

The Effect of Angle-of-Attack on Heat Transfer Characteristics of a Single Drop-Shaped Tube

^{1,2}Deeb Rawad

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

²Damascus University, Damascus, Syria

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

Abstract

An experimental and numerical investigation has been conducted to clarify the effect of angle of attack on heat transfer characteristics around a single drop-shaped tube. The Reynolds number was varied from 21.8×10^3 to 42.3×10^3 . Twelve flow angles of attack ($\theta = 0^\circ \sim 50^\circ$ and $130^\circ \sim 180^\circ$) were considered. The results of the drop-shaped tube were compared with those of a circular tube having the same equivalent diameter. Three methods of thermal evaluation criteria were discussed. Correlations for the average Nusselt number and the effectiveness for the drop-shaped tube in terms of Reynolds number, Prandtl number, and the angle of attack were obtained. The results indicated that the drop-shaped tube at $\theta = 50^\circ$ enhances the heat transfer considerably. The best effectiveness values were achieved at $\theta = 0^\circ$, and 180° , which were about $8.16 \div 8.67$, and $6.43 \div 8.08$ times, respectively, greater than those obtained for the circular tube. The highest values of the area goodness factor were occurred at $\theta = 170^\circ$, which were higher than those obtained for the circular tube by about $437 \div 677\%$. In addition, the drop-shaped tube contributes greatly to energy conservation.

Key words: Drop-shaped tube, circular tube, angle of attack, heat transfer coefficient, Nusselt number, effectiveness, efficiency, area goodness factor, CFD.

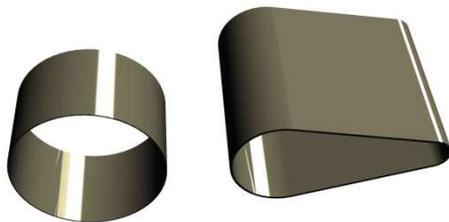


Fig. 1. Investigated tubes

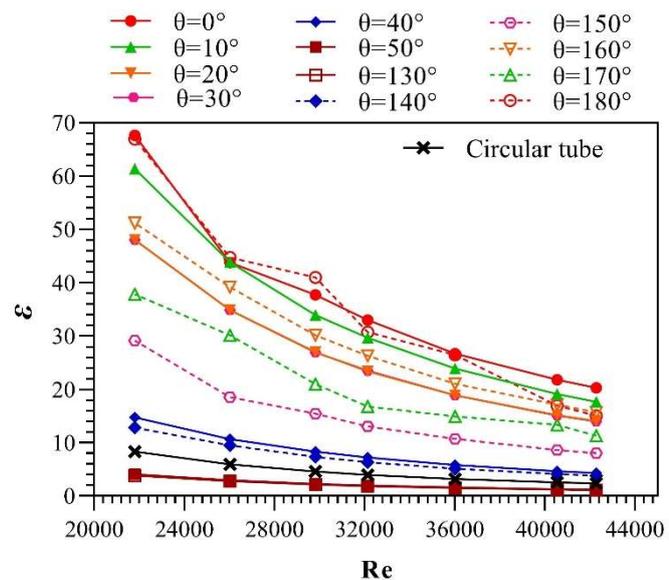


Fig. 2. Variation of the effectiveness versus the Reynolds number

УДК 536.24

Влияние угла атаки на характеристики теплообмена при обтекании одиночной каплевидной трубы

^{1,2}Дееб Равад¹Национальный исследовательский университет «МЭИ»,
Россия, Москва, 111250, Красноказарменная, 14²Университет Дамаска, Дамаск, Сирияe.rawad.deeb@yandex.com, DeebR@mpei.ru

Аннотация

В данной работе проводится экспериментальное и численное исследование теплообмена одиночных труб круглой и каплевидной формы. Работа выполнена в диапазоне чисел Рейнольдса $Re = (21.8 \sim 42.3) \times 10^3$ и для двенадцати углов атаки каплевидной трубы ($\theta = 0^\circ \sim 180^\circ$). Представлено распределение локального коэффициента теплоотдачи на поверхности трубы. Представлены три метода для оценки тепловых характеристик каплевидной трубы. Результаты настоящего исследования показывают, что каплевидная труба при $\theta = 50^\circ$ значительно улучшает теплоотдачу. Наилучшие значения теплогидродинамической эффективности были достигнуты при $\theta = 0^\circ$ и 180° (примерно в $8.16 \div 8.67$ и $6.43 \div 8.08$ раз, соответственно, больше, чем для круглой трубы). Наибольшие значения компактности были получены при $\theta = 170^\circ$ (выше, чем полученные для круглой трубы примерно на $437 \div 677\%$). Получены уравнения для расчета среднего числа Нуссельта и теплогидродинамической эффективности, для каплевидных труб, в зависимости от чисел Рейнольдса и угла атаки.

Ключевые слова: каплевидная труба, круглая труба, угол атаки, коэффициент теплоотдачи, число Нуссельта, эффективность, компактность, численное исследование.

1. Введение

В результате растущего спроса на энергию во всех сферах человеческой деятельности необходимо её рациональное использование. Основным шагом для достижения этой цели является использование теплообменников, обладающих высокой теплогидродинамической эффективностью и низкими массогабаритными характеристиками. Повышение теплоотдачи в теплообменном оборудовании сопровождается увеличением гидродинамических потерь, и, следовательно, увеличением затрат на перекачку жидкости. Ввиду этого, исследователи в основном сосредоточены на разработке методов интенсификации теплообмена, которые дают максимальную теплоотдачу при минимальном падении давления. Примером являются разработки теплообменников с несколькими модификациями поверхностей теплообмена [1, 2], а также с применением вихревых генераторов [3, 4].

Поперечное обтекание труб некруглого сечения также представлены в многочисленных научных трудах. В [5] численно исследованы характеристики теплообмена линзовидных и эллиптических цилиндров с разным относительным удлинением профиля $\varepsilon = 0.3, 0.5$ и 0.8 . Авторы установили, что среднее число Нуссельта для цилиндров с $\varepsilon = 0.5, 0.3$ на $15 \div 35\%$ ниже, чем у круглого. В работах [6, 7] были предложены трубчатые поверхности теплообмена с вол-

нистыми стенками. Трубы состоят из участков конфузоров и диффузоров, которые изготавливаются путём накатки специальными роликами. Теплообмен в теплообменных аппаратах, выполненных с использованием труб с волнистыми стенками, увеличивается в 1.5 раза, по сравнению с аппаратами, выполненных с использованием обычных труб. В статье [8] численно исследовали теплообмен потока, обтекающего трапециевидное тело. Авторы сообщают, что при обтекании трубы трапециевидного сечения с большей стороны теплоотдачи увеличатся на 146 %. Авторы статьи [9] экспериментально и численно исследовали характеристики теплообмена одиночных труб яйцевидного и круглого сечения при поперечном обтекании воздухом. Трубы имеют относительное удлинение профиля $\varepsilon = 1, 1.5, 2, 3, 4$. Было показано, что при увеличении ε , интенсивность теплообмена возрастала для выбранных значений ε . Авторы предложили зависимости, позволяющие определить среднее по всей поверхности теплообмена число Нуссельта Nu для одиночных труб. В [10] численно исследовали характеристики теплообмена кулачкового цилиндра для двух чисел Рейнольдