

УДК 536.24

ТЕРМОГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТУРБУЛЕНТНОГО ПОТОКА В ГОФРИРОВАННОМ КАНАЛЕ

Н. С. Зайдан, Ф. Н. Аль-Мусави

Кербелинский университет, Кербела, Ирак
E-mails: engnab74@yahoo.com, fadhelnor@gmail.com

Проведено численное моделирование термогидравлических характеристик потока в гофрированных каналах с ребрами различной геометрии при их различном расположении. Моделирование выполнено в широком диапазоне чисел Рейнольдса. Исследовано влияние параметров шероховатости (ширины ребра, расстояния между ребрами, высоты ребра) и геометрии ребер на термогидравлические характеристики канала.

Ключевые слова: ребристые каналы, шероховатость ребер, термогидравлические характеристики, распределение ребер, конфигурация ребер.

DOI: 10.15372/PMTF20220410

Введение. Эффективными называются теплообменники с большой скоростью теплообмена и с небольшим перепадом давления. Поскольку большинство жидкостей обмениваются теплом неэффективно вследствие их низкой теплопроводности, существуют различные методы увеличения скорости теплопередачи (активный [1], пассивный [2] и комбинированный [3]). Системы, основанные на использовании активных методов, для передачи большего количества тепла потребляют внешнюю энергию. В пассивных методах для этого используются ребра, плавники, гофры и т. д. В комбинированных методах одновременно используются активные и пассивные методы. Эффективность гофрированных труб исследуется во многих работах (см., например, [4, 5]). Установлено, что размещение ребер внутри и снаружи гофрированной трубы позволяет увеличить ее тепловые характеристики, но приводит к большим потерям давления, чем в случае расположения ребер только снаружи трубы [4].

Гофрированные трубы широко используются в промышленности в качестве теплообменников. В работе [6] экспериментально исследовалась производительность гофрированных каналов при различных расстояниях между ребрами и периодах их расположения. Установлено, что тепловые характеристики гофрированных каналов лучше, а гидродинамические характеристики хуже соответствующих характеристик гладких каналов. В работе [7] исследовалось влияние геометрических параметров ребер на термогидродинамические характеристики течения в ребристых каналах. В [8] экспериментально исследовалось течение в синусоидальных сходящихся и расходящихся каналах с ребрами в виде острых плавников. Обнаружено, что количество передаваемого тепла изменяется пропорционально величине угла гофра. В [9] при численном исследовании влияния геометрии ребер на характеристики турбулентного потока в шероховатых трубах установлено, что термогидравлические характеристики V-образных ребер с углом раствора 45° существенно лучше

характеристик М- и W-образных ребер. В работе [10] получены количественные оценки влияния размещения перегородок на эффективность работы ребристых каналов. Показано, что использование высоких перегородок приводит к улучшению тепловых характеристик и ухудшению гидравлических характеристик. В [11] в результате численного и экспериментального исследования турбулентного потока в гофрированных трубах установлено, что скорость теплообмена и перепад давления увеличивались с увеличением отношения высоты гофра к высоте канала. В работе [12] численно установлено, что в потоке неньютоновской жидкости скорость теплопереноса в ребристых каналах больше, чем в гладких каналах. Показано, что скорость теплообмена уменьшается с увеличением показателя в степенном законе, причем это уменьшение более существенно при больших числах Рейнольдса для разжижающихся жидкостей, вязкость которых уменьшается при увеличении деформации сдвига. Термогидравлические характеристики однофазного (вода — вода) и двухфазного (воздух — вода) потоков внутри теплообменника с гофром синусоидальной формы численно исследованы в работе [13]. Для шеврона с углом раствора 60° получены зависимости числа Нуссельта и коэффициента трения от вязкости и чисел Рейнольдса и Прандтля.

В данной работе выполнено численное параметрическое исследование характеристик турбулентного потока в гофрированных трубах.

1. Постановка задачи. Схема ребристого канала шириной $b = 10$ мм представлена на рис. 1. Поток несжимаемой воды, являющийся теплоносителем, поступает в изолированную секцию с равномерной скоростью и температурой, равной 27°C . Длина входного участка секции, равная $20b$, достаточна для формирования развитого потока [14], который поступает в следующий гофрированный испытательный участок длиной $11b$. Длина выходного участка секции составляет $3b$, что препятствует возникновению обратного потока. Краевые эффекты не учитываются, поскольку предполагается, что характеристики потока не зависят от координаты z . Также не учитываются теплопередача вследствие излучения и плавучесть. На стенку канала поступает постоянный тепловой поток q'' со

