

Hydrodynamic Characteristics of Single and Multi-Row Heat Exchangers Employing Staggered Drop-Shaped Tubes

Rawad Deeb^{1,2}

¹National Research University (Moscow Power Engineering Institute),
Moscow, 111250, Russia

²Damascus University, Damascus, Syria

DeebR@mpei.ru, rawad.deeb@damascusuniversity.edu.sy

Abstract

In this work, the influence of the number of tube rows and the Reynolds number on the thermal hydrodynamic characteristics of staggered drop-shaped tube bundles was analyzed. A formula was developed for calculating the hydrodynamic drag coefficient f of a drop-shaped tube bundle, taking into account the number of tube rows N_R . Drop-shaped tubes were arranged in a staggered pattern and placed in consecutive rows in the direction of flow (from 1 to 20 rows), each of which consists of 7 tubes in the transverse direction. The Reynolds number Re ranged from 1.78×10^3 to 18.72×10^3 . The results showed that f decreases with increasing Re . Moreover, an increase in N_R leads to an increase in the drag coefficient. f increases by about $18.59 \div 21.91$ times with an increase in N_R from 1 to 20. The maximum error between the numerical results and the formula obtained on their basis was $\pm 8.18 \%$.

Keywords: drop-shaped tube, non-circular tube, number of tube rows, Reynolds number, similarity equation, drag coefficient, numerical study, Fluent.

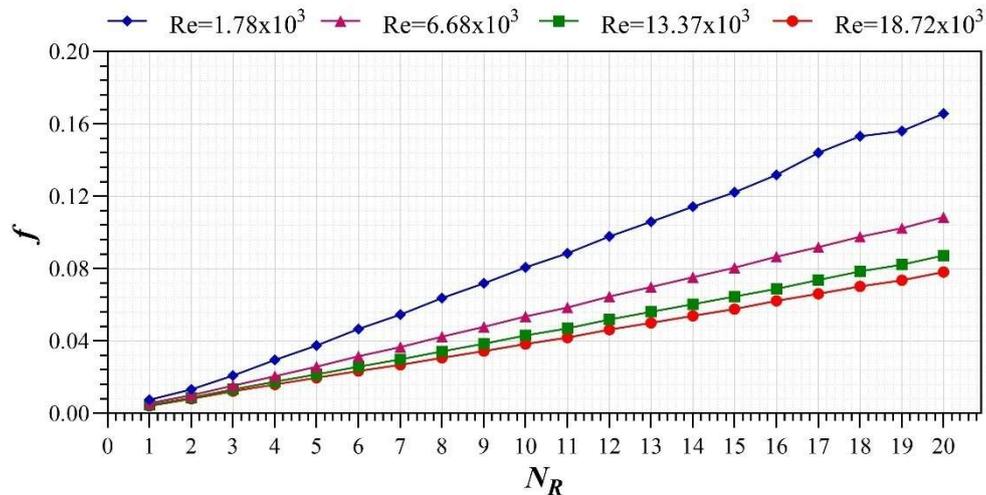


Fig. 1. Friction factor versus the number of tube rows at different Re

УДК 532.5:004.414.23

Гидродинамические характеристики однорядных и многорядных теплообменников с шахматным расположением каплевидных труб

^{1,2}Деиб Равад

¹Национальный исследовательский университет «МЭИ»,
Россия, Москва, 111250, Красноказарменная, 14

²Университет Дамаска, Дамаск, Сирия

DeebR@mpei.ru, rawad.deeb@damascusuniversity.edu.sy

Аннотация

В данной работе проводится численное исследование влияния числа Рейнольдса Re и количества рядов труб N_R на гидродинамические характеристики шахматного пучка труб каплевидной формы. Разработано формула для расчета коэффициента гидродинамического сопротивления f пучка каплевидных труб с учетом количества рядов труб. Трубы расположены в шахматной компоновке и размещены последовательными рядами в направлении потока (от 1 до 20 рядов), каждый из которых состоял из 7 труб в поперечном направлении. Исследование выполнено для диапазона числа Рейнольдса $1.78 \times 10^3 \div 8.72 \times 10^3$. Было найдено, что f уменьшается с увеличением Re . Более того, увеличение N_R приводит к увеличению коэффициента гидродинамического сопротивления. f увеличивается в $18.59 \div 21.91$ раза при увеличении N_R от 1 до 20. Максимальное отклонение между численными результатами и полученными на их основе формулой составило $\pm 8.18 \%$.

Ключевые слова: каплевидная труба, некруглая труба, число рядов труб, число Рейнольдса, корреляция, коэффициент гидродинамического сопротивления, теплообменник, численное исследование, Fluent.

1. Введение

В современных электростанциях различного назначения широко распространены поперечно-обтекаемые теплообменники [1, 2]. К ним можно отнести теплообменники с трубами различных геометрических форм: круглые, плоские, эллиптические, овальные, кулачковые и каплевидные. В теплообменниках воздух-вода, как правило, доминирующим параметром является термическое сопротивление воздушной стороны, которое составляет более 80 % от общего термического сопротивления [3]. Экономия энергии и повышение энергоэффективности теплообменников могут быть достигнуты за счет разработки новых технологий для улучшения теплоотдачи, что в свою очередь приводит к росту коэффициента гидродинамического сопротивления. Самые простые технологии, которые используют исследователи, представляют собой модифицированные поверхности теплообмена, ребра и вихревые генераторы, которые не требуют никакой внешней энергии.

Круглые трубы широко используются в теплообменниках благодаря их способности выдерживать высокое давление и простоте изготовления [4, 5]. Однако при поперечном обтекании круглых труб значения коэффициента гидродинамического сопротивления высокие. По-

этому многие исследователи стремились добиться снижения коэффициента трения и, следовательно, повышения теплогидродинамических характеристик теплообменников путем перехода от традиционных круглых труб к более обтекаемым, например, плоские, эллиптические, овальные, кулачковые и каплевидные трубы.

