

Тепловые процессы в технике. 2023. Т. 15. № 5. С. 222–233  
Thermal processes in engineering, 2023, vol. 15, no. 5, pp. 222–233

Научная статья  
УДК 532.5, 004.414.23  
DOI: 10.34759/tpt-2023-15-5-222-233

## Снижение коэффициента гидродинамического сопротивления пучка каплевидных труб за счет изменения углов атаки

<sup>1,2</sup> Дееб Равад✉

<sup>1</sup> *Национальный исследовательский университет «МЭИ», Россия, Москва*

<sup>2</sup> *Университет Дамаска, Дамаск, Сирия*

✉ *e.rawad.deeb@yandex.com, DeebR@mpei.ru*

**Аннотация.** В данной работе проведено численное исследование возможности снижения коэффициента гидродинамического сопротивления пучков каплевидных труб за счет управления углом атаки. Рассмотрены десять случаев двадцатирядных пучков труб круглой и каплевидной формы с коридорным и шахматным расположением. Работа выполнена для диапазона чисел Рейнольдса  $Re = 1,78 \times 10^3 - 1,87 \times 10^4$  и для углов атаки  $\theta_{i-j} = 0^\circ - 360^\circ$ . Результаты моделирования показали, что коэффициент гидродинамического сопротивления коридорных и шахматных пучков труб каплевидной формы примерно на 30,64–56,27 % и 51,6–58,77 % меньше, чем у коридорных и шахматных пучков круглых труб соответственно. Выявлено, что наименьшие значения гидродинамического сопротивления были достигнуты для случая 6 ( $\theta_{1-5} = 0^\circ$ ,  $\theta_{6-10} = 330^\circ$ ,  $\theta_{11-15} = 30^\circ$ ,  $\theta_{16-20} = 0^\circ$ ). Разработана формула для расчета коэффициента гидродинамического сопротивления для случая «б» с максимальным отклонением 0,48 %.

**Ключевые слова:** каплевидная труба, круглая труба, теплообменник, коэффициент гидродинамического сопротивления, численное исследование, энергоэффективный пучок труб, CFD, Ansys Fluent

**Для цитирования.** Дееб Р. Снижение коэффициента гидродинамического сопротивления пучка каплевидных труб за счет изменения углов атаки // Тепловые процессы в технике. 2023. Т. 15. № 5. С. 222–233. DOI: 10.34759/tpt-2023-15-5-222-233

Original article

## Hydrodynamic resistance coefficient reduction of the drop-shaped pipe bundle due to the angle of attack changing

<sup>1,2</sup> Deeb Rawad✉

<sup>1</sup> *National Research University «Moscow Power Engineering Institute», Moscow, Russia*

<sup>2</sup> *Damascus University, Damascus, Syria*

✉ *e.rawad.deeb@yandex.com, DeebR@mpei.ru*

**Abstract.** Numerical study of the possibility of hydrodynamic coefficient reduction of the drop-shape pipe-bundles by the angle of attack control was performed in the presented work. The authors considered ten cases of the twenty-row pipe bundles of circular and drop shape with the in-line and staggered arrangement. The work was performed for the Reynolds numbers in the range of  $Re = 1,78 \times 10^3 - 1,87 \times 10^4$  and angles of attack

of  $\theta_{i-j} = 0^\circ - 360^\circ$ . Simulation results revealed that the hydrodynamic resistance coefficient of the in-line and staggered drop-shaped tube bundles was approximately 30,64–56,27 % and 51,6–58,77 % less than that of the in-line and staggered circular tube bundles, respectively. The studies revealed that the less values of the hydrodynamic resistance coefficient were achieved for the case 6 ( $\theta_{1-5} = 0^\circ$ ,  $\theta_{6-10} = 330^\circ$ ,  $\theta_{11-15} = 30^\circ$ ,  $\theta_{16-20} = 0^\circ$ ). A formula for the hydrodynamic resistance coefficient computing for the case 6 with maximum deviation of 0,48%.

**Keywords:** drop-shaped tube, circular tube, heat exchanger, hydrodynamic resistance coefficient, energy-efficient pipe bundle, CFD, Ansys Fluent

**For citation.** Deeb R. Hydrodynamic resistance coefficient reduction of the drop-shaped pipe bundle due to the angle of attack changing. *Thermal processes in engineering*, 2023, vol. 15, no. 5, pp. 222–233. (In Russ.). DOI: 10.34759/tpt-2023-15-5-222-233

### Введение

Важным шагом в направлении повышения теплогидродинамических характеристик теплообменных устройств является внедрение в их конструкции труб удобообтекаемой формы. В работе [1] проведен анализ результатов последних исследований в области улучшения характеристик теплообмена и аэродинамики при поперечном обтекании гладких труб. Обнаружено, что трубы каплевидной формы являются одним из наиболее подходящих вариантов для повышения теплогидродинамических характеристик теплообменника. Это связано с низким сопротивлением потоку, создаваемым этими трубами [2–6].

В работе [7] приведены результаты экспериментального исследования гидродинамического сопротивления одиночных труб каплевидной и круглой формы при поперечном обтекании потоком воздуха для  $Re = 9000 - 45\,000$ . Авторы свидетельствовали о существенно более низком гидродинамическом сопротивлении каплеобразных труб по сравнению с круглыми трубами. Отмечается, что обтекание каплевидных труб со стороны большого диаметра имеет меньшее гидродинамическое сопротивление по сравнению с обтеканием со стороны малого диаметра. В работе [8] экспериментально и численно исследованы гидродинамика и теплообмен двух расположенных бок о бок каплевидных труб в различной компоновке для чисел Рейнольдса ( $Re$ ) от 8 000 до 40 000 в сравнении с круглыми трубами. Найдено, что теплогидродинамическая эффективность  $\varepsilon$  каплевидных труб в 1,2–2 раза выше, чем у труб круглого сечения. Также было выявлено, что смешанная компоновка каплевидных труб имеет наимень-

шее гидродинамическое сопротивление. Авторы пришли к выводу, что при обтекании каплевидных труб со стороны большого диаметра потери давления составляют до 30 % всех потерь. Была предложена новая оптимальная компоновка теплообменника с использованием каплевидных труб, которая уменьшает загрязнение потока воздуха и повышает теплогидродинамические характеристики [9]. Пучок труб каплевидной формы обладает высокими эксплуатационными характеристиками и представляет собой многообещающую технологию снижения загрязнения воздуха (до 90 %) по сравнению со стандартным пучком круглых труб. Выявлено, что снижение загрязнения частиц связано с низкими уровнями флуктуаций, генерируемых в пучке каплевидных труб, и особенно слабой периодической активностью в следах за трубами. В работе [10] экспериментально исследовано поведение поперечного потока, омывающего каплевидные тела для чисел Рейнольдса от  $3 \times 10^6$  до  $20 \times 10^6$ . При нулевом угле атаки наибольшая часть гидродинамического сопротивления состоит из сопротивления сил давления. Силы сопротивления на кормовой части трубы преобладают над тягой, так как центральная часть тела имеет меньшую площадь, чем периферийная. В работах [10, 11] выполнено численное исследование влияния количества рядов труб  $N_R$  на теплогидродинамические характеристики шахматного пучка труб каплевидной формы для диапазона количества рядов труб  $N_R = 1 - 20$  и чисел Рейнольдса  $Re = 1,78 \times 10^3 - 18,72 \times 10^3$ . Было найдено, что увеличение количества рядов труб приводит к увеличению коэффициента гидродинамического сопротивления  $f$  и, соответственно, к сни-

жению эффективности пучка труб. Результаты показали, что теплообмен оказался стабилизирован только начиная с 19 ряда. Представлены зависимости, позволяющие определить средние число Нуссельта ( $Nu_{cp}$ ), эффективность и коэффициент гидродинамического сопротивления для рассматриваемых пучков каплевидных труб в зависимости от  $Re$  и  $N_R$ .