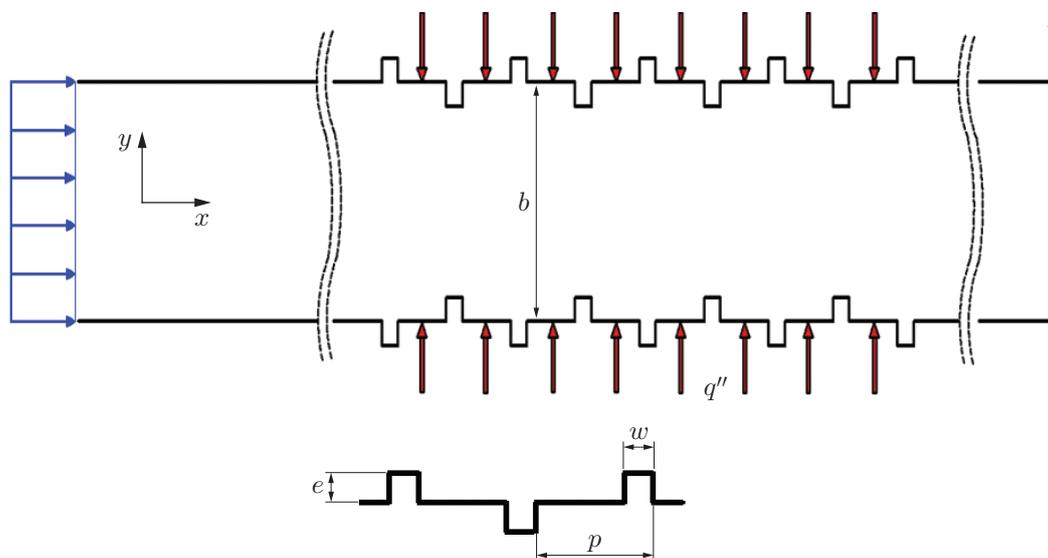


Рис. 1. Область численного решения и геометрические параметры каналов, гофрированных внутри и снаружи

скоростью, равной 600 Вт/см^2 . Ширина, высота ребра и расстояние между ребрами обозначены через w , e , p соответственно (см. рис. 1). Предполагается, что теплофизические свойства воды постоянны и не зависят от температуры.

Осредненные по Рейнольдсу уравнения Навье — Стокса, включающие уравнения неразрывности, импульса и энергии, записываются в виде [14]

$$\begin{aligned}\frac{\partial}{\partial x_i}(u_i) &= 0, \\ \frac{\partial}{\partial x_j}(u_i u_j) &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\overline{u'_i u'_j}), \\ \frac{\partial}{\partial x_i}(u_i T) &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\frac{\nu}{\text{Pr}} + \frac{\nu_t}{\text{Pr}_t} \right) \frac{\partial T}{\partial x_j} \right],\end{aligned}$$

где u_i , P , T — компонента вектора средней скорости потока, давление и температура; ν — кинематическая вязкость; ν_t — вихревая турбулентная вязкость; ρ — плотность; $\overline{u'_i u'_j}$ — напряжения Рейнольдса; u' — скорость флуктуаций; $\text{Pr}_t = 0,9$ — турбулентное число Прандтля; $\text{Pr} = \nu/\alpha$ — молекулярное число Прандтля, характеризующее толщину гидродинамического и теплового пограничных слоев; α — теплопроводность.

С использованием стандартной $(k-\varepsilon)$ -модели турбулентности (k — кинетическая энергия турбулентного движения, ε — скорость диссипации) можно достаточно точно описать термогидравлические характеристики турбулентного конвективного потока в гофрированных каналах [15], поэтому данная модель используется в настоящей работе.

Уравнения $(k-\varepsilon)$ -модели записываются в следующем виде:

$$\begin{aligned}\frac{\partial}{\partial x_i}(k u_i) &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \frac{G_k}{\rho} - \varepsilon, \\ \frac{\partial}{\partial x_i}(\varepsilon u_i) &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} \frac{G_k}{\rho} - C_{2\varepsilon} \frac{\varepsilon^2}{k}.\end{aligned}$$

Напряжения Рейнольдса определяются из уравнения

$$-\overline{u'_i u'_j} = \nu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} k \delta_{ij}.$$

Вихревая турбулентная вязкость и скорость производства турбулентной кинетической энергии G_k определяются соотношениями

$$\nu_t = \frac{C_\mu k^2}{\varepsilon}, \quad G_k = -\rho \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i}.$$

Константы модели имеют следующие значения: $C_{1\varepsilon} = 1,44$, $C_\mu = 0,09$, $C_{2\varepsilon} = 1,92$, $\sigma_\varepsilon = 1,3$, $\sigma_k = 1,0$.

Граничные условия задаются следующим образом. На стенку со скоростью $q'' = 600 \text{ Вт/см}^2$ подается тепловой поток

$$\frac{\partial T}{\partial y} \Big|_w = \frac{q''}{\lambda}$$

(λ — теплопроводность).

На входе задаются следующие равномерно распределенные величины: $u = u_b$, $v = 0$, $T = T_{in}$, $k = k_{in}$, $\varepsilon = \varepsilon_{in}$ (u , v — компоненты вектора средней скорости в направлениях x ,

y соответственно). Величины k_{in} и ε_{in} на входном участке аппроксимируются следующим образом:

$$k_{in} = \frac{3}{2} (I u_b)^2, \quad \varepsilon_{in} = C_\mu^{3/4} \frac{k_{in}^{3/2}}{l}.$$

Здесь $l \approx 0,07b$ — масштаб турбулентности; $I = 0,1\%$ — интенсивность турбулентности:

$$I = \frac{\sqrt{u'u'}}{u_b} \cdot 100\%.$$

На выходе нормальные градиенты всех переменных полагаются равными нулю:

$$\frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\partial v}{\partial x} = \frac{\partial P}{\partial x} = \frac{\partial k}{\partial x} = \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} = \frac{\partial T}{\partial x} = 0.$$

Характеристики теплопередачи и турбулентного течения внутри ребристых каналов зависят от числа Нуссельта Nu и коэффициента трения f [16]:

$$Nu = \frac{q'' d_h}{\lambda L} \int_0^L \frac{1}{T_w - T_b} dx, \quad f = \frac{2 \Delta P d_h}{L \rho u_b^2}.$$

Здесь L — длина гофрированного канала; T_b — температура объема жидкости; T_w — температура стенок; ΔP — разность давлений, осредненных по поперечным сечениям, расположенным в начале и конце испытательного участка гофрированного канала:

$$\Delta P = P_{av,i} - P_{av,e}.$$

Гидравлический диаметр d_h вычисляется по формуле

$$d_h = 4A_c/p_w,$$

где A_c , p_w — площадь поперечного сечения и смачиваемый периметр канала соответственно.

Число Рейнольдса определяется следующим образом:

$$Re = u_b d_h / \nu$$

(u_b — массовый расход).

2. Численный алгоритм. Дискретизация уравнений и численное моделирование потока внутри ребристых каналов выполнены методом конечных объемов с использованием программы ANSYS/FLUENT. Дискретизация диффузионных и конвекционных членов проведена с помощью центральных разностей второго порядка и разностей против потока второго порядка соответственно. Давление и скорость вычислялись с использованием алгоритма SIMPLE [17]. Полученные линейные алгебраические системы решаются неявно с использованием метода Гаусса — Зейделя и алгебраической многосеточной схемы. Считается, что численный алгоритм сходится, если невязки всех искомых величин становятся меньше 10^{-6} . В программе используется двухслойная модель с функциями стенки, улучшенными для достижения достаточной точности вблизи нее. В вязком подслое используются функции стенки.

Установлено, что для прямоугольных ребер ($p/b = 1$, $w/b = 0,05$, $e/b = 0,025$) при $Re = 40\,000$ число Нуссельта Nu не меняется при числе ячеек, большем 23 964 [4]. Поскольку результаты вычислений числа Нуссельта Nu и коэффициента трения f для гофрированных каналов с сечениями в виде круга и квадрата близки, в настоящей работе использовалось указанное выше число ячеек сетки. Результаты вычислений числа Нуссельта Nu и коэффициента трения f , приведенные в работе [4], сравнивались с аналити-

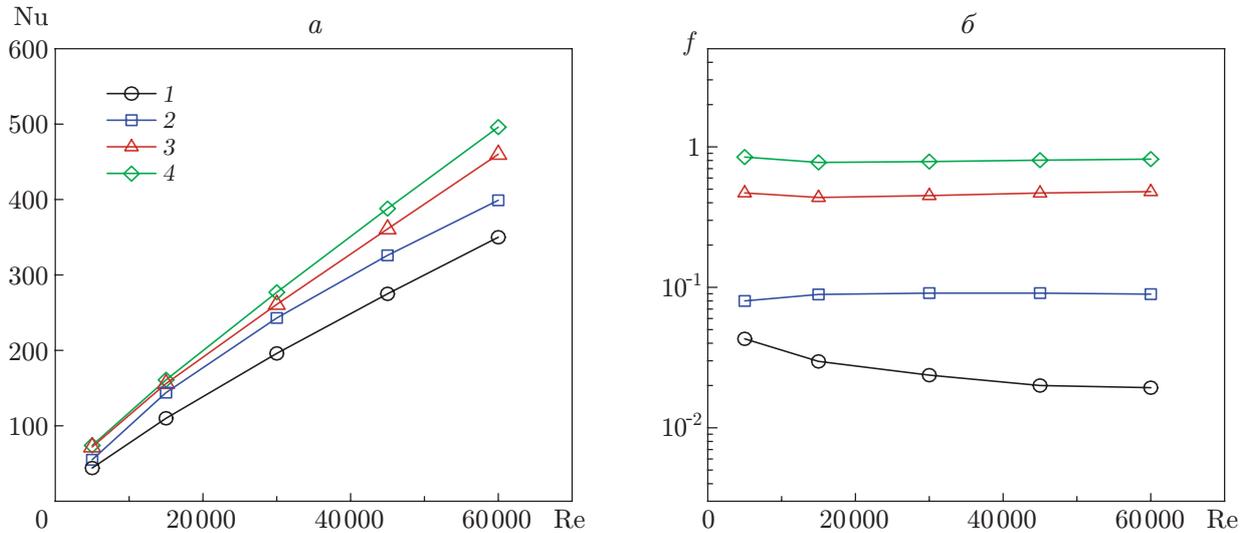


Рис. 2. Зависимости числа Нуссельта Nu (а) и коэффициента трения f (б) от числа Рейнольдса при различной высоте ребер:
 1 — $e/b = 0$, 2 — $e/b = 0,025$, 3 — $e/b = 0,075$, 4 — $e/b = 0,1$

ческим решением [18] и экспериментальными данными [5] для гладких и гофрированных трубок. Максимальное различие результатов не превышало 11 %.

3. Результаты вычислений и их обсуждение. Число Нуссельта Nu и коэффициент трения f , характеризующие процесс теплопередачи и перепад давления в турбулентном потоке в ребристом канале, вычислялись при различных значениях параметров шероховатости ребер и при различных расположении и конфигурациях ребер. Базовыми геометрическими параметрами прямоугольных ребер являются относительное расстояние между ребрами ($p/b = 1$), относительная ширина ребра ($w/b = 0,05$) и относительная высота ребра ($e/b = 0,025$). Параметры шероховатости должны быть выбраны таким образом, чтобы одновременно улучшались тепловые характеристики и не ухудшались характеристики потока [4].

3.1. Влияние параметров шероховатости ребер. На рис. 2–4 приведены зависимости числа Нуссельта Nu и коэффициента трения f от числа Рейнольдса Re при различных значениях параметров e/b , p/b и w/b (см. рис. 1) в случае расположения ребер снаружи трубы.

При большой площади поверхности гофра происходят рециркуляция и разделение потока, увеличение передаваемой энергии и перепада давления. Увеличение скорости потока и числа Рейнольдса Re приводит к росту числа Нуссельта Nu вследствие увеличения скорости перемешивания рециркулирующего и основного потоков. Во всех рассмотренных случаях коэффициент трения изменяется обратно пропорционально числу Рейнольдса Re для гладкого канала в результате уменьшения толщины вязкого подслоя. Вследствие наличия ребристой поверхности гофрированных каналов уменьшается толщина вязкого подслоя, при этом появляется дополнительный перепад давления. Поэтому коэффициент трения f не зависит от числа Рейнольдса для гофрированных каналов.

На рис. 2 приведены зависимости числа Нуссельта Nu и коэффициента трения f от числа Рейнольдса при $p/b = 1$, $w/b = 0,05$ и различной высоте ребер e/b . Следует отметить, что при небольших числах Рейнольдса энергия теплообмена незначительно увеличивается с увеличением высоты ребер. С увеличением числа Рейнольдса Re влияние высоты ребра на число Нуссельта Nu становится более существенным. Коэффициент трения f увеличивается с увеличением высоты ребра.

