}}{\text{Nu}_0} \left(\frac{f}{f_0} \right)^{-1/3}$$

(Nu , Nu_0 — среднее число Нуссельта для каналов с волнообразными и гладкими стенками соответственно) используется для оценки увеличения интенсивности теплопередачи в канале с волнообразными стенками [15].

Эффективная плотность наножидкости со сферическими частицами и ее удельная теплоемкость определяются соответственно следующим образом [17]:

$$\rho_{nf} = (1 - \varphi) \rho_{fl} + \varphi \rho_{np}, \quad (c_p)_{nf} = [(1 - \varphi)(\rho c_p)_{fl} + \varphi(\rho c_p)_{np}] / \rho_{nf}.$$

С использованием модели броуновского движения наночастиц в канале с волнообразными стенками эмпирический эффективный коэффициент теплопроводности можно определить следующим образом:

$$k_{eff} = k_{st} + k_{Br},$$

Таблица 1

Термофизические параметры воды и наночастиц SiO₂ при температуре $T = 300$ К [17]

Вещество	ρ , кг/м ³	c_p , Дж/(кг·К)	k , Вт/(м·К)	μ , Н·с/м ²
Вода	998,2	4182	0,6	0,001 003
SiO ₂	2200,0	703	1,2	—

где

$$k_{st} = k_{fl} \frac{(k_{np} + 2k_{fl}) - 2\varphi(k_{fl} - k_{np})}{(k_{np} + 2k_{fl}) + \varphi(k_{fl} - k_{np})}, \quad k_{Br} = 5 \cdot 10^4 \beta \varphi \rho_{fl} (c_p)_{fl} \sqrt{\frac{KT}{\rho_{np} d_{np}}} f(T, \varphi),$$

$K = 1,3807 \cdot 10^{-23}$ Дж/К — константа Больцмана; β — объемная доля жидкости; T — температура, К.

Для диоксида кремния SiO₂ значения β вычисляем по формуле $\beta = 1,9526(100\varphi)^{-1,4594}$ при $1\% \leq \varphi \leq 10\%$, $298\text{ К} \leq T \leq 363\text{ К}$ [17].

При $1\% \leq \varphi \leq 4\%$ и $300\text{ К} < T < 325\text{ К}$ функция $f(T, \varphi)$ имеет вид

$$f(T, \varphi) = (2,8217 \cdot 10^{-2} \varphi + 3,917 \cdot 10^{-3}) T/T_0 - 3,0699 \cdot 10^{-2} \varphi - 3,391\,123 \cdot 10^{-3},$$

где $T_0 = 293\text{ К}$.

В соответствии с [17] динамическая вязкость определяется соотношением

$$\mu_{eff} = \mu_{fl} / [1 - 34,87 \varphi^{1,03} (d_{np}/d_{fl})^{-0,3}].$$

Эквивалентный диаметр молекулы основной жидкости находится из соотношения

$$d_{fl} = [6M/(N\pi\rho_{fl})]^{1/3}.$$

Термофизические параметры SiO₂ и основной жидкости приведены в табл. 1.

1.3. *Численный метод.* С использованием численных методов моделируются течение и теплоперенос в трехмерном канале с волнообразными стенками. Метод контролируемых объемов используется для сведения уравнений задачи к системе алгебраических уравнений. Турбулентное течение моделируется с помощью $(k-\varepsilon)$ -модели турбулентности с модифицированной пристенной функцией, учитывающей градиенты давления и температуры. Краевая задача решается с использованием метода конечных объемов. Для аппроксимации диффузионных и конвективных членов в уравнениях движения и энергии используется противопоточная разностная схема второго порядка. Для определения полей скорости и давления применяется полунявный метод решения взаимозависимых через давление уравнений (SIMPLE-алгоритм). Критерием сходимости численного алгоритма является условие, что относительная погрешность всех определяемых величин не превышает 10^{-6} .