Во всех упомянутых исследованиях влияние угла атаки на характеристики теплообмена изучалось при одинаковом угле атаки для всех рядов пучка. В настоящей работе проведено численное исследование гидродинамического сопротивления каплевидных труб, расположенных в шахматном и коридорном порядке с изменением угла атаки в каждом ряду труб, и определен наиболее энергоэффективный пучок труб, обеспечивающий наименьшее гидродинамическое сопротивление.

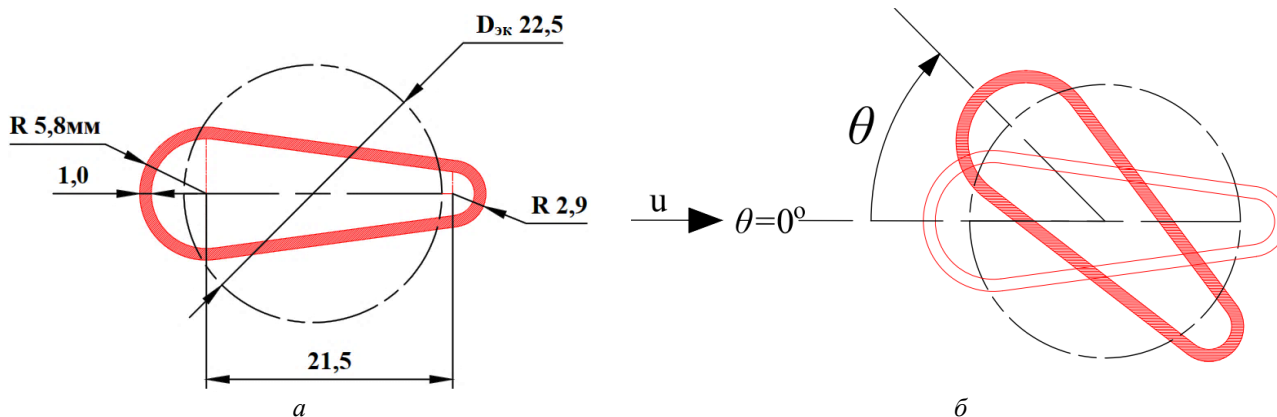
**Описание  
объекта исследования**

Объектом исследования является пучок из 140 каплевидных труб, аналогичных тем, которые исследовались в работах [11, 12] (рис. 1, а). Каплевидные трубы расположены в канале размером  $40,13 D_{эк}$  (ширина)  $\times$   $13,56 D_{эк}$  (высота) как в шахматном, так и в коридорном порядке. Трубы размещены последовательно в 20 рядов в направлении основного потока ( $Z_2 = 20$ ). Каждый ряд состоит из семи труб в поперечном направлении ( $Z_1 = 7$ ). Продольный  $S_{про}$  и поперечный  $S_{поп}$  шаги труб в пучке одинаковы и равны 37 мм (рис. 2). Изменение угла атаки достигается поворотом всех труб, расположенных в одном ряду  $Z_2$ , по часовой стрелке от  $0^\circ$

до  $360^\circ$ . На рис. 1, б показано регулирование угла атаки потока. Для сравнения коэффициента гидродинамического сопротивления исследуемых пучков, показанных на рис. 3 ( $\theta_{i-j}$  указывает угол атаки от ряда трубы  $i$  до  $j$  «в направлении основного потока»), были рассмотрены восемь различных случаев для пучка каплевидных труб и два для пучка круглых труб того же эквивалентного диаметра  $D_{эк} = 22,5$  мм (табл. 1).

**Таблица 1. Углы атаки исследуемых случаев**

№ случая	$\theta$ , градус
Коридорный пучок	
1	Пучок круглых труб
2	Пучок каплевидных труб, $\theta_{1-20} = 0^\circ$
Шахматный пучок	
3	Пучок круглых труб
Пучок каплевидных труб	
4	$\theta_{1-20} = 0^\circ$
5	$\theta_{1-5} = 0^\circ, \theta_{6-10} = 345^\circ, \theta_{11-15} = 15^\circ, \theta_{16-20} = 0^\circ$
6	$\theta_{1-5} = 0^\circ, \theta_{6-10} = 330^\circ, \theta_{11-15} = 30^\circ, \theta_{16-20} = 0^\circ$
7	$\theta_{1-2} = \theta_{19-20} = 0^\circ, \theta_{3-5} = \theta_{13-15} = 345^\circ, \theta_{6-8} = \theta_{16-18} = 15^\circ, \theta_{9-12} = 0^\circ$
8	$\theta_{1-2} = \theta_{19-20} = 0^\circ, \theta_{3-5} = \theta_{13-15} = 330^\circ, \theta_{6-8} = \theta_{16-18} = 30^\circ, \theta_{9-12} = 0^\circ$
9	$\theta_{1-5} = 0^\circ, \theta_{6-10} = 345^\circ, \theta_{11-15} = 195^\circ, \theta_{16-20} = 0^\circ$
10	$\theta_{1-2} = \theta_{11-12} = 0^\circ, \theta_3 = \theta_{13} = 350^\circ, \theta_4 = \theta_{14} = 345^\circ, \theta_5 = \theta_{15} = 340^\circ, \theta_6 = \theta_{16} = 10^\circ, \theta_7 = \theta_{17} = 15^\circ, \theta_8 = \theta_{18} = 20^\circ, \theta_{9-10} = \theta_{19-20} = 0^\circ$



**Рис. 1.** Объект исследования: а – поперечное сечение каплевидной трубы; б – изменение угла атаки

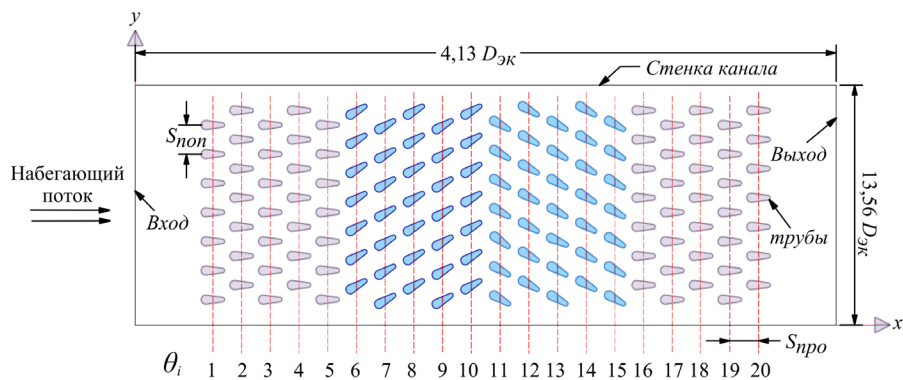


Рис. 2. Расчетная область с граничными условиями, случай «б»