Авторы [6] численно исследовали теплогидродинамические характеристики круглых, плоских и овальных труб с постоянным тепловым потоком вдоль стенок трубы. Было показано, что плоские и овальные трубы обладают более высокими теплогидродинамическими характеристиками, чем круглая труба. В [7] проведено численное исследование конвективного теплообмена и гидродинамического сопротивления однорядных и двухрядных оребренных эллиптических и круглых труб. Авторы обнаружили, что теплогидродинамическая эффективность эллиптических труб на 25 % выше, чем у круглых. В работе [8] приведены исследования критериев тепловых характеристик пучка эллиптических труб под углом атаки $\theta = 0^\circ \div 150^\circ$. Анализ результатов показал, что по мере увеличения θ , коэффициент гидродинамического сопротивления увеличивается. Также было найдено, что для фиксированной мощности прокачки наименьшее и наибольшее значения коэффициента гидродинамического сопротивления достигаются при углах атаки 0° и 90° , соответственно. Авторы [9] пришли к выводу, что кулачковая труба уменьшает коэффициент гидродинамического сопротивления, контролирует и подавляет вихревую зону. В [10] проведено численное исследование гидродинамического шахматного пучка кулачковых труб в диапазоне чисел Рейнольдса от 27000 до 42500. Было показано, что теплогидродинамические характеристики кулачковых труб примерно в 6 раз выше, чем круглых труб. Кроме того, авторы [11] экспериментально исследовали теплогидродинамические характеристики кулачковой трубы при поперечном обтекании потоком воздуха при $1.4 \times 10^4 \leq Re \leq 7.5 \times 10^4$. Было найдено, что средние значения числа Нуссельта и коэффициент лобового сопротивления кулачковой трубы примерно на 128 % больше и на 60 % меньше, соответственно, чем у круглой трубы. В [12] экспериментально и численно было исследовано поведение поперечного потока, омывающего 3-рядный пучок каплевидных труб в шахматной компоновке для $Re = 1800 \div 9700$. Авторы показали, что теплогидродинамические характеристики каплевидных труб примерно в 2.3 ~ 1.9 раза выше, чем у круглых труб. Авторы научной работы [13] сравнили коэффициент гидродинамического сопротивления и коэффициент теплоотдачи гладких круглых, эллиптических, плоских, кулачковых и каплевидных труб при $Re = (7.3 \div 14.6) \times 10^3$. Было найдено, что теплогидродинамические характеристики каплевидной трубы примерно в 5.6, 2.6, 1.7 и 1.3 раза выше, чем у круглой, плоской, эллиптической и кулачковой трубы соответственно. В работах [14, 15] проведены экспериментальные и численные исследования, чтобы определить влияние угла атаки на теплогидродинамические характеристики каплевидной трубы. Результаты исследования показали, что наилучшие значения эффективности достигаются при $\theta = 0^\circ$. Кроме того, было найдено, что каплевидная труба задерживает отрыв пограничного слоя от поверхности трубы. В [16] исследовано влияние различных моделей турбулентности с двумя уравнениями переноса на моделирование турбулентного потока, проходящего через одиночную каплевидную трубу и пучок с использованием программного пакета ANSYSFluent. Сравнение численных результатов с экспериментальными данными показало, что использование стандартной модели турбулентности $k - \omega$ дает наилучшие результаты при моделировании течений рабочей среды в случае одиночных труб. Однако, модель RNGk - ϵ с использованием метода пристеночного моделирования «Enhanced WallTreatment» определена более подходящей в случае пучка каплевидных труб. Автор научной работы [17] предложил формулу для расчета коэффициента гидродинамического сопротивления в зависимости от числа Рейнольдса и относительного поперечного и продольного шага для пучков труб каплевидной формы при $Re = 1.78 \times 10^3 \div 18.72 \times 10^3$.

Многие исследователи изучали влияние числа продольных рядов труб N_R в пучке на его теплообмен и гидродинамическое сопротивление. Авторы [18] исследовали влияние количества рядов на теплогидродинамические характеристики биметаллических оребренных пучков труб для $N_R = 1, 2, 3$ и 4. Авторы сообщили, что 2-рядный пучок труб был более эффективным,

чем 1-, 3- и 4-рядный примерно на 4 %, 28 % и 77 %, соответственно. Предложены корреляции для расчета коэффициента гидродинамического сопротивления в зависимости от N_R . Авторы [19] исследовали характеристики перепада давления шахматного пучка гладких овальных труб при $10^3 \leq Re \leq 10^5$. Овальные трубы располагались в 6 рядов по направлению потока. Результаты показали, что поток можно считать полностью развитым за пятым рядом. Авторы предложили зависимость для коэффициента гидродинамического сопротивления на основе N_R . В [20] установлено, что коэффициент гидродинамического сопротивления при $N_R \geq 6$ практически идентичны таковым у ребристо-трубчатых теплообменников с $N_R = 6$. Авторы предложили формула, позволяющая определить коэффициент гидродинамического сопротивления в зависимости от количества рядов труб. Авторы [21] исследовали влияние количества рядов труб на гидродинамические характеристики при поперечном обтекании гладких овальных труб в шахматной компоновке при $Re = 905 \div 16705$ и $N_R = 4 \div 8$. Было найдено, что коэффициент гидродинамического сопротивления увеличивается до 103 % от первоначального при увеличении N_R с 4 до 8.

Приведенный выше обзор литературы показывает, что каплевидные трубы обладают значительными преимуществами по сравнению с другими благодаря более низкому сопротивлению потоку. Таким образом, каплевидные трубы являются одним из наиболее подходящих вариантов для улучшения теплогидродинамических характеристик теплообменника. Однако, отсутствие исследований по определению влияния количества рядов труб на гидродинамическое сопротивление пучка приводит к противоречивым конструктивным решениям при проектировании теплообменников с каплевидными трубами. В связи с этим, целью данной работы является численный анализ влияния количества рядов труб на характеристики потока пучка каплевидных труб и получение надежной обобщенной зависимости для расчета коэффициента гидродинамического сопротивления.

2. Описание численной модели

2.1. Расчетная область

Двумерная расчетная область представляет собой канал $45.74 D_{эк}$ (ширина) \times $13.56 D_{эк}$ (высота) и пучок каплевидных трубы, как показано на рис. 2. Поперечное сечение каплевидной трубы показано на рис. 1. Для оценки теплогидродинамических характеристик пучков каплевидных труб диаметр круглой трубы использовался в качестве эквивалентного диаметра $D_{эк}$ каплевидной трубы. Трубы размещены последовательно в $1 \div 20$ рядов в направлении основного потока (N_R в пучке от 1 до 20). Каждый ряд состоит из 7 труб в поперечном направлении (табл. 1). Трубы расположены в шахматной компоновке, где определены продольный $S_{прод}$ и поперечный $S_{поп}$ шаги. Чтобы свести к минимуму вычислительные затраты и время, была смоделирована только половина пучка, так как они симметричны относительно оси канала.