Таблица 2

Значения среднего числа Нуссельта для гладкой абсорбирующей пластины, вычисленные на сетках с различным числом узлов при различных значениях числа Рейнольдса

Число узлов	Nu ₀			
	Re = 2500	Re = 3000	Re = 3500	Re = 4000
143 476	14,5812	15,4142	16,6137	17,8583
145 327	14,6443	15,5712	16,8260	18,1448
149 771	14,7823	15,7972	17,0206	18,2034
151 825	14,7821	15,7971	17,0198	18,2030

Таблица 3

Значения среднего числа Нуссельта для канала с синусоидальными стенками со сдвигом фазы $\theta = 180^\circ$ и расстоянием между препятствиями $\alpha = 1$ мм, полученные в различных работах

Работа	Nu			
	Re = 6000	Re = 10 000	Re = 14 000	Re = 18 000
Настоящая работа	120,6	161,3	194,9	223,4
Работа [17]	120,1	160,9	194,3	222,7

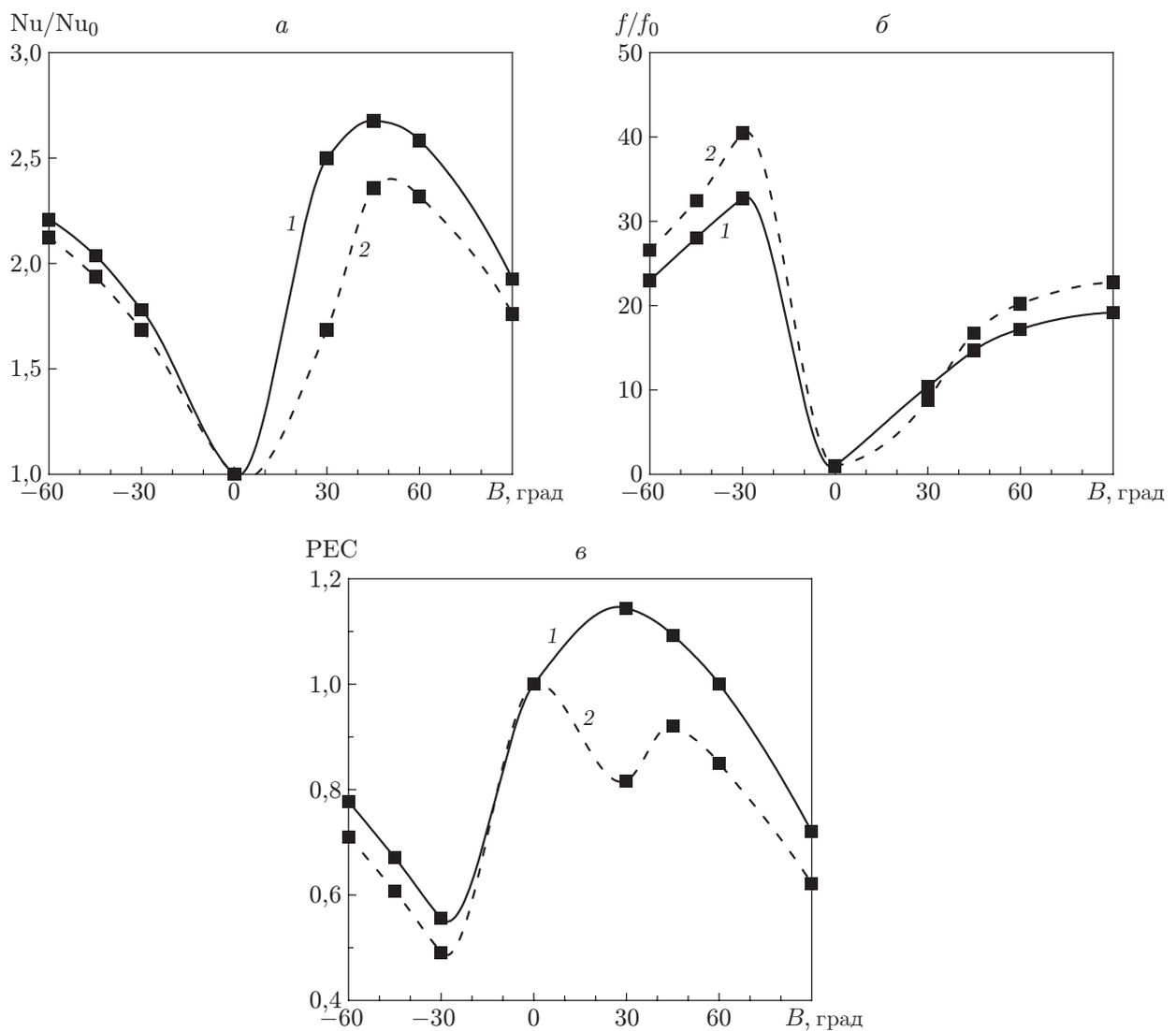


Рис. 2. Зависимости числа Нуссельта (а), коэффициента трения (б) и коэффициента эффективности (в) от угла наклона препятствия в случае течения в канале наножидкости вода — частицы SiO_2 ($d_{np} = 25$ нм, $\varphi = 1$ %) при различных значениях числа Рейнольдса:

1 — $Re = 3000$, 2 — $Re = 5000$

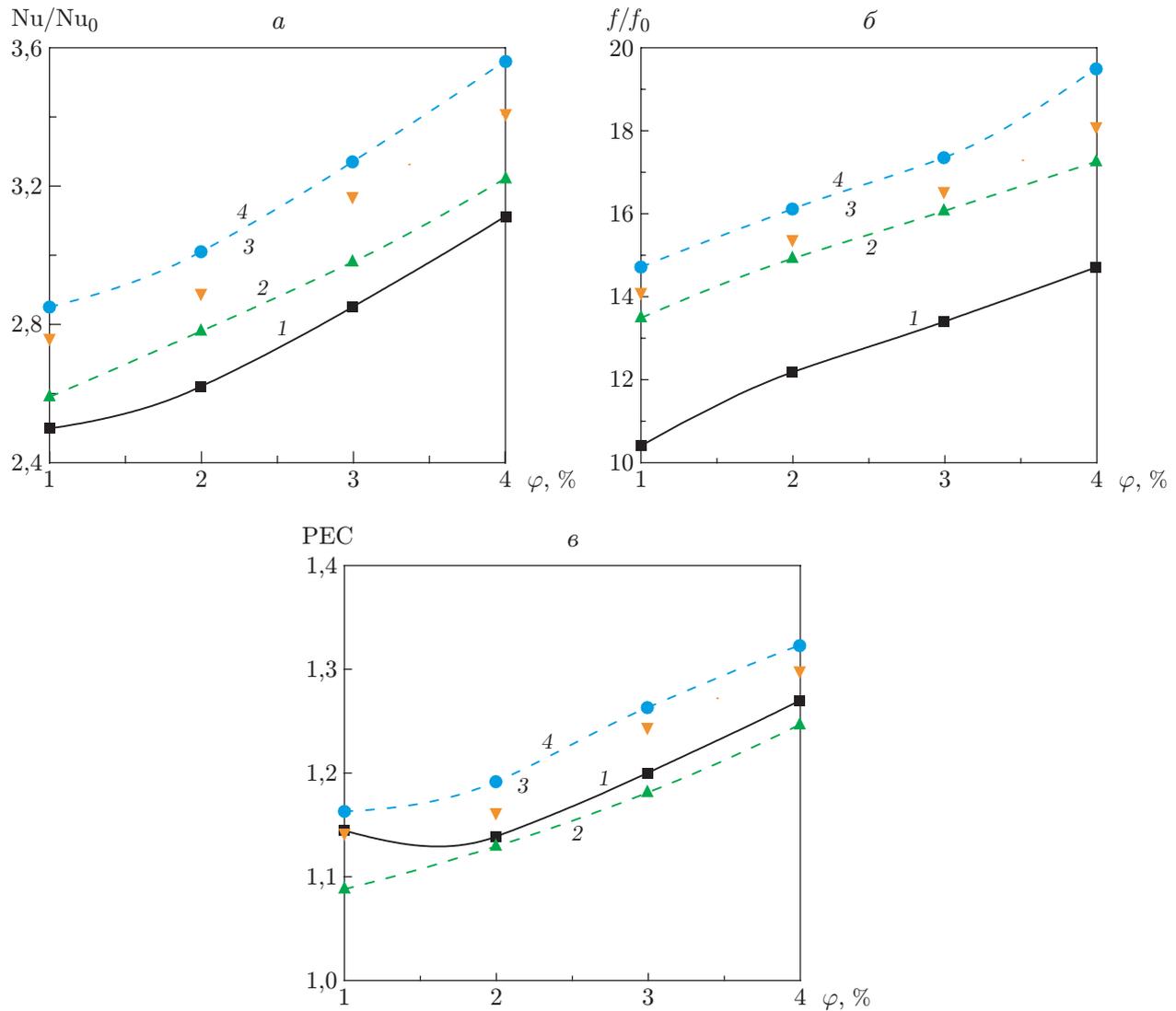


Рис. 3. Зависимости числа Нуссельта (а), коэффициента трения (б) и коэффициента эффективности (в) от объемной доли наночастиц в случае течения наножидкости вода — частицы SiO_2 при $B = 30^\circ$, $\text{Re} = 3000$ и различных значениях диаметра наночастиц:

1 — $d_{np} = 25$ нм, 2 — $d_{np} = 30$ нм, 3 — $d_{np} = 35$ нм, 4 — $d_{np} = 40$ нм

1.4. *Тестовые расчеты.* Для выбора расчетной сетки выполнены расчеты течения в гладком воздушном коллекторе. В табл. 2 приведены средние значения числа Нуссельта, вычисленные на сетках с различным числом узлов при различных значениях числа Рейнольдса. На основе полученных результатов в расчетах использовалась сетка с 149 771 узлами.

Для апробации алгоритма и программы решена задача о течении и теплопереносе при вынужденной конвекции в нагретом канале с ребристыми стенками [17]. В табл. 3 приведены средние значения числа Нуссельта для этого случая. Очевидно, что результаты, полученные с использованием предлагаемого метода, хорошо согласуются с результатами работы [17].

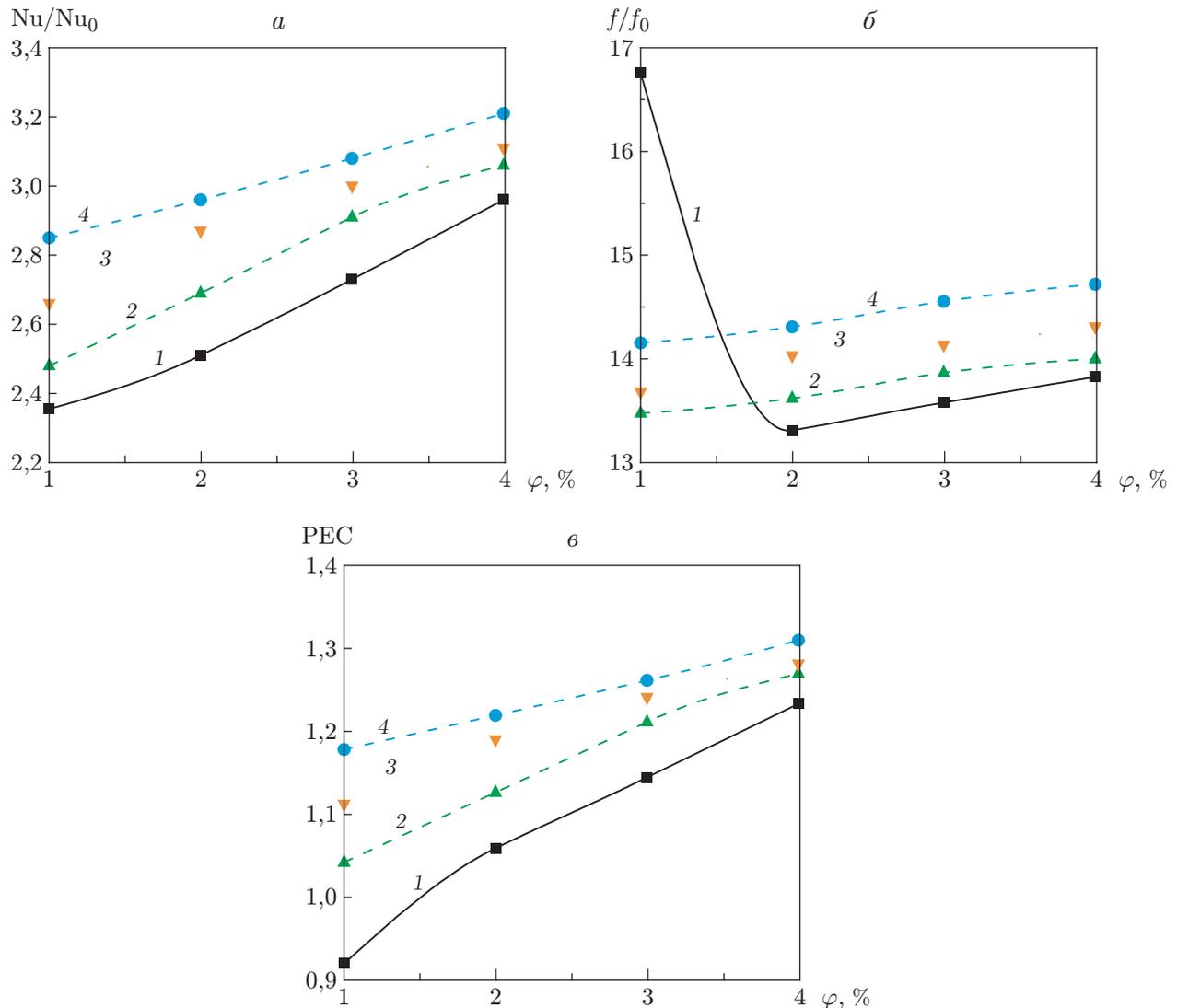


Рис. 4. Зависимости числа Нуссельта (а), коэффициента трения (б) и коэффициента эффективности (в) от объемной доли наночастиц в случае течения наножидкости вода — частицы SiO_2 при $B = 45^\circ$, $\text{Re} = 5000$ и различных значениях диаметра наночастиц (обозначения те же, что на рис. 3)

2. Результаты исследования и их обсуждение. Рассмотрим влияние геометрии ребер, числа Рейнольдса, размеров наночастиц и объемной доли наночастиц в суспензии на теплоперенос и течение жидкости в канале.

2.1. *Влияние на течение угла наклона препятствия.* На рис. 2, а, б приведены зависимости среднего числа Нуссельта Nu и коэффициента трения f от угла наклона препятствия B при различных значениях числа Рейнольдса. С увеличением числа Рейнольдса среднее число Нуссельта уменьшается. При $B = -30^\circ$ коэффициент трения максимален, при $B = 0^\circ$ — минимален.

На рис. 2, в приведена зависимость коэффициента эффективности PEC от величины угла B при различных значениях числа Рейнольдса. Коэффициент эффективности уменьшается с увеличением числа Рейнольдса. Максимальное значение $PEC = 1,16$ имеет место при $\text{Re} = 3000$, $B = 30^\circ$. В случае $\text{Re} = 5000$ значения коэффициента эффективности являются оптимальными при $B = 0, 45^\circ$.