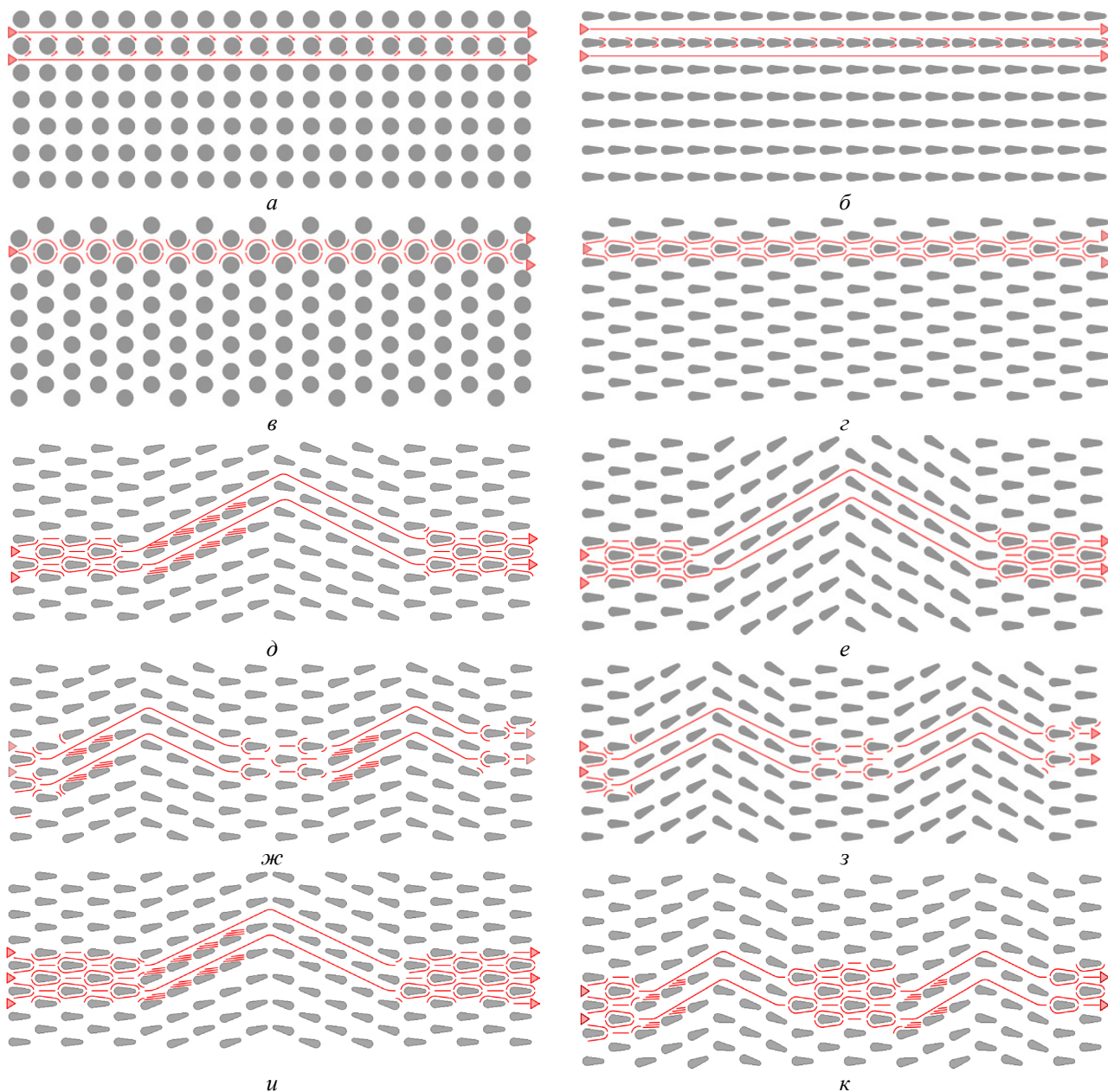


Рис. 3. Геометрия исследуемых случаев расположения труб в пучке: а – случай «1», б – случай «2», в – случай «3», г – случай «4», д – случай «5», е – случай «6», ж – случай «7», з – случай «8», и – случай «9», к – случай «10»

### 3. Численный метод

#### 3.1. Постановка задачи и граничные условия

В настоящем исследовании двумерная задача вынужденной конвекции решалась в ANSYS Fluent [13]. Воздух считается рабочей средой. Система дифференциальных уравнений сохранения включает в себя уравнение неразрывности, уравнения движения, уравнение энергии:

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

$$\rho \frac{\partial}{\partial x_j}(u_i u_j) =$$

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

$$\rho C_p \frac{\partial (u_j T)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{\mu C_p}{Pr} \frac{\partial T}{\partial x_j} - \overline{\rho C_p u_j T} \right), \quad (3)$$

где  $i, j$  – индексы, определяющие направления декартовой системы координат;  $\rho$  – плотность;  $u_i, u_j$  – компоненты вектора скорости в направлениях соответствующих осей;  $p$  – давление;  $T$  – температура;  $\overline{\rho u_i u_j}$  – тензор турбулентных (Рейнольдсовых) напряжений;  $\overline{u_j T}$  – компоненты вектора турбулентного теплового потока;  $\mu$  – коэффициент динамической вязкости;  $Pr$  – 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*) [11–13]. 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-slip wall*  $\rightarrow$  условие прилипания,  $T = 20,8^\circ\text{C}$ ;
- Верхняя и нижняя граница (стенки канала): *no-slip wall*  $\rightarrow$  условие прилипания, тепловой поток = 0;

Теплофизические свойства воздуха определяются при ее средней температуре.

#### 3.2. Расчетная сетка и валидация численной модели

При построении сетки необходимо обеспечить достаточное пространственное разрешение всех областей течения. Для этого наиболее подробная сетка требуется в областях с большими градиентами основных характеристик потока, таких как область пограничного слоя. Для описания всего пограничного слоя (вязкий подслой и логарифмический участок) необходимо не менее 50 ячеек поперек него [13]. Использование метода пристеночного моделирования позволяет сократить количество ячеек поперек слоя (до 10 ячеек). Также в зависимости от использования условий прилипания *no-slip wall* предъявляются требования к расположению первого пристеночного узла. В методе пристеночного моделирования применяется безразмерное расстояние 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  $0 \leq y^+ \leq 1$  [13].

Вычислительная область имеет сетку из четырехугольных и треугольных элементов со сгущением в областях наибольшего градиента скорости (рис. 4, а), вследствие чего высота первой пристенной ячейки  $0 \leq y^+ \leq 1$  (рис. 4, б). Количество ячеек по нормали в пределах турбулентного пограничного слоя на поверхности каплевидных труб составило 20.

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, соединяющими центры масс соседних элементов. По относительному количеству элементов низкого и высокого качества судят о всей сетке. Необходимо придерживаться высокого значения качества сетки 0,5~1 [13]. Для всех случаев минимальное качество сетки равняется 0,95.

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 для каждого случая. На рис. 5 показан анализ чувствительности сетки для случая «б». Сетка из 349 758 узлов обеспечивает сеточно-независимое решение. Следовательно, в этой работе рассматривается сетка с данными параметрами.