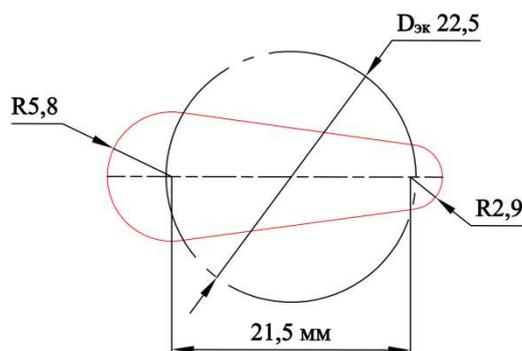


Рис. 1. Поперечное сечение каплевидной трубы

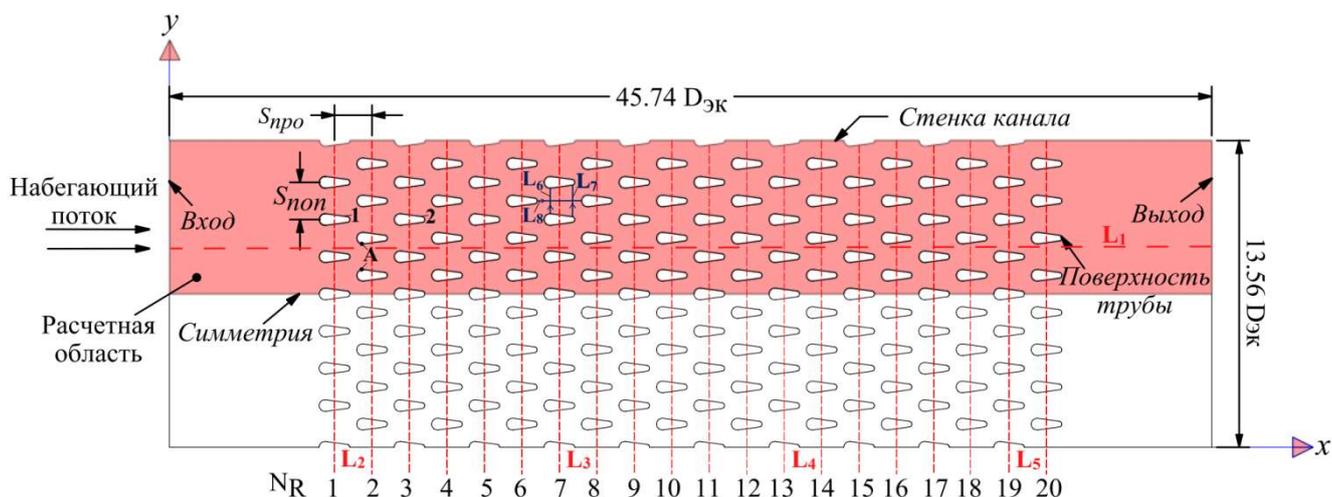

 Рис. 2. Расчетная область, $N_R = 20$

Таблица 1

Геометрические параметры модели

Параметр	Символ	Значение
Большой диаметр	D	11.6 мм
Маленький диаметр	d	5.8 мм
Центральная длина	L	21.5 мм
Периметр	P	70.69 мм
Эквивалентной диаметр	$D_{эк.} = P/\pi$	22.5 мм
Поперечный шаг	$S_{поп.}$	37 мм
Продольный шаг	$S_{прод.}$	37 мм
Количество рядов в основном направлении потока	N_R	1, 2, 3...20
Количество рядов в поперечном направлении	N_L	7

2.2. Постановка задачи и граничные условия

В настоящем исследовании двумерная задача вынужденной конвекции решалась в ANSYSFluent [22]. Несущей средой является модельная жидкость с плотностью $\rho = 1.071 \text{ кг/м}^3$ и динамической вязкостью $\mu = 19.9 \times 10^{-6} \text{ Па}\cdot\text{с}$ при температуре набегающего потока $T = 56.5^\circ\text{C}$ ($\rho = 353.049/T$, где температура в Кельвинах). Авторы [12, 23] упомянули, что эффект нестационарного поля потока имеет ограниченное влияние на характеристики теплообмена в теплообменниках. Следовательно, турбулентный поток в настоящей численной модели считается стационарным

Для упрощения численной модели рассматриваются следующие допущения:

- поток считается стационарным, несжимаемым (поскольку максимальное число Маха, достигаемое потоком, составляет ≈ 0.04) и турбулентным;
- эффекты гравитации и радиационного теплообмена игнорируются;
- теплофизические свойства модельной жидкости определяются при её средней температуре.

Система дифференциальных уравнений сохранения для несжимаемой жидкости включает в себя уравнение неразрывности, уравнения движения и уравнение энергии:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0, \quad (1)$$

$$\rho \frac{\partial}{\partial x_j}(u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \rho \overline{u'_i u'_j} \right], \quad (2)$$

$$\rho C_p \frac{\partial (u_j T)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu C_p}{Pr} \frac{\partial T}{\partial x_j} - \rho C_p \overline{u'_j T'} \right), \quad (3)$$

где i, j – индексы, определяющие направления декартовой системы координат; u_i, u_j – компоненты вектора скорости в направлениях соответствующих осей; ρ – плотность; T – температура; p – давление; $\overline{u'_i u'_j}$ – тензор Рейнольдсовых напряжений; $\overline{u'_j T'}$ – компоненты вектора турбулентного теплового потока; Pr – число Прандтля.

Для замыкания осредненной по Рейнольдсу системы уравнений Навье – Стокса при моделировании течений рабочей среды применялась двухпараметрическая модель турбулентности RNG $k-\varepsilon$ с использованием метода пристеночного моделирования (*Enhanced Wall Treatment*) [22]. Окончание расчета происходило при достижении погрешностей 10^{-6} .

Граничные условия для вычислительной области определяются следующим образом:

- вход: velocity-inlet $\rightarrow u = 1.33 \sim 14$ м/с, $v = 0$ и $T = 56.5^\circ \text{C}$;
- выход: pressure-outlet $\rightarrow p = 1$ атм;
- поверхности труб: no-slipwall \rightarrow условие прилипания, $T = 20.8^\circ \text{C}$;
- верхняя граница (стенка канала): no-slipwall \rightarrow условие прилипания, тепловой поток = 0;
- нижняя граница (симметрия): symmetry.

2.3. Определение параметров

Число Рейнольдса оценивалось по двум уравнениям. Первое (5) было использовано для сравнения тепловых и гидродинамических характеристик исследуемых пучков и определялось как

$$\text{Re}_D = \frac{\rho u_\infty D_{\text{эк.}}}{\mu} \quad (4)$$

Второе уравнение (5) определяло число Рейнольдса исходя из средней скорости потока в узком сечении канала $u_{\text{ср.}}$ [5, 15] для вычисления уравнения (9), поскольку скорость потока изменяется вдоль его пути в канале.

$$\text{Re}_{D,\text{max}} = \frac{\rho u_{\text{ср.}} D_{\text{эк.}}}{\mu}, \quad (5)$$

где u_∞ – скорость потока на входе в канал; $u_{\text{ср.}}$ – средняя скорость потока в узком сечении канала; ρ – плотность; μ – коэффициент динамической вязкости.

Коэффициент гидродинамического сопротивления

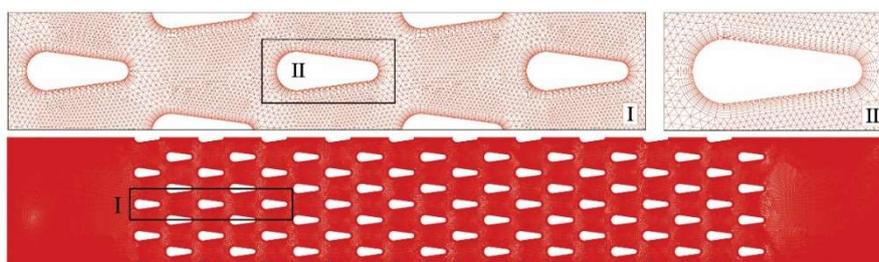
$$f = \frac{\Delta P}{0.5 \rho u_{\text{ср.}}^2 N_L}, \quad (6)$$

где N_L – число поперечных рядов; ΔP – перепад давления в канале.

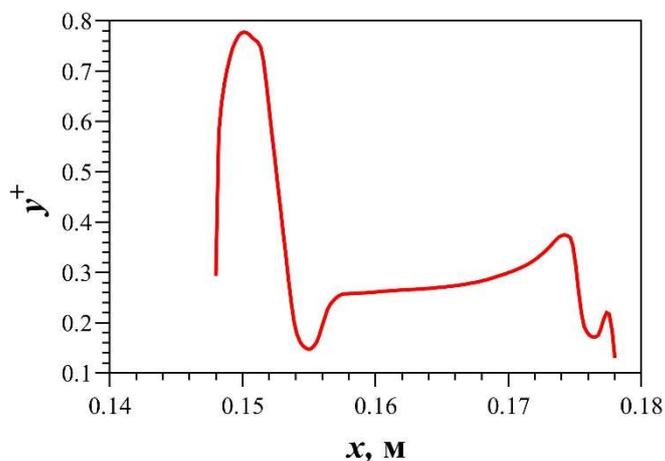
2.4. Расчетная сетка

При построении сетки необходимо обеспечить достаточное пространственное разрешение всех особенностей течения. При этом наиболее подробная сетка требуется в областях с большими градиентами, таких как область пограничного слоя. Для разрешения всего пограничного слоя (вязкий подслой и логарифмический участок) необходимо не менее 50 ячеек поперек слоя [22]. Использование метода пристеночного моделирования позволяет сократить количество ячеек поперек слоя (до 10 ячеек). Также, в зависимости от использования условий прилипания «no-slipwall», предъявляются требования к расположению первого пристеночного узла. Метод пристеночного моделирования формулируется с использованием безразмерного расстояния до стенки (высота первой пристенной ячейки) y^+ . При использовании условий прилипания и низкорейнольдсовых моделей турбулентности для разрешения вязкого подслоя и корректного описания трения на стенке необходимо выполнение условия $0 < y^+ < 1$ [22].

Вычислительная область имеет сетку из четырехугольных и треугольных элементов со сгущением в областях наибольшего градиента скорости (рис. 3, а), высота первой пристенной ячейки $0 \leq y^+ \leq 1$ (рис. 3, б). Количество ячеек по нормали в пределах турбулентного пограничного слоя на поверхности каплевидных труб составило 12.



а



б

Рис. 3. Расчетная сетка для $N_R = 20$ (а); высота первой пристенной ячейки y^+ по координате x для труб первого ряда (б)

Качество сетки зависит от качества каждого элемента, и определяется основными критериями, такими как: ортогональность сетки, отношение максимального и минимального расстояния до центра масс соседних элементов, отношение максимального и минимального расстояния между отрезками, соединяющих центры масс соседних элементов. По относительному количеству элементов низкого и высокого качества судят о всей сетки, необходимо придерживаться высокого значения качества сетки, приемлемое значение $0.5 \div 1$ [22]. Качество сетки 0.96 сохраняется на протяжении всего моделирования.

Поскольку количество ячеек сетки оказывает существенное влияние как на время, так и на точность решения, необходимо выбрать наилучший размер сетки, чтобы минимизировать необходимую вычислительную мощность и численную погрешность. Таким образом, для выбора подходящей сетки были применены четыре разных сетки с разным количеством ячеек 187584, 266432, 370148 и 605908. В табл. 2 приведены значения коэффициента гидродинамического сопротивления при четырех наборах ячеек сетки при самом высоком числе Рейнольдса ($Re = 18.72 \times 10^3$). Следует отметить, что сетка из 266432 ячеек обеспечивает сеточно-независимое решение. Следовательно, в этой работе рассматривается сетка с данными параметрами.

Таблица 2

Анализ чувствительности сетки

Количество ячеек	187584	266432	370148	605908
N_R	f			
1	0.00382	0.00421	0.00423	0.00420
2	0.00688	0.00798	0.00799	0.00800
3	0.01031	0.01228	0.01229	0.01231
4	0.01347	0.01599	0.01601	0.01652
5	0.01614	0.01965	0.01971	0.01993
6	0.01923	0.02338	0.02340	0.02351
7	0.02105	0.02682	0.02692	0.02702
8	0.02198	0.03074	0.03081	0.03093
9	0.02433	0.03443	0.03452	0.03466
10	0.02791	0.03838	0.03841	0.03852
11	0.02936	0.04189	0.04193	0.04201
12	0.03522	0.04626	0.04626	0.04634
13	0.03985	0.05012	0.05024	0.05023
14	0.04204	0.05387	0.05399	0.05412
15	0.04612	0.05766	0.05774	0.05788
16	0.04996	0.06222	0.06233	0.06243
17	0.05368	0.06605	0.06615	0.06625
18	0.05896	0.07027	0.07032	0.07047
19	0.06024	0.07355	0.07361	0.07371
20	0.06513	0.07817	0.07830	0.07833

2.5. Валидация численной модели

На рис. 4 отображены полученные в данной работе значения коэффициента гидродинамического сопротивления совместно с экспериментальными результатами для 3-рядного [12] и 6-рядного [17] пучка каплевидных труб. Следует отметить, что работа [12] выполнена для небольшого диапазона чисел Рейнольдса ($Re = 1800 \div 9700$), а коэффициент гидродинамического сопротивления был рассчитан по скорости потока на входе. Поэтому для валидации численной модели коэффициент гидродинамического сопротивления в случае 3-рядного пучка труб здесь был рассчитан аналогично [12]. Из рис. 4 видно, что результаты данной работы хорошо согласуются с данными, представленными в [12, 17] с максимальной погрешностью 8.85 %.

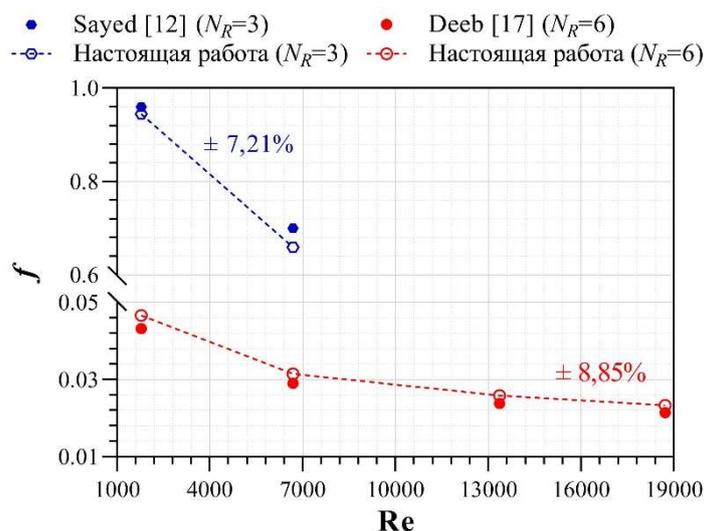


Рис. 4. Валидация численной модели

3. Результаты исследований и их обсуждение

На рис. 5, *a* показано изменение средней продольной скорости по оси x (см. линия L_1 на рис. 2). При больших и малых числах Рейнольдса все кривые аналогичны. Скорость потока постепенно увеличивается до максимальной скорости в области над верхней кромкой передней части труб второго ряда (см. точка А, рис. 2), где поток приобретает большой импульс после прохождения труб второго ряда, так как проходы между каждыми двумя трубами, расположенными друг над другом, действуют как струи потока. Скорость постепенно уменьшается после второго ряда за счет увеличения площади вихревой зоны по мере прохождения модельной жидкости вниз по потоку [17].

На рис. 5, *b* представлены профили продольной скорости по оси y в середине зазора между рядами труб (1–2), (7–8), (13–14) и (19–20) (L_2 , L_3 , L_4 и L_5 , соответственно на рис. 2). Профили скорости изменяются от резких градиентов в сдвиговых слоях за первым рядом (сдвиговый слой, отделенный от труб первого ряда, обладает большим градиентом скорости) к более плоскому распределению в глубинных рядах. Это связано с увеличением интенсивности турбулизации, которая способствует перемешиванию за трубами в глубинных рядах [17, 24].

На рис. 5, *в*, *г* показаны изменение среднего по сечению давления по оси x (см. линия L_1 на рис. 2) при больших и малых числах Re . Давление модельной жидкости высокое вблизи входа в пучок труб. По мере прохождения потока через ряды труб давление постепенно уменьшается. Затем модельная жидкость выходит из пучка труб при атмосферном давлении. Увеличение числа Рейнольдса приводит к увеличению давления в пучке труб. Это связано с повышенной интенсивностью турбулентности внутри пучка.

Распределения давления по периметру труб 1 и 2 (см. рис. 2) при $Re = 18.7 \times 10^3$ показаны на рис. 6. В точке застоя в лобовой части труб давления имеет максимальное значение. По мере прохождения модельной жидкости по поверхности труб давления уменьшается до минимального значения на боковой поверхности, а затем увеличивается до точки отрыва в кормовой части труб.