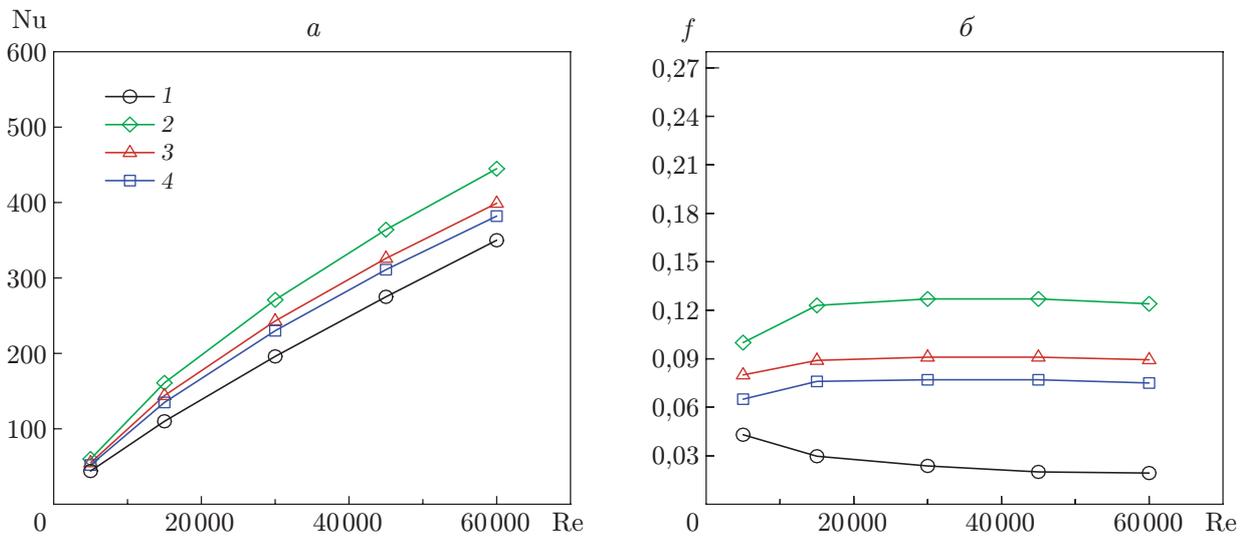


Рис. 3. Зависимости числа Нуссельта Nu (а) и коэффициента трения f (б) от числа Рейнольдса при различных расстояниях между ребрами:
 1 — $p/b = 0$, 2 — $p/b = 0,5$, 3 — $p/b = 1$, 4 — $p/b = 1,5$

На рис. 3 представлены зависимости числа Нуссельта Nu и коэффициента трения f от числа Рейнольдса при $w/b = 0,05$, $e/b = 0,025$ и различных расстояниях между ребрами p/b . При малом отношении расстояния между ребрами к их ширине энергия теплообмена и перепад давления увеличиваются. Интенсивность вторичного потока также увеличивается, в результате чего увеличивается скорость теплообмена. Поскольку в потоке имеется большое количество препятствий, возникает дополнительный перепад давления.

На рис. 4 приведены зависимости числа Нуссельта Nu и коэффициента трения f при $e/b = 0,025$, $p/b = 1$ и различных значениях ширины ребер w/b . Видно, что с увеличением ширины ребер увеличивается интенсивность вторичного потока, поэтому число Нуссельта Nu и коэффициент трения f также увеличиваются.

3.2. *Влияние расположения ребер.* В зависимости от варианта расположения ребер существует три типа каналов: канал, гофрированный внутри (КГВ), канал, гофрированный снаружи (КГС), канал, гофрированный как внутри, так и снаружи (КГВС) (рис. 5).

Зависимости числа Нуссельта Nu и коэффициента трения f от числа Рейнольдса для ребристых и гладких каналов представлены на рис. 6. В ребристых каналах теплообмен происходит более интенсивно, чем в гладких, поскольку в ребристых каналах происходит более интенсивное перемешивание потока, что приводит к возникновению большего градиента температуры. При малых числах Рейнольдса Re расположение ребер оказывает незначительное влияние на число Нуссельта Nu . По мере увеличения числа Рейнольдса Re это влияние возрастает. При расположении ребер внутри гофрированного канала скорость теплообмена максимальна, при расположении ребер снаружи канала — минимальна.

При больших значениях числа Рейнольдса максимальная скорость теплообмена в КГВ, КГВС, КГС превышает эту скорость в гладких каналах в 1,25, 1,18 и 1,10 раза соответственно. При любом расположении ребер в гофрированных каналах перепад давления более существен, чем в гладких каналах (см. рис. 2), поскольку ребра являются дополнительными препятствиями для потока. Коэффициент трения f практически

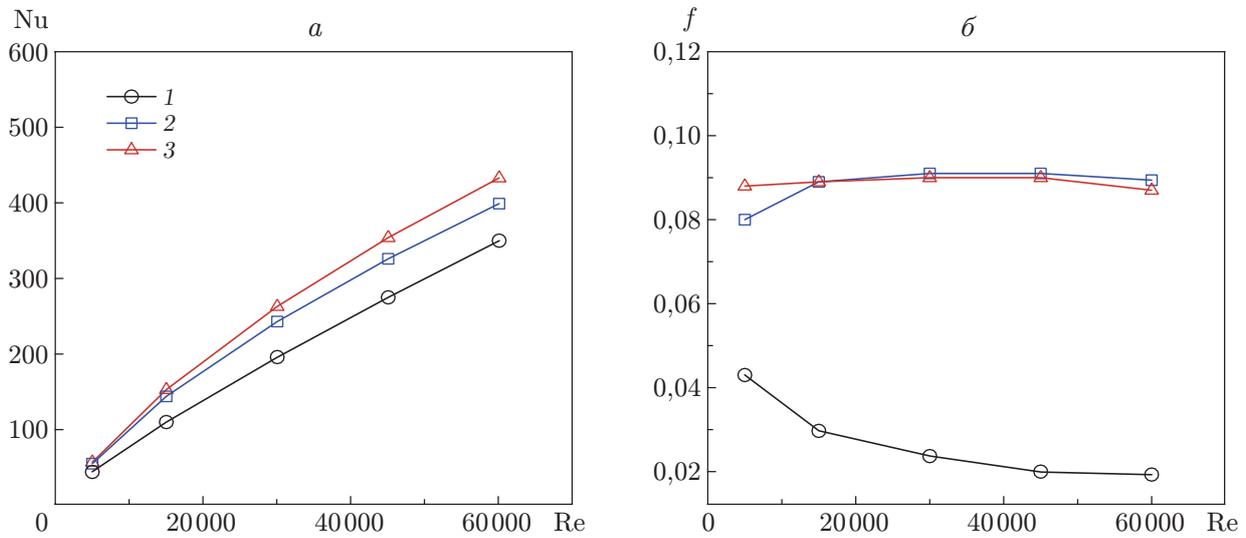


Рис. 4. Зависимости числа Нуссельта Nu (а) и коэффициента трения f (б) от числа Рейнольдса при различной ширине ребер: 1 — $w/b = 0$, 2 — $w/b = 0,05$, 3 — $w/b = 0,2$