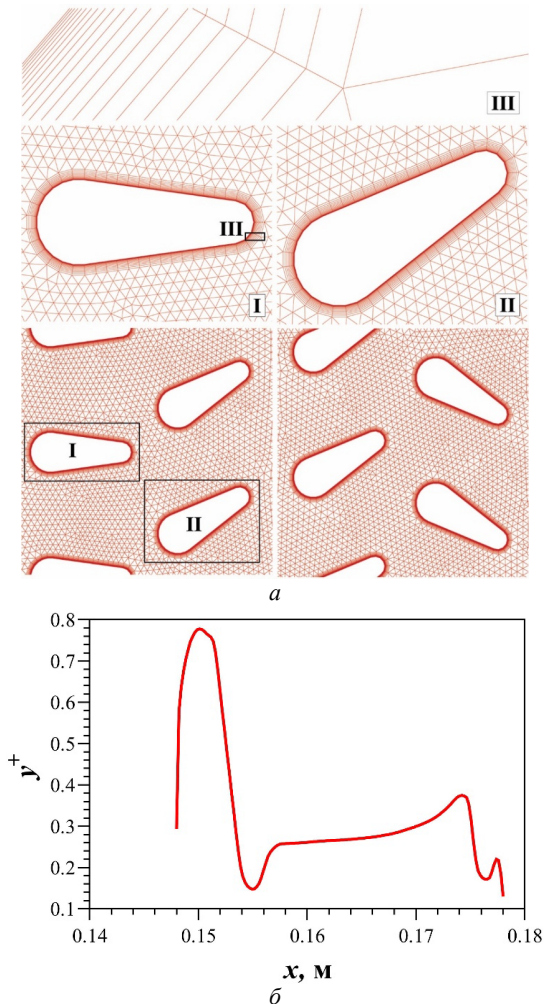


Рис. 4. *a* – расчетная сетка для случая «б», *b* – высота первой пристенной ячейки  $y^+$  по координате  $x$  для труб первого ряда

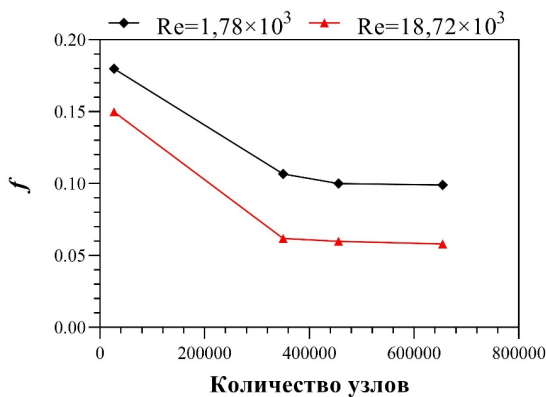


Рис. 5. Анализ чувствительности сетки, случай «б»

На рис. 6 представлены значения коэффициента гидродинамического сопротивления. Совпадение полученных в данной работе результатов с результатами, представленными в работах [12, 14] (максимальная погрешность  $\Delta_{\text{макс}} = 7,51\%$ ) свидетельствует об адекватности модели и метода моделирования.

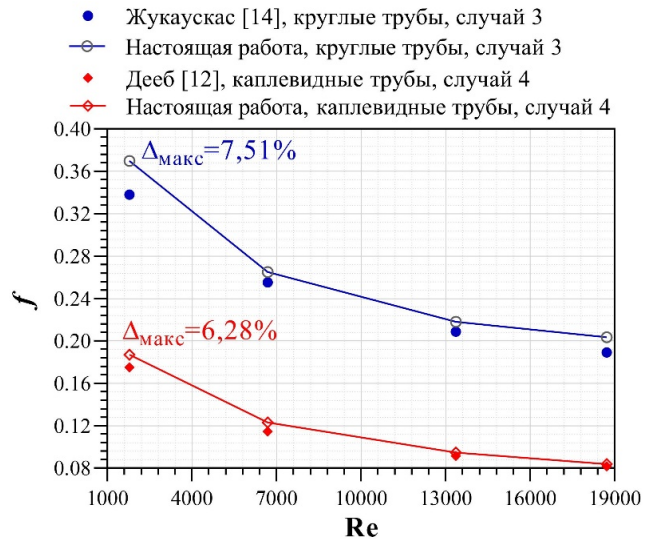


Рис. 6. Валидация численной модели

### 3.3. Расчетные величины

Для сравнения тепловых и гидродинамических характеристик исследуемых пучков, число Рейнольдса определялось как:

$$Re_D = \frac{\rho u_\infty D_{\text{эк}}}{\mu}, \quad (4)$$

где  $u_\infty$  – скорость потока на входе в канал.

Коэффициент гидродинамического сопротивления:

$$f = \frac{\Delta P}{0.5 \rho u_{\text{ср}}^2 N_L}, \quad (5)$$

где  $N_L$  – число поперечных рядов;  $\Delta P$  – перепад давления в канале.

## 4. Результаты исследований гидродинамики

На рис. 7 показаны контуры скорости для всех исследованных случаев при  $Re = 18,72 \times 10^3$ . Синий цвет указывает на вихри в пучке. Площадь вихрей, образующихся за круглыми трубами, больше по сравнению с каплевидными трубами. Это связано с тем, что высота круглых труб в перпендикулярном направлении потока

больше. Трубы второго и последующего рядов в шахматном расположении подвергались воздействию набегающего потока в отличие от коридорного расположения, где передняя и задняя поверхности труб находились в зоне следа, кроме труб первого ряда.

На рис. 8 представлены контуры статического давления в пучке для всех исследованных случаев при  $Re = 18,72 \times 10^3$ . Для шахматных пучков круглых и каплевидных труб в рядах с нулевым углом атаки видно, что давление имеет самые высокие значения в точке торможения (в этой точке скорость потока равна нулю, рис. 7). Максимальное значение давления зависит от угла атаки, под которым расположена труба.

Для всех случаев значение давления максимально в месте соударения потока с трубой. В коридорных пучках после соударения потока с трубами в двух местах происходит раздвоение струи потока с образованием на поверхности пограничных слоев.

Наибольший перепад давления наблюдается в шахматном пучке круглых труб из-за большей площади завихрения за этими трубами (рис. 8, а, в), в то время как наименьший перепад достигается для коридорного пучка каплевидных труб (рис. 8, б).

На рис. 9 показана зависимость коэффициента гидродинамического сопротивления от числа Рейнольдса для исследуемых пучков труб.