На рис. 7, *a*, *b* представлены распределения давления и тангенциальной скорости u_t по нормали к поверхности трубы при $\theta = 90^\circ$, 172.5° и 180° (линия L_6 , L_7 и L_8 , соответственно, на рис. 2). Из рис. 7, *a*, для L_6 , L_7 давление возрастает постепенно от стенки трубы, где скорость потока максимальна, к середине расстояния между стенкой трубы и линией L_8 [17]. Это связано с тем, что уменьшение скорости вызывает значительное увеличение пульсаций скорости и, соответственно, давления [5]. Значения давления у L_7 выше, чем у L_6 , потому что площадь

свободного сечения где L_7 больше (скорость меньше по сравнению с L_6). Для L_8 давление постепенно увеличивается от зоны рециркуляции в лобовой части трубы до максимального значения в точке торможения.

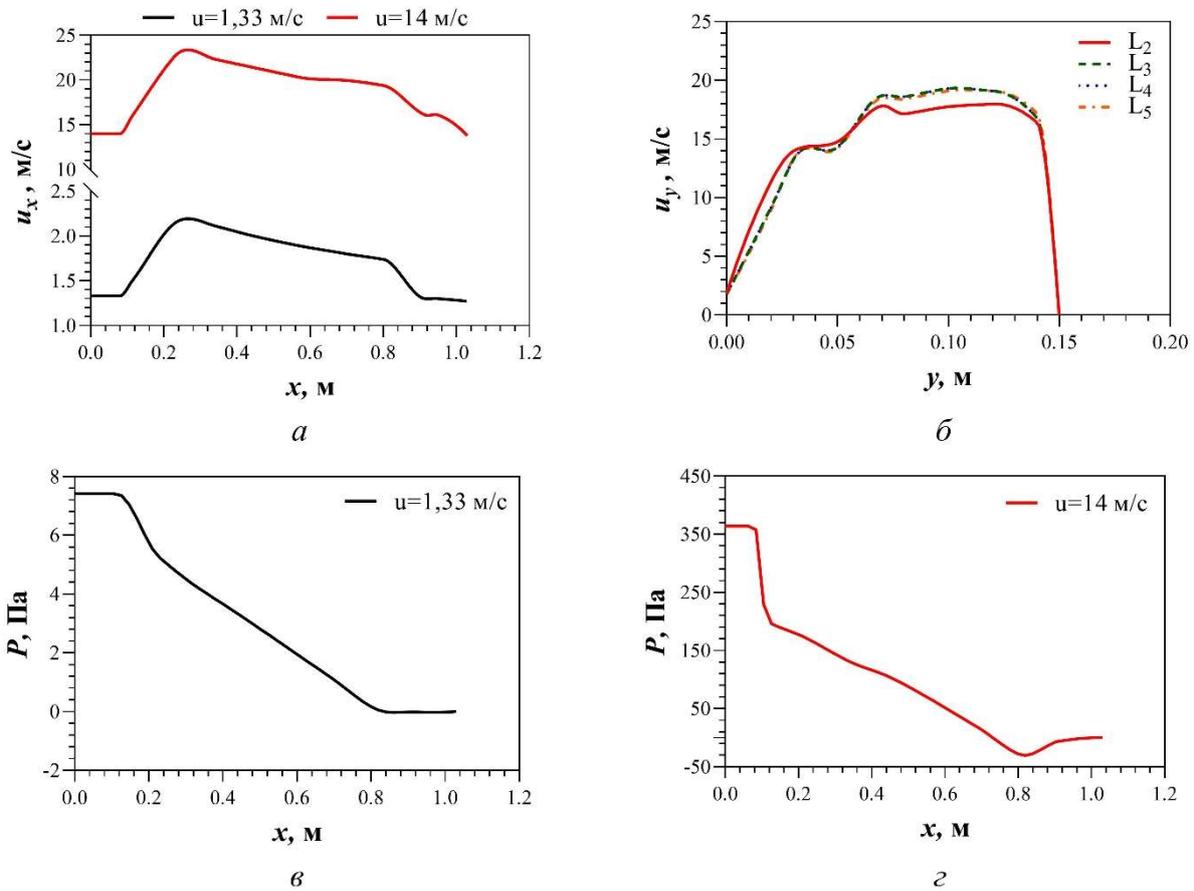


Рис. 5. Изменение средней продольной скорости по оси x (а), профили продольной скорости по оси y в середине зазора между рядами труб (б), изменение среднего по сечению давления по оси x (в, г)

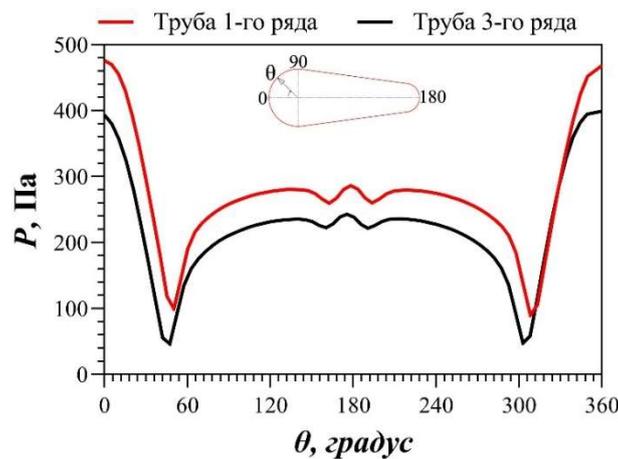


Рис. 6. Распределения давления по периметру труб

Профиль тангенциальных скоростей турбулентного циркуляционно-продольного течения u_t для линий L_6, L_7 (рис. 7, б) характерен радиальной зональностью, при которой вращение жидкости изменяется от вынужденного 3, посередине между двумя трубами в одном продольном ряду, до свободного 2 на периферии ближе к стенкам трубы. На границе между зонами вынужденного и свободного вращения тангенциальная скорость имеет максимальное

значение. Зона 1 представляет пограничный слой. Линии L₆, L₇ являются входом и выходом жидкости, соответственно, в диффузорном канале (между боковыми поверхностями труб). Профиль u_t такой же, как представленный в работе [25]. Для линии L₈ значение тангенциальной скорости равно нулю на поверхности трубы и затем постепенно уменьшается вниз по течению, а при прохождении жидкости на входе в диффузор (линия L₆) ее скорость постепенно увеличивается, пока не достигнет нуля в точке торможения следующей трубы в том же поперечном ряду. Тангенциальная скорость имеет отрицательные значения за трубой (зона А на рис. 7, б) из-за вихрей.

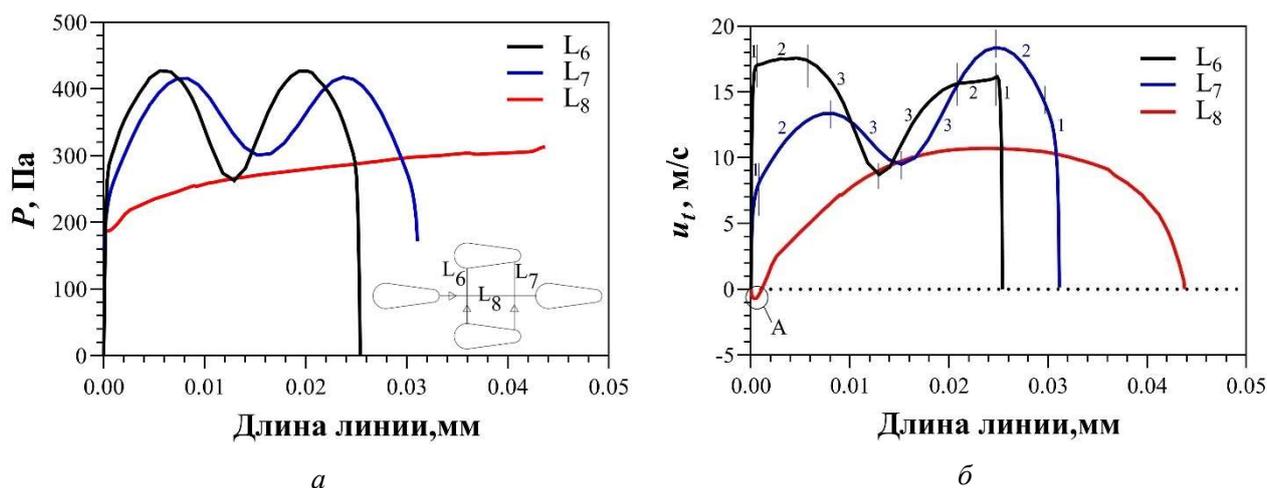


Рис. 7. Распределения давления (а) и тангенциальной скорости u_t (б) по нормали к поверхности трубы: 1 – пограничный слой; 2 – свободное вращение; 3 – вынужденный вихрь

На рис. 8 представлены зависимости коэффициента гидродинамического сопротивления от числа Рейнольдса для всех исследованных пучков.