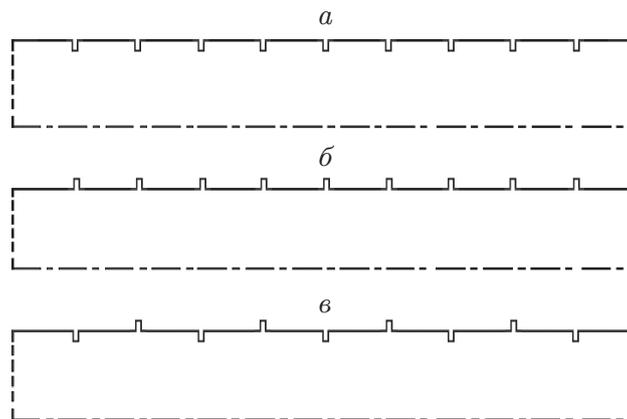


Рис. 5. Варианты расположения ребер в канале: а — КГВ, б — КГС, в — КГВС

не зависит от числа Рейнольдса. В КГВ коэффициент трения f максимален, в то время как в КГС он минимален. При максимальном числе Рейнольдса значения коэффициента трения в КГВ, КГВС, КГС в 5,5, 4,2 и 1,8 раза превышают соответствующие значения в гладких каналах.

3.3. *Влияние геометрии ребер.* В гофрированных каналах ребра могут иметь различную геометрию (рис. 7). Выбор трапециевидных ребер (угол наклона стороны трапеции к вертикали составляет $26,6^\circ$) обусловлен тем, что их тепловые характеристики лучше тепловых характеристик прямоугольных [4] и полукруглых [16] ребер. Зависимости числа Нуссельта и коэффициента трения от числа Рейнольдса для гофрированных каналов с различной геометрией ребер представлены на рис. 8. Во всех случаях в гофрированных каналах число Нуссельта и коэффициент трения больше, чем в гладких каналах. Максимальное и минимальное значения числа Нуссельта имеют место в каналах с ребрами геометрии С2 и В1 соответственно. При максимальном значении Re значение числа Нуссельта для каналов с ребрами геометрии С2 составляет 2,23 значения числа Нуссельта

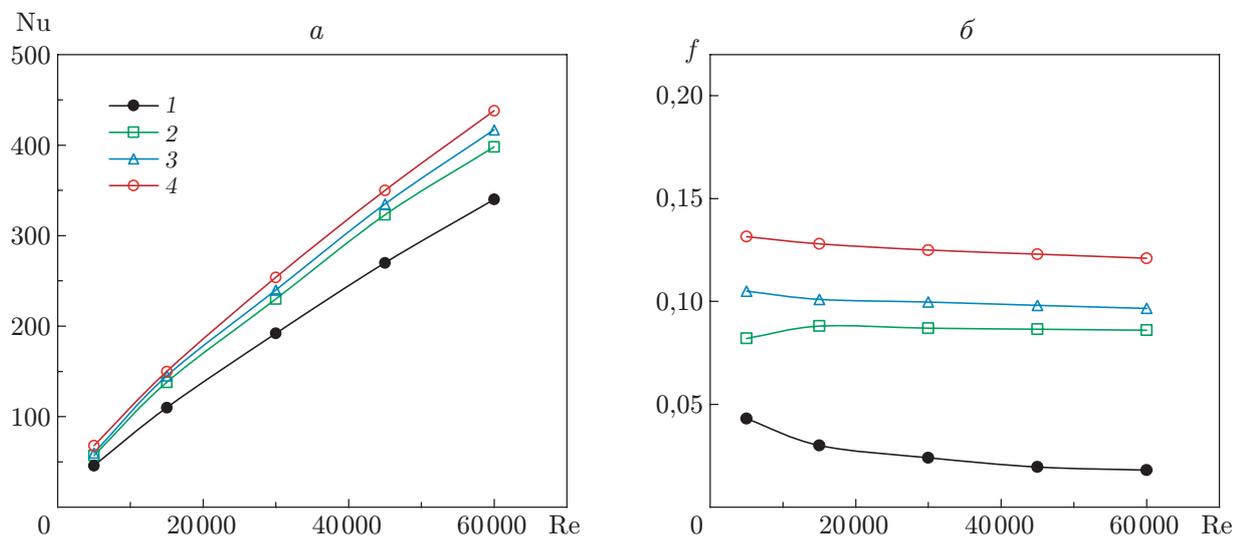


Рис. 6. Зависимости числа Нуссельта Nu (а) и коэффициента трения f (б) от числа Рейнольдса для различных каналов:
 1 — гладкий канал, 2 — КГС, 3 — КГВС, 4 — КГВ