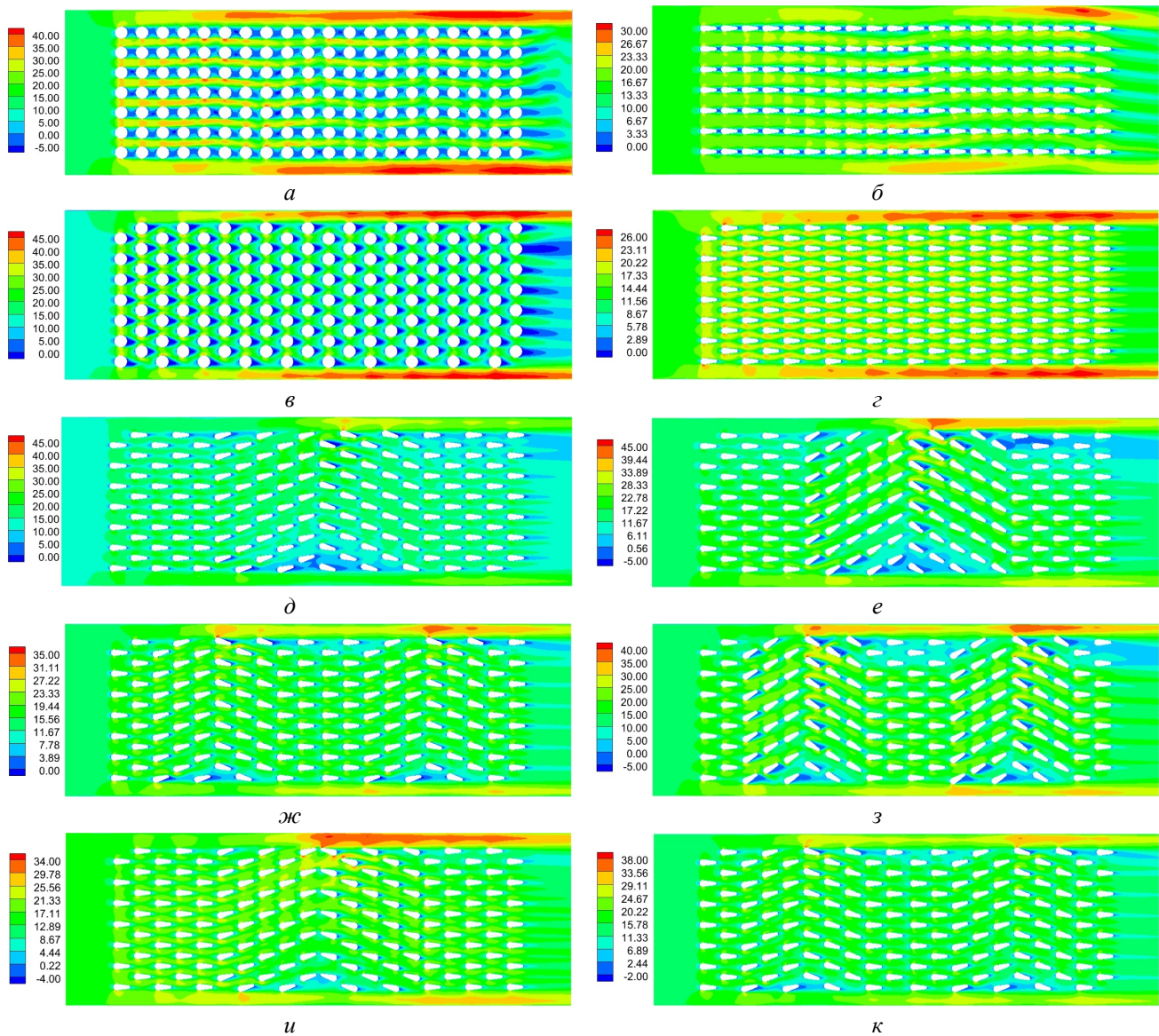


Рис. 7. Контур скорости для всех случаев при  $Re = 18,72 \times 10^3$ , м/с: а – случай «1», б – случай «2», в – случай «3», г – случай «4», д – случай «5», е – случай «6», ж – случай «7», з – случай «8», и – случай «9», к – случай «10»

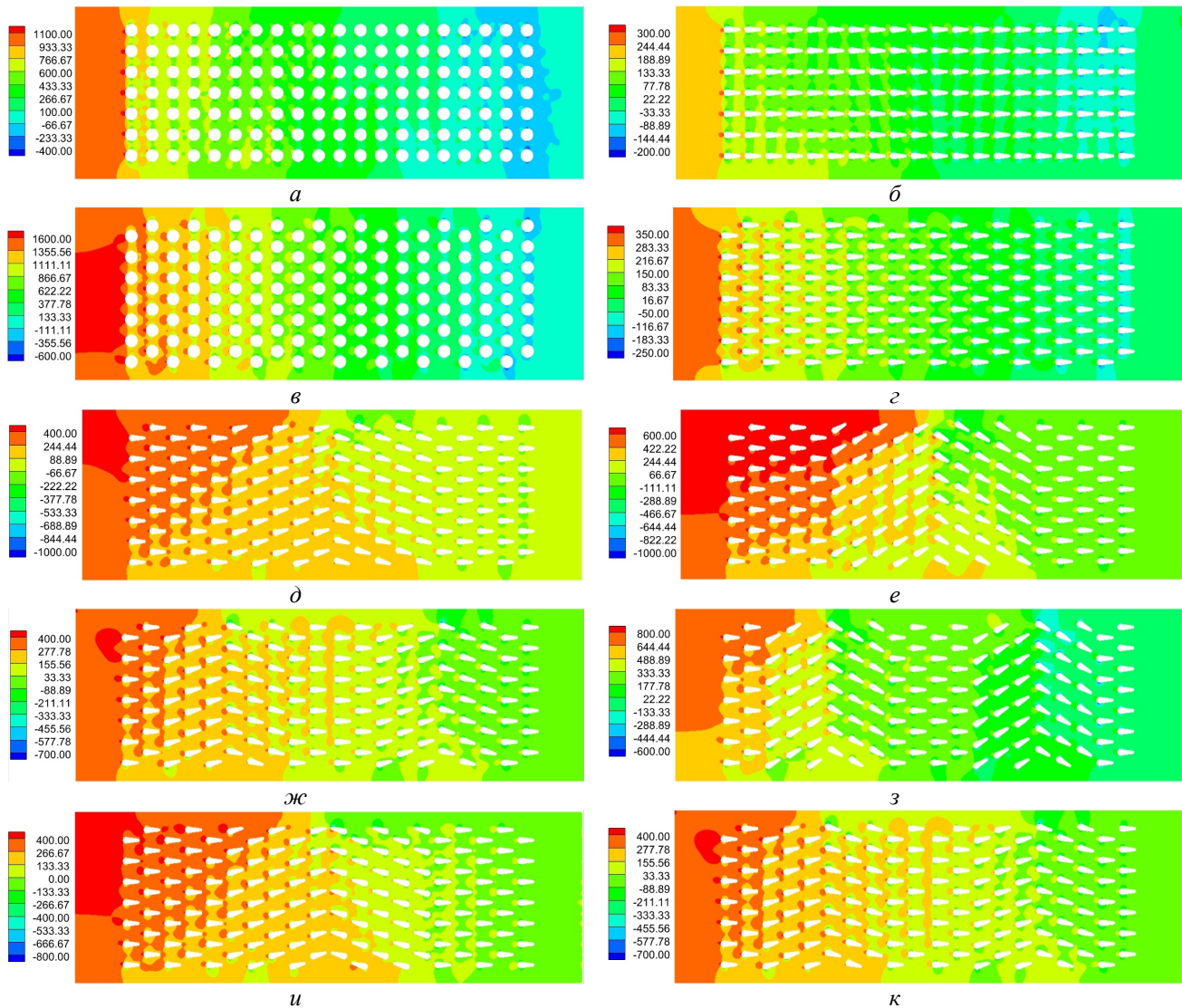


Рис. 8. Контуры статического давления для всех случаев при  $Re = 18,72 \times 10^3$ , Па: а – случай «1», б – случай «2», в – случай «3», г – случай «4», д – случай «5», е – случай «6», ж – случай «7», з – случай «8», и – случай «9», к – случай «10»

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 внешнего воздуха. Следовательно, турбулентный след сужается, и точка отрыва пограничного слоя движется вниз по течению, а коэффициент гидродинамического сопротивления уменьшается [12]. Значения коэффициента гидродинамического сопротивления коридорных (случай «2») и шахматных (случай «4») пучков труб каплевидной формы были примерно на 30,64–56,27 % и на 51,6–58,77 % меньше,

чем у коридорных (случай «1») и шахматных (случай «3») пучков круглых труб соответственно. Также результаты показали, что  $f$  пучка каплевидных труб с шахматным расположением на 15,0–18,77 % меньше по сравнению с коридорным.

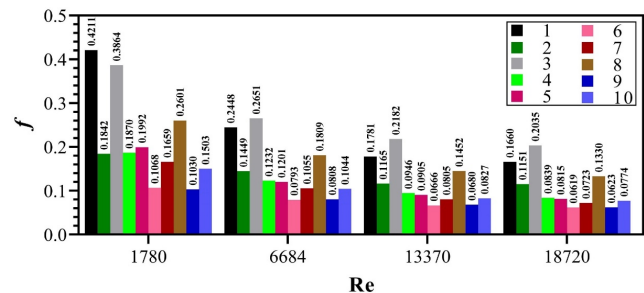


Рис. 8. Зависимость  $f = f(Re)$



Для пучка каплевидных труб самым высоким коэффициентом  $f$  обладает случай «8», так как он имеет наибольшее количество труб с большими углами. Случай «7» аналогичен случаю «8», но наклоненные трубы расположены под меньшими углами атаки и, таким образом, коэффициент гидродинамического сопротивления для случая «7» меньше.

Для случаев с ненулевым углом атаки поток воздуха проходит тормозящий – ускоряющий путь: дважды для случаев «7», «8», и один раз для случаев «5», «6». Однако  $f$  для случая «6» меньше и имеет самый низкий коэффициент гидродинамического сопротивления пучков каплевидных труб, в то время как коэффициент гидродинамического сопротивления в случае «5» больше по сравнению со случаем «7», потому что поток постепенно замедляется и направляется по тормозному пути к шестому ряду, а в случае «7» воздух движется по этому пути с большим импульсом к третьему ряду. На рис. 3 красная линия показывает путь потока между рядами труб для каждого из исследованных случаев.

Кроме того, при малых углах атаки поток, выходящий из каждого канала, образованного между двумя трубами в одном ряду  $Z_2$ , сталкивается с передней стенкой трубы в следующем ряду перед входом в новый канал, создавая большее препятствие потоку. Это видно по максимальным значениям давления в тормозном пути на рис. 8 и по красной линии на рис. 4.

Случай «9» отличается от случая «5» более быстрым движением потока, где вихри формируются на небольшой площади за широкой частью трубы (это видно из контура скорости, рис. 7,  $d, u$ ), однако в случае «5» поток сталкивается непосредственно с широкой частью трубы, поэтому на подветренной стороне образуются большие вихри. Таким образом,  $f$  меньше для случая «9».

Случай «10» аналогичен случаю «7», за исключением того, что постепенное увеличение наклона труб в каждом ряду  $Z_2$  приводит к увеличению сопротивления потоку при его прохождении через каждый канал, образованный между двумя трубами, расположенными в одном ряду  $Z_2$  (канал расширяется при наклоне трубы под большим углом атаки).

Для лучшего понимания структуры потока, то есть места и интенсивности вихреобразования внутри пучка труб, на рис. 9 и 10 представлены линии тока для исследованных случаев при  $Re = 18,72 \times 10^3$ . В случае пучка круглых

труб (случаи «1», «3») образуются две вихревые зоны в кормовой части каждой трубы. Размер этих вихрей больше по сравнению с пучками каплевидных труб. Для пучка каплевидных труб (случаи «2», «4–10») по мере увеличения наклона увеличивается размер вихрей, образующихся на подветренной стороне трубы, создавая большее препятствие потоку [15].

В табл. 2 показано процентное увеличение / уменьшение коэффициента гидродинамического сопротивления теплообменника  $\Delta_f$  для всех случаев по сравнению со случаем «8» (более высокое значение  $f$  для пучка каплевидных труб) при разных числах Рейнольдса.

**Таблица 2. Изменение коэффициента гидродинамического сопротивления пучка труб  $\Delta_f$  по сравнению со случаем «8», %**

Случай	$Re$			
	$1,78 \times 10^3$	$6,68 \times 10^3$	$13,37 \times 10^3$	$18,72 \times 10^3$
1	+61,92	+35,33	+22,73	+24,79
2	-29,19	-19,88	-19,76	-13,45
3	+48,57	+46,54	+50,32	+53,01
4	-28,11	-31,90	-34,82	-36,91
5	-23,42	-33,62	-37,64	-38,73
6	-58,95	-56,15	-54,10	-53,45
7	-36,22	-41,68	-44,54	-45,62
8	–	–	–	–
9	-60,41	-55,34	-53,14	-53,16
10	-42,20	-42,29	-43,01	-41,78

По сравнению со случаем «8» видно, что коэффициент гидродинамического сопротивления для случая «1» (при  $Re = 1,78 \times 10^3$ ) и случая «3» (при  $Re > 1,78 \times 10^3$ ) увеличен на 61,92 % и (46,54–53,01) % соответственно (выделены красным цветом в табл. 2). Наибольшее снижение коэффициента гидродинамического сопротивления теплообменника были у случаев «9» ( $Re = 1,78 \times 10^3$ ) и «6» ( $Re > 1,78 \times 10^3$  [ $\Delta_f(9) = -60,41$  %,  $\Delta_f(6) = -(56,15-53,45)$  %]) (выделены синим цветом в табл. 2).

Снижение гидродинамических потерь в значительной степени способствует повышению эффективности пучка труб [1]. Поэтому случай «6» можно считать наиболее энергоэффективным.

Формула коэффициента гидродинамического сопротивления для энергоэффективного пучка каплевидных труб (случай «6») на основе данных моделирования выглядит следующим образом:

$$f = 0,8821 Re_{D,max}^{-0,2352} \tag{6}$$

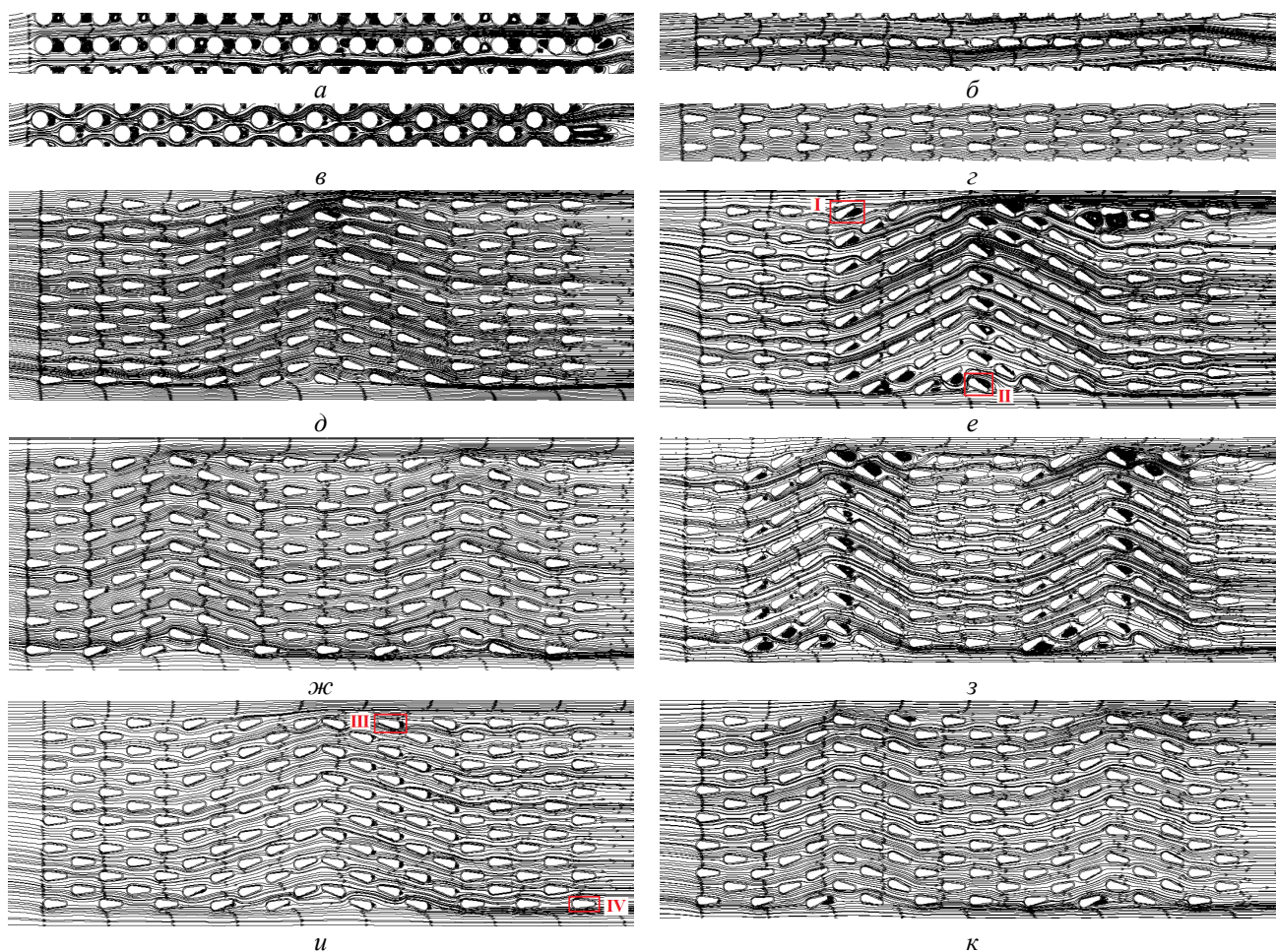


Рис. 9. Контуры скорости для всех случаев при  $Re = 18,72 \times 10^3$ , м/с: а – случай «1», б – случай «2», в – случай «3», г – случай «4», д – случай «5», е – случай «6», ж – случай «7», з – случай «8», и – случай «9», к – случай «10»

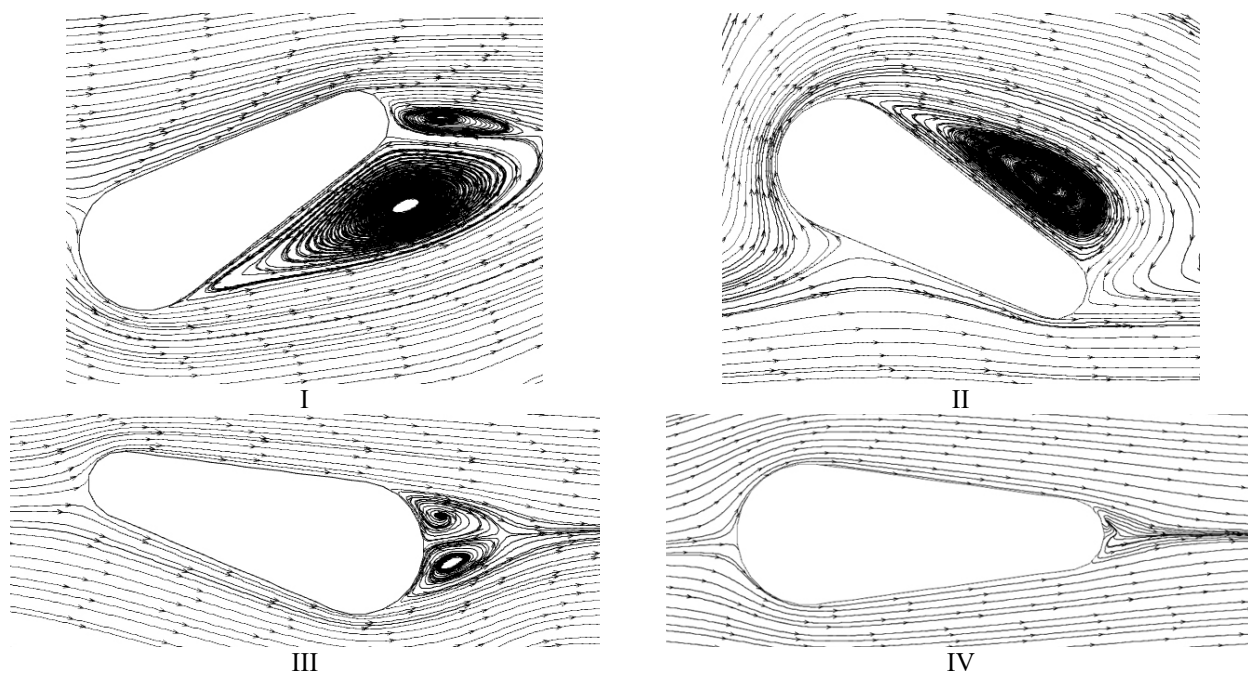


Рис. 10. Линии тока крупным планом: I – случай «6», 6-й ряд,  $\theta = 330^\circ$ ; II – случай «6», 11-й ряд,  $\theta = 30^\circ$ ; III – случай «9», 13-й ряд,  $\theta = 195^\circ$ ; IV – случай «9», 20-й ряд,  $\theta = 0^\circ$

Соотношение (6) применимо для  $1,78 \times 10^3 \leq Re \leq 18,72 \times 10^3$  ( $4,74 \times 10^3 \leq Re_{D,\max} \leq 48,26 \times 10^3$ ), где  $Re_{D,\max}$  – число Рейнольдса, рассчитанное по средней скорости потока в узком сечении [11, 12]. Максимальное отклонение предложенной корреляции составляет 0,48 %.

### Заключение

Численно исследованы характеристики гидродинамики шахматных и коридорных пучков труб круглой и каплевидной формы для  $1,78 \times 10^3 \leq Re \leq 1,87 \times 10^4$ . Было исследовано десять конфигураций пучков труб. Изменение угла атаки  $\theta$  достигалось поворотом всех каплевидных труб, находящихся в одном ряду, по часовой стрелке от  $0^\circ$  до  $360^\circ$ . Результаты исследования показали следующее.

1. Коэффициент гидродинамического сопротивления коридорных и шахматных пучков труб каплевидной формы на (30,64–56,27)% и (51,6–58,77)% меньше, чем у коридорных и шахматных пучков круглых труб соответственно.

2. Гидродинамическое сопротивление пучка каплевидных труб с шахматным расположением на (15,0–18,77)% меньше по сравнению с коридорным.