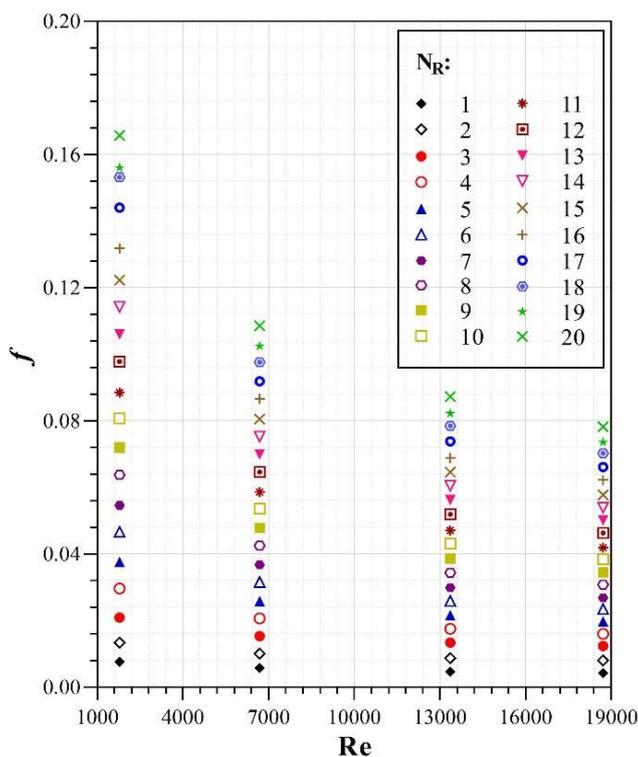


Рис. 8. Зависимость $f = f(Re)$

По мере увеличения числа Рейнольдса коэффициент гидродинамического сопротивления уменьшается. Это связано с тем, что при высоких числах Re перенос импульса внутри пограничного слоя при его турбулизации возрастает и на границе пограничного слоя происходит энергичное перемешивание частиц этого слоя и внешней модельной жидкости. Следовательно, турбулентный след сужается, и точка отрыва пограничного слоя двигается вниз по течению, а коэффициент гидродинамического сопротивления уменьшается [14].

В табл. 3 представлено процентное снижение коэффициента трения Δf для всех исследованных случаев при увеличении Re с 1.87×10^3 до 18.72×10^3 . Максимальное и минимальное значения Δf получены для пучков труб с $N_R = 17$ ($\Delta f_{\max} = 54.13\%$) и $N_R = 2$ ($\Delta f_{\min} = 40.05\%$), соответственно.

Таблица 3

Δf при увеличении Re с 1.87×10^3 до 18.72×10^3

N_R	$\Delta f, \%$	N_R	$\Delta f, \%$
1	44.39	11	52.64
2	40.05	12	52.68
3	41.04	13	52.71
4	45.92	14	52.81
5	47.67	15	52.83
6	49.88	16	52.78
7	50.86	17	54.13
8	51.75	18	54.10
9	52.12	19	52.85
10	52.46	20	52.82

На рис. 9 показано влияние количества рядов на коэффициент гидродинамического сопротивления для всех исследованных пучков при различных числах Re . Коэффициент гидродинамического сопротивления пропорционален количеству рядов. По мере увеличения количества рядов коэффициент гидродинамического сопротивления увеличивается. Причина такого результата может быть объяснена увеличением препятствия потоку при увеличении количества рядов.

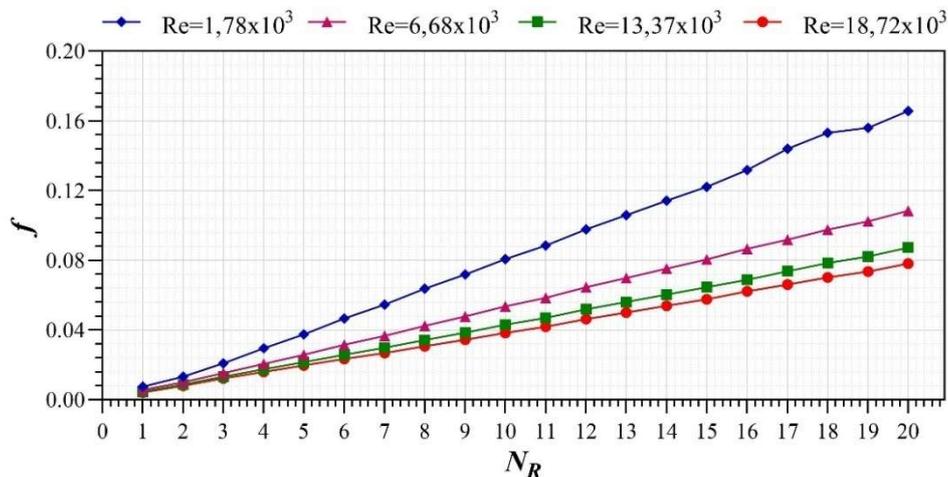


Рис. 9. Зависимость $f = f(N_R)$

Другими словами, увеличение количества рядов увеличивает завихрения и перепад давления в пучке и как следствие, увеличивается коэффициент гидродинамического сопротивления. Было найдено, что увеличение N_R от 1 до 20 приводит к увеличению коэффициента гидродинамического сопротивления в $18.59 \div 21.91$ раза для рассматриваемого диапазона Re .

Необходимо сравнить результаты данного исследования с опубликованной литературой для пучков с различной формой труб. Трубы каплевидной формы сравниваются с круглыми [5] и эллиптическими [8] трубами. Чтобы получить тот же эквивалентный диаметр $D_{эк.} = 22.5$ мм, большая и малая оси эллипса составляли 30.1 и 13.1 мм, соответственно. На рис. 10 представлены зависимости коэффициента гидродинамического сопротивления от числа Рейнольдса для 3-рядного пучка труб. Видно, что пучок каплевидных труб лучше, чем пучки круглых и эллиптических труб, с точки зрения низкого коэффициента гидродинамического сопротивления и высокой эффективности. Для исследуемого диапазона Re коэффициент гидродинамического сопротивления каплевидных труб меньше в $62.33 \div 67.55$ и $35.96 \div 54.66$ раза по сравнению с круглыми и эллиптическими трубами, соответственно. Обтекаемая форма каплевидных труб обеспечивает минимальное сопротивление потоку.