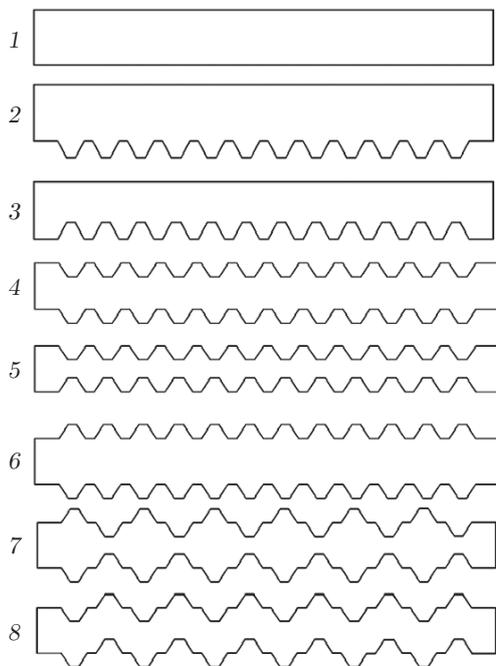


Рис. 7. Различные конфигурации ребер:
 1 — А (гладкий канал), 2 — В1, 3 — В2, 4 — С1, 5 — С2, 6 — С3, 7 — D1, 8 — D2

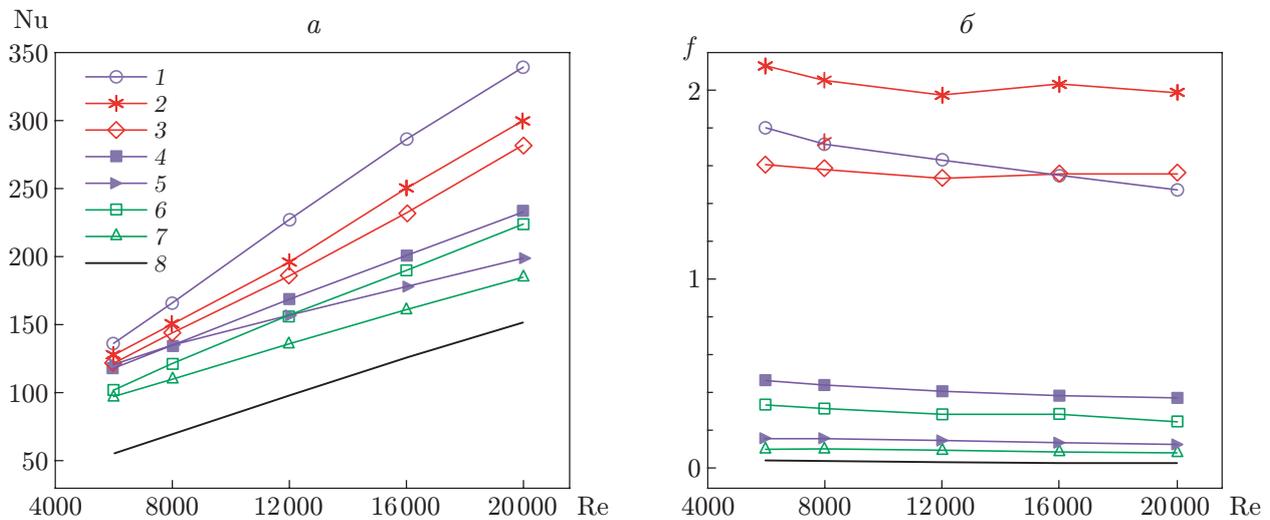


Рис. 8. Зависимости числа Нуссельта (а) и коэффициента трения (б) от числа Рейнольдса для гофрированных каналов с ребрами различной геометрии: 1 — С2, 2 — D1, 3 — D2, 4 — С1, 5 — С3, 6 — В2, 7 — В1, 8 — А (гладкий канал)

для гладких каналов. Максимальное значение коэффициента трения имеет место в случае гофрированного канала с ребрами геометрии D1.

Заключение. В работе выполнено численное моделирование термогидравлических характеристик ребристых воздухопроводов для чисел Рейнольдса, находящихся в диапазоне $Re = 5000 \div 60\,000$. Установлено, что параметры шероховатости ребер, расположение ребер и их геометрия оказывают существенное влияние на термогидравлические характеристики гофрированных каналов. Гофрированные каналы имеют лучшие тепловые характеристики, чем гладкие каналы. При увеличении высоты и ширины ребер и при уменьшении расстояния между ребрами увеличиваются скорость теплообмена и перепад давления.