2.2. *Влияние на течение размера наночастиц и их объемной доли.* На рис. 3 приведены зависимости среднего числа Нуссельта Nu , коэффициента трения f и коэффициента эффективности PEC от объемной доли наночастиц при $B = 30^\circ$, $Re = 3000$ и различных значениях диаметра наночастиц.

С увеличением объемной доли частиц и их диаметра среднее число Нуссельта и коэффициент трения увеличиваются, а давление уменьшается. Коэффициент эффективности увеличивается с увеличением объемной доли частиц и их диаметра. Максимальное значение PEC = 1,325 достигается при $\varphi = 4\%$ и $d_{np} = 40$ нм.

На рис. 4 приведены зависимости среднего числа Нуссельта Nu , коэффициента трения f и коэффициента эффективности PEC от объемной доли наночастиц при $B = 45^\circ$, $Re = 5000$ и различных значениях диаметра наночастиц.

С увеличением объемной доли частиц и их диаметра среднее число Нуссельта и коэффициент трения увеличиваются, а давление уменьшается. Максимальное значение PEC = 1,315 достигается при $\varphi = 4\%$ и $d_{np} = 40$ нм.

Заключение. В работе с использованием $(k-\varepsilon)$ -модели турбулентности исследовано турбулентное течение наножидкости и теплоперенос в канале с оребренными стенками при значениях числа Рейнольдса $Re = 3000 \div 5000$.

С использованием метода контролируемых объемов система дифференциальных уравнений задачи сведена к системе алгебраических уравнений.

Исследовано влияние на течение и теплоперенос величины угла наклона препятствий, объемной доли наночастиц и их размера.

Анализ полученных результатов показывает, что с увеличением числа Рейнольдса коэффициент эффективности уменьшается, с увеличением объемной доли наночастиц и их размера давление уменьшается, а коэффициент трения увеличивается.

Определены максимальные значения коэффициента эффективности при различных значениях параметров задачи. В частности, при $Re = 3000$, $B = 30^\circ$ максимальное значение PEC = 1,325 достигается при $\varphi = 4\%$, $d_{np} = 40$ нм.