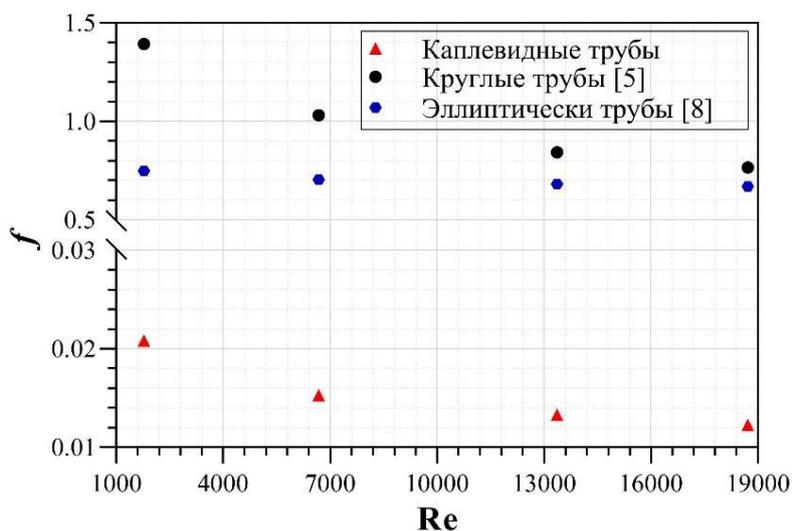


Рис. 10. Сравнение результатов настоящего исследования с опубликованными работами для различных поперечных сечений труб

Формула коэффициента гидродинамического сопротивления для пучка каплевидных труб была получена на основе данных моделирования следующим образом:

$$f = A Re_{D, \max}^B \left[(N_R)^C - D \right] \quad (7)$$

Таблица 4 показывает все константы для полученной корреляции. Формула (7) применима для $1.78 \times 10^3 \leq Re \leq 18.72 \times 10^3$ ($2.96 \times 10^3 \leq Re_{D, \max} \leq 32.81 \times 10^3$), $1 \leq N_R \leq 20$. Максимальная погрешность предложенной корреляции составляет 8.18 %.

4. Заключение

Исследованы влияния числа Рейнольдса Re и количества рядов труб N_R на гидродинамические характеристики шахматных пучков труб каплевидной формы при поперечном обтекании. Работа выполнена для $1.78 \times 10^3 \leq Re \leq 18.72 \times 10^3$ и $N_R = 1 \div 20$. По результатам настоящей работы можно сделать следующие выводы:

- 1) По мере увеличения числа Рейнольдса коэффициент гидродинамического сопротивления уменьшается.

- 2) Коэффициент гидродинамического сопротивления увеличивается при увеличении количества рядов труб. Максимальные значения f были получены при $N_R = 20$, которые были в $18.59 \div 21.91$ раза выше, чем при $N_R = 1$.
- 3) Коэффициент гидродинамического сопротивления теплообменников с каплевидными трубами в $62.33 \div 67.55$ и $35.96 \div 54.66$ раза меньше, чем у теплообменников с круглым и эллиптическим трубами, соответственно.
- 4) Представлено формула, позволяющая определить коэффициент гидродинамического сопротивления для рассматриваемых пучков каплевидных труб, в зависимости от $Re_{D,max}$ и N_R с максимальным отклонением $\sim 8\%$ от численных результатов.

Таблица 4

Коэффициенты формулы f , ур.(7)

$1.78 \times 10^3 \leq Re < 13.37 \times 10^3$				
	A	B	C	D
$1 \leq N_R \leq 2$	0.0383	-0.2193	0.9380	-0.1273
$3 \leq N_R \leq 18$	0.0957	-0.3227	1.0557	0.0050
$19 \leq N_R \leq 20$	0.0725	-0.3225	1.1437	-0.0047
$13.37 \times 10^3 \leq Re \leq 18.72 \times 10^3$				
	A	B	C	D
$1 \leq N_R \leq 2$	0.0642	-0.2633	0.9319	-0.0125
$3 \leq N_R \leq 18$	0.0808	-0.3273	1.1114	-1.2840
$19 \leq N_R \leq 20$	0.0779	-0.3278	1.1410	0.2652

Литература

1. Paul S.S., Ormiston S.J., Tachie M.F., "Experimental and numerical investigation of turbulent cross-flow in a staggered tube bundle," *Int J Heat Fluid Flow*, Vol. 29, 2008, Pp.387–414.
2. Murshed S.S., Lopes M.M., "Heat Exchangers: Advanced Features and Applications," *BoD-Books on Demand*, 2017.
3. Abd Rabbo M.F. et al., "Numerical investigation of cutting edge effect on fluid flow and heat transfer for in-phase trapezoidal air channels," *Alexand. Eng. J.*, Vol. 57, 2018, Pp.911–926.
4. ТЕМА., "Standards of the tubular exchanger manufactures association," *Eighth*, 1998. New York
5. Zhukauskas A., "Heat transfer from tubes in cross-flow," *Adv. Heat Transf.*, Vol. 8, 1972, Pp. 93–160.
6. Fullerton T.L., Anand N.K., "Periodically fully-developed flow and heat transfer over flat and oval tubes using a control volume finite-element method," *Numerical Heat Transfer A: Appl.*, Vol. 57, 2010, Pp. 642–665.
7. Rocha L.A.O., Saboya F.E.M., Vargas J.V.C., "A comparative study of elliptical and circular sections in one- and two-row tubes and plate fin heat exchangers," *Int. J. Heat Fluid Flow*, Vol.18, 1997, Pp.247–252.
8. Ibrahim T.A., Gomma A., "Thermal performance criteria of elliptic tube bundle in cross flow," *Int J Therm Sci*, Vol. 48, 2009, Pp.2148–2158.
9. Chamoli S., Tang T., Yu P., Lu R., "Effect of shape modification on heat transfer and drag for fluid flow past a cam-shaped cylinder," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 131, 2019, Pp. 1147–1163.
10. Bayat H., Lavasani A. M., Maarefdoost T., "Experimental study of thermal-hydraulic performance of cam-shaped tube bundle with staggered arrangement," *Energy Conversion and Management*, Vol. 85, 2014 106748.