Полученные в работе результаты можно использовать при проектировании гофрированных теплообменников.

ЛИТЕРАТУРА

1. **Léal L., Miscevic M., Lavieille P., et al.** An overview of heat transfer enhancement methods and new perspectives: Focus on active methods using electroactive materials // Intern. J. Heat Mass Transfer. 2013. V. 61. P. 505–524. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.01.083.
2. **Liu S., Sakr M.** A comprehensive review on passive heat transfer enhancements in pipe exchangers // Renewable Sustainable Energy Rev. 2013. V. 19. P. 64–81. DOI: 10.1016/j.rser.2012.11.021.
3. **Alamgholilou A., Esmailzadeh E.** Experimental investigation on hydrodynamics and heat transfer of fluid flow into channel for cooling of rectangular ribs by passive and EHD active enhancement methods // Experim. Thermal Fluid Sci. 2012. V. 38. P. 61–73. DOI: 10.1016/j.expthermflusci.2011.11.008.
4. **Dhaidan N. S., Abbas A. R.** Turbulent forced convection flow inside inward-outward rib corrugated tubes with different rib-shapes // Heat Transfer — Asian Res. 2018. V. 47. P. 1048–1060. DOI: 10.1002/htj.21365.

5. **San J. Y., Huang W. C.** Heat transfer enhancement of transverse ribs in circular tubes with consideration of entrance effect // Intern. J. Heat Mass Transfer. 2006. V. 49. P. 2965–2971. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2006.01.046.
6. **Elshafei E. A. M., Awad M. M., El-Negiry E., Ali A. G.** Heat transfer and pressure drop in corrugated channels // Energy. 2010. V. 35. P. 101–110. DOI: 10.1016/j.energy.2009.08.031.
7. **Mohammed H. A., Abed A. M., Wahid M. A.** The effects of geometrical parameters of a corrugated channel within out-of-phase arrangement // Intern. Comm. Heat Mass Transfer. 2013. V. 40. P. 47–57. DOI: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2012.10.022.
8. **Pehlivan H., Taymaz I., İslamoğlu Y.** Experimental study of forced convective heat transfer in a different arranged corrugated channel // Intern. Comm. Heat Mass Transfer. 2013. V. 46. P. 106–111. DOI: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2013.05.016.
9. **Ravi B. V., Singh P., Ekkad S. V.** Numerical investigation of turbulent flow and heat transfer in two-pass ribbed channels // Intern. J. Thermal Sci. 2017. V. 112. P. 31–43. DOI: 10.1016/j.ijthermalsci.2016.09.034.
10. **Li Z., Gao Y.** Numerical study of turbulent flow and heat transfer in cross-corrugated triangular ducts with delta-shaped baffles // Intern. J. Heat Mass Transfer. 2017. V. 108. P. 658–670. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.12.054.
11. **Tokgoz N., Aksoy M. M., Sahin B.** Investigation of flow characteristics and heat transfer enhancement of corrugated duct geometries // Appl. Thermal Engng. 2017. V. 118. P. 518–530. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2017.03.013.
12. **Shubham, Saikia A., Dalala A., Pati S.** Thermo-hydraulic transport characteristics of non-Newtonian fluid flows through corrugated channels // Intern. J. Thermal Sci. 2018. V. 129. P. 201–208. DOI: 10.1016/j.ijthermalsci.2018.02.005.
13. **Al-Zahrani S., Islam M. S., Saha S. C.** A thermo-hydraulic characteristics investigation in corrugated plate heat exchanger // Energy Procedia. 2019. V. 160. P. 597–605.
14. **Eiamsa-ard S., Promvong P.** Numerical study on heat transfer of turbulent channel flow over periodic grooves // Intern. Comm. Heat Mass Transfer. 2008. V. 35, N 7. P. 844–852. DOI: 10.1016/j.powtec.2015.06.009.
15. **Ajeel R. K., Salim W. I., Hasnan K.** Experimental and numerical investigations of convection heat transfer in corrugated channels using alumina nanofluid under a turbulent flow regime // Chem. Engng Res. Design. 2019. V. 148. P. 202–217. DOI: 10.1016/j.cherd.2019.06.003.
16. **Bergman T. L.** Fundamentals of heat and mass transfer. 7th ed. / T. L. Bergman, F. P. Incropera, D. P. Dewitt, A. S. Lavine. Hoboken: John Wiley and Sons, Inc., 2011.
17. **Versteeg H. K.** An introduction to computational fluid dynamics. The finite volume method. 2nd ed. / H. K. Versteeg, W. Malalasekera. Harlow; L.; N. Y. etc.: Prentice Hall, 2007.
18. **Gnielinski V.** New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow // Intern. Chem. Engng. 1976. V. 16. P. 359–368.

*Поступила в редакцию 15/І 2021 г.,
после доработки — 14/ІХ 2021 г.
Принята к публикации 27/ІХ 2021 г.*