3. Постепенное увеличение наклона труб в каждом ряду в направлении основного потока приводит к увеличению гидродинамического сопротивления пучка труб.

4. Перспективная энергоэффективная компоновка пучка каплевидных труб представляет собой:  $\theta_{1-5} = 0^\circ$ ,  $\theta_{6-10} = 330^\circ$ ,  $\theta_{11-15} = 30^\circ$ ,  $\theta_{16-20} = 0^\circ$ .

### Список источников

1. Деб Р. Обобщение и анализ результатов последних исследований в области улучшения характеристик теплообмена и гидродинамики при поперечном обтекании гладких труб // Тепловые процессы в технике. 2021. Т. 13. № 2. С. 50–69.
2. Деб Р. Сравнительный анализ характеристик теплообмена и гидравлического сопротивления круглых и некруглых труб // Электрооборудование: эксплуатация и ремонт. 2021. Т. 201. № 3. С. 64–69.
3. Horvat A., Leskovar M., Mavko B. Comparison of heat transfer conditions in tube bundle cross-flow for different tube shapes // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2006. Vol. 49. No. 5–6. P. 1027–1038.
4. Borujerdi N., Lavasani A.M. Flow visualization around a non-circular tube // IJE Transactions B: Applications. 2006. Vol. 19. No. 1. P. 73–82.
5. Deeb R., Sidenkov D.V., Salokhin V.I. Numerical investigation of thermal-hydraulic performance of circular and non-circular tubes in cross-flow // Herald of the Bauman Moscow

- State Technical University, Series Natural Sciences. 2021. Vol. 95. No. 2. P. 102–117.
6. Sayed E.S.A., Emad Z.I., Osama M.M., Mohamed A.A. Effect of attack and cone angles on air flow characteristics for staggered wing shaped tubes bundle // Heat and Mass Transfer. 2015. Vol. 51. No. 51. P. 1001–1016.
7. Терех А.М., Руденко А.И., Жукова Ю.В. Аэродинамическое сопротивление и визуализация течения вокруг одиночных труб каплеобразной формы // Инженерно-физический журнал. 2013. Т. 86. № 2. С. 358–364.
8. Жукова Ю.В., Терех А.М., Руденко А.И. Конвективный теплообмен и аэродинамическое сопротивление двух расположенных бок о бок труб в узком канале при различных числах Рейнольдса // Доклады Национальной академии наук Беларуси. 2018. Т. 62. № 6. С. 756–762.
9. Bouris D., Konstantinidis E., Balabani S., Castiglia D., Bergeles G. Design of a novel, intensified heat exchanger for reduced fouling rates // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2005. Vol. 48. No. 18. P. 3817–3832.
10. Петров К.П. Аэродинамика тел простейших форм. Москва: Факториал, 1998. 432 с.
11. Деб Р. Прогнозирование характеристик теплообмена в однорядных и многорядных теплообменниках с шахматным расположением каплевидных труб // Тепловые процессы в технике. 2022. Т. 14. № 9. С. 411–421. DOI: 10.34759/tpt-2022-14-9-411-421
12. Деб Р. Гидродинамические характеристики однорядных и многорядных теплообменников с шахматным расположением каплевидных труб // Физико-химическая кинетика в газовой динамике. 2022. Т. 23. № 4. С. 54–71.
13. ANSYS Fluent Reference Guide. ANSYS. Inc. Release 16.0. 2015.
14. Жукаускас А.А. Конвективный перенос в теплообменниках. Москва: Наука, 1982. 472 с.
15. Деб Р. Влияние угла атаки на теплообменные и гидродинамические характеристики шахматного пучка труб каплевидной формы в поперечном обтекании // Доклады Академии наук высшей школы Российской Федерации. 2020. Т. 48. № 3. С. 21–36.

### References

1. Deeb R. Comparative analysis of the latest improvements in heat transfer and hydrodynamic characteristics of smooth tubes in cross flow. *Thermal processes in engineering*, 2021, vol. 13, no. 2, pp. 50–69.
2. Comparative analysis of heat transfer and hydraulic resistance characteristics of round and non-round pipes. *Electrical equipment: operation and repair*, 2021, vol. 201, no. 3, pp. 64–69.
3. Horvat A., Leskovar M., Mavko B. Comparison of heat transfer conditions in tube bundle cross-flow for different tube shapes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2006, vol. 49, no. 5-6, pp. 1027–1038.
4. Borujerdi N., Lavasani A.M. Flow visualization around a non-circular tube. *IJE Transactions B: Applications*, 2006, vol. 19, no. 1, pp. 73–82.
5. Deeb R., Sidenkov D.V., Salokhin V.I. Numerical investigation of thermal-hydraulic performance of circular and non-circular tubes in cross-flow. *Herald of the Bauman Moscow State Tech. Herald of the Bauman Moscow State Technical University, Series Natural Sciences*, 2021, vol. 95, no. 2, pp. 102–117.
6. Sayed E.S.A., Emad Z.I., Osama M.M., Mohamed A.A. Effect of attack and cone angles on air flow characteristics for

- staggered wing shaped tubes bundle. *Heat and Mass Transfer*, 2015, vol. 51, no. 51, pp. 1001–1016.
7. **Terekh A.M., Rudenko A.I., Zhukova Y.V.** Aerodynamic drag and flow visualization around single drop-shaped tubes. *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*, 2013, vol. 86, iss. 2, pp. 358–364.
  8. **Zhukova Y.V., Terekh A.M., Rudenko A.I.** Convective heat transfer and drag of two side-by-side tubes in the narrow channel at different Reynolds number. *Doklady of the National Academy of Sciences of Belarus*, 2018, vol. 62, iss. 6, pp. 756–762.
  9. **Bouris D., Konstantinidis E., Balabani S., Castiglia D., Bergeles G.** Design of a novel, intensified heat exchanger for reduced fouling rates. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2005, vol. 48, no. 18, pp. 3817–3832.
  10. **Petrov K.P.** Aerodynamics of the bodies of the simplest forms. Moscow, Factorial, 1998, 432 p.
  11. **Deeb R.** Prediction of Heat Transfer Characteristics of Single and Multi-Row Staggered Drop Tube Heat Exchangers. *Thermal processes in engineering*, 2022, vol. 14, no. 9, pp. 411–421. DOI: 10.34759/tpt-2022-14-9-411-421
  12. **Deeb R.** Hydrodynamic Characteristics of Single and Multi-Row Heat Exchangers Employing Staggered Drop-Shaped Tubes. *Physical-Chemical Kinetics in Gas Dynamics*, 2022, vol. 23, no. 4, pp. 54–71.
  13. ANSYS Fluent Reference Guide. ANSYS. Inc. Release 16.0. 2015.
  14. **Zukauskas A.A.** Konvektivnyi perenos v teploobmennikakh [Convective Transfer in Heat Exchangers]. Moscow, Nauka, 1982, 472 p.
  15. **Deeb R.** Effect of angle of attack on heat transfer and hydrodynamic characteristics for staggered drop-shaped tubes bundle in cross-flow. *Proceedings of the Russian higher school Academy of sciences*, 2020, vol. 48, no. 3, pp. 21–36.

Статья поступила в редакцию 27.03.2023; одобрена после рецензирования 21.04.2023; принята к публикации 02.05.2023

The article was submitted on 27.03.2023; approved after reviewing on 21.04.2023; accepted for publication on 02.05.2023