11. Akbari M., Lavasani A. M., Naseri A., “Experimental investigation of the heat transfer for non-circular tubes in a turbulent air cross flow,” *Energy Conversion and Management*, Vol. 34, iss. 6, 2021, Pp.513–530.
12. Sayed et al.A., “Effect of attack and cone angels on air flow characteristics for staggered wing shaped tubes bundle,” *Heat and Mass Transfer*, Vol. 51, 2015, Pp.1001–1016.
13. Deeb R., Sidenkov D.V., “Numerical analysis of heat transfer and fluid flow around circular and non-circular tubes,” *IOP Conf. Series J. Phys*, 2088, 2021, 012008.
14. Деб Р., “Экспериментальное и численное исследование влияния угла атаки на характеристики воздушного потока при обтекании одиночной каплевидной трубы,” *Физико-химическая кинетика в газовой динамике*, 2021, Т. 22, вып. 2. <http://chemphys.edu.ru/issues/2021-22-2/articles/932/>. <http://doi.org/10.33257/PhChGD.22.2.932>
15. Деб Р., “Влияние угла атаки на характеристики теплообмена при обтекании одиночной каплевидной трубы,” *Физико-химическая кинетика в газовой динамике*, 2021, Т. 22, вып. 5. <http://chemphys.edu.ru/issues/2021-22-5/articles/960/>. <http://doi.org/10.33257/PhChGD.22.5.960>
16. Деб Р., Колотвин А.В., Сиденков Д.В., “Оценка моделей турбулентности для моделирования теплообмена и гидродинамики труб каплевидной формы,” *Вестник Международной академии холода*, Т. 83, № 2, 2022, С.61–69.
17. Deeb R., “Numerical analysis of the effect of longitudinal and transverse pitch ratio on the flow and heat transfer of staggered drop-shaped tubes bundle,” *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 183, 2022, 122–123.
18. Marshalova G.S., Sukhotskii A.B., Kuntyshev V.B., “Enhancing Energy Saving in Air Cooling Devices by Intensifying External Heat Transfer,” *Chem Petrol Eng*, Vol. 56, 2020, Pp.85–92.
19. Merker G.P., Hanke H., “Heat transfer and pressure drop on the shell-side of tube-banks having oval-shaped tubes,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 29, iss. 12, 1986, Pp.1903-1909.
20. Xie G., Wang Q., Sunden B., “Parametric study and multiple correlations on airside heat transfer and friction characteristics of fin-and-tube heat exchangers with large number of large-diameter tube rows,” *Appl. Therm. Eng.*, Vol. 29, iss. 1, 2009, Pp.1–16.
21. Khan M.S., Zou R., Yu A., “Computational simulation of air-side heat transfer and pressure drop performance in staggered mannered twisted oval tube bundle operating in crossflow,” *Int J. of Thermal Sciences*, Vol. 161, 2021, 106748.
22. ANSYS Fluent Reference Guide. ANSYS. Inc. Release 16.0. 2015.
23. Kritikos K., Albanakis C., Missirlis D., Vlahostergios Z., Goulas A., Storm P., “Investigation of the thermal efficiency of a staggered elliptic-tube heat exchanger for aeroengine applications,” *Appl. Therm. Eng*, Vol. 30, 2010, Pp. 134–142.
24. Bouris D., Balabani S., Castiglia D., Bergeles G., “Design of a novel, intensified heat exchanger for reduced fouling rates,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 48, 2005, Pp. 3817-3832.
25. Trinh C.M., “Turbulence modeling of confined swirling flows” *Roskilde, Riso National Laboratory*, 1998, Riso-R-647.

References

1. Paul S.S., Ormiston S.J., Tachie M.F., “Experimental and numerical investigation of turbulent cross-flow in a staggered tube bundle,” *Int J Heat Fluid Flow*, Vol. 29, 2008, Pp.387–414.
2. Murshed S.S., Lopes M.M., “Heat Exchangers: Advanced Features and Applications,” *BoD–Books on Demand*, 2017.
3. Abd Rabbo M.F. et al., “Numerical investigation of cutting edge effect on fluid flow and heat transfer for in-phase trapezoidal air channels,” *Alexand. Eng. J.*, Vol. 57, 2018, Pp.911–926.
4. TEMA., “Standards of the tubular exchanger manufactures association,” *Eighth*, 1998. New York
5. Zhukauskas A., “Heat transfer from tubes in cross-flow,” *Adv. Heat Transf.*, Vol. 8, 1972, Pp. 93–160.

6. Fullerton T.L., Anand N.K., “Periodically fully-developed flow and heat transfer over flat and oval tubes using a control volume finite-element method,” *Numerical Heat Transfer A: Appl.*, Vol. 57, 2010, Pp.642–665.
7. Rocha L.A.O., Saboya F.E.M., Vargas J.V.C., “A comparative study of elliptical and circular sections in one- and two-row tubes and plate fin heat exchangers,” *Int. J. Heat Fluid Flow*, Vol.18, 1997, Pp.247–252.
8. Ibrahim T.A., Gomma A., “Thermal performance criteria of elliptic tube bundle in cross flow,” *Int J Therm Sci*, Vol. 48, 2009, Pp.2148–2158.
9. Chamoli S., Tang T., Yu P., Lu R., “Effect of shape modification on heat transfer and drag for fluid flow past a cam-shaped cylinder,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 131, 2019, Pp. 1147-1163.
10. Bayat H., Lavasani A. M., Maarefdoost T., “Experimental study of thermal–hydraulic performance of cam-shaped tube bundle with staggered arrangement,” *Energy Conversion and Management*, Vol. 85, 2014 106748.
11. Akbari M., Lavasani A. M., Naseri A., “Experimental investigation of the heat transfer for non-circular tubes in a turbulent air cross flow,” *Energy Conversion and Management*, Vol. 34, iss. 6, 2021, Pp.513–530.
12. Sayed et al.A., “Effect of attack and cone angels on air flow characteristics for staggered wing shaped tubes bundle,” *Heat and Mass Transfer*, Vol. 51, 2015, Pp.1001–1016.
13. Deeb R., Sidenkov D.V., “Numerical analysis of heat transfer and fluid flow around circular and non-circular tubes,” *IOP Conf. Series J. Phys*, 2088, 2021, 012008.
14. Deeb R., “Experimental and Numerical Investigation of The Effects of Angle-of-Attack on Air Flow Characteristics for Single Drop-Shaped Tube,” *Physical-Chemical Kinetics in Gas Dynamics*, 2021, Vol.22, iss. 2. <http://chemphys.edu.ru/issues/2021-22-2/articles/932/>.
<http://doi.org/10.33257/PhChGD.22.2.932>
15. Deeb R., “The Effect of Angle-of-Attack on Heat Transfer Characteristics of a Single Drop-Shaped Tube,” *Physical-Chemical Kinetics in Gas Dynamics*, 2021, Vol.22, iss. 5. <http://chemphys.edu.ru/issues/2021-22-5/articles/960/>. <http://doi.org/10.33257/PhChGD.22.5.960>
16. Deeb R., Kolotvin A.V., Sidenkov D.V., “Evaluation of turbulence models for flow and heat transfer of drop-shaped tubes,” *Journal of International Academy of Refrigeration*, Vol. 83, iss. 2, 2022, Pp.61–69.
17. Deeb R., “Numerical analysis of the effect of longitudinal and transverse pitch ratio on the flow and heat transfer of staggered drop-shaped tubes bundle,” *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 183, 2022, 122123.
18. Marshalova G.S., Sukhotskii A.B., Kuntyshev V.B., “Enhancing Energy Saving in Air Cooling Devices by Intensifying External Heat Transfer,” *Chem Petrol Eng*, Vol. 56, 2020, Pp.85–92.
19. Merker G.P., Hanke H., “Heat transfer and pressure drop on the shell-side of tube-banks having oval-shaped tubes,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 29, iss. 12, 1986, Pp.1903–1909.
20. Xie G., Wang Q., Sunden B., “Parametric study and multiple correlations on airside heat transfer and friction characteristics of fin-and-tube heat exchangers with large number of large-diameter tube rows,” *Appl. Therm. Eng.*, Vol. 29, iss. 1, 2009, Pp.1–16.
21. Khan M.S., Zou R., Yu A., “Computational simulation of air-side heat transfer and pressure drop performance in staggered mannered twisted oval tube bundle operating in crossflow,” *Int J. of Thermal Sciences*, Vol. 161, 2021, 106748.
22. ANSYS Fluent Reference Guide. ANSYS. Inc. Release 16.0. 2015.
23. Kritikos K., Albanakis C., Missirlis D., Vlahostergios Z., Goulas A., Storm P., “Investigation of the thermal efficiency of a staggered elliptic-tube heat exchanger for aeroengine applications,” *Appl. Therm. Eng.*, Vol. 30, 2010, Pp. 134–142.
24. Bouris D., Balabani S., Castiglia D., Bergeles G., “Design of a novel, intensified heat exchanger for reduced fouling rates,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 48, 2005, Pp. 3817–3832.

25. Trinh C.M., “Turbulence modeling of confined swirling flows” *Roskilde, Riso National Laboratory*, 1998, Riso-R-647.

Статья поступила в редакцию 6 сентября 2022 г.