ЛИТЕРАТУРА

1. **Comini G., Nonino C., Savino S.** Effect of aspect ratio on convection enhancement in wavy channels // Numer. Heat Transfer. Pt A. 2003. V. 44. P. 21–37.
2. **Grant Mills Z., Warey A., Alexeev A.** Heat transfer enhancement and thermal-hydraulic performance in laminar flows through asymmetric wavy walled channels // Intern. J. Heat Mass Transfer. 2016. V. 97. P. 450–460.
3. **Mohamed N., Khedidja B., Belkacem Z., Michel D.** Numerical study of laminar forced convection in entrance region of a wavy channel // Numer. Heat Transfer. Pt A. 2008. V. 53. P. 35–52.
4. **Rostami J., Abbassi A., Saffar-Avval M.** Optimization of conjugate heat transfer in wavy walls microchannels // Appl. Thermal Engng. 2015. V. 82. P. 318–328.
5. **Duan Z., Muzychka Y. S.** Effects of axial corrugated roughness on low Reynolds number slip flow and continuum flow in micro-tubes // J. Heat Transfer. 2010. V. 132. P. 1–8.
6. **Khoshvaght-Aliabadi M.** Influence of different design parameters and Al_2O_3 water nanofluid flow on heat transfer and flow characteristics of sinusoidal corrugated channels // Energy Conversat. Management. 2014. V. 88. P. 96–105.
7. **Mohammed H. A., Gunnasegaran P., Shuaib N. H.** Numerical simulation of heat transfer enhancement in wavy microchannel heat sink // Intern. Comm. Heat Mass Transfer. 2011. V. 38. P. 63–70.

8. **Heidary H., Kermani M.** Effect of nano-particles on forced convection in sinusoidal-wall channel // Intern. Comm. Heat Mass Transfer. 2010. V. 37. P. 1520–1527.
9. **Parvin S., Nasrin R., Alim M. A.** Heat transfer and entropy generation through nanofluid filled direct absorption solar collector // Intern. J. Heat Mass Transfer. 2014. V. 71. P. 386–395.
10. **Ebrahimnia-Bajestan E., Moghadam M. C., Niazmand H., et al.** Experimental and numerical investigation of nanofluids heat transfer characteristics for application in solar heat exchangers // Intern. J. Heat Mass Transfer. 2016. V. 92. P. 1041–1052.
11. **Arshad W., Ali H. M.** Experimental investigation of heat transfer and pressure drop in a straight minichannel heat sink using TiO₂ nanofluid // Intern. J. Heat Mass Transfer. 2017. V. 110. P. 248–256.
12. **Liu F., Cai Y., Wang L., Zhao J.** Effects of nanoparticle shapes on laminar forced convective heat transfer in curved ducts using two-phase model // Intern. J. Heat Mass Transfer. 2018. V. 116. P. 292–305.
13. **Duangthongsuk W., Selim Dalkilic A., Wongwises S.** Convective heat transfer of Al₂O₃-water nanofluids in a microchannel heat sink // Current Nanosci. 2012. V. 8. P. 317–322.
14. **Raja Bose J., Godson Asirvatham L., Kumar N., et al.** Numerical study on convective heat transfer characteristics of silver/water nanofluid in minichannel // Current Nanosci. 2017. V. 13. P. 426–434.
15. **Abbasian Arani A. A., Sadripour S., Kermani S.** Nanoparticle shape effects on thermal-hydraulic performance of boehmite alumina nanofluids in a sinusoidal-wavy mini-channel with phase shift and variable wavelength // Intern. J. Mech. Sci. 2017. V. 128/129. P. 550–563.
16. **Sadripour S., Mollamahdi M., Sheikhzadeh G. A., Adibi M.** Providing thermal comfort and saving energy inside the buildings using a ceiling fan in heating systems // J. Brazil. Soc. Mech. Sci. Engng. 2017. V. 39, N 10. P. 4219–4230.
17. **Vanaki S. M., Mohammed H. A., Abdollahi A., Wahid M. A.** Effect of nanoparticle shapes on the heat transfer enhancement in a wavy channel with different phase shifts // J. Molecular Liquids. 2014. V. 196. P. 32–42.

*Поступила в редакцию 5/XII 2017 г.,
в окончательном варианте — 18/IV 2018 г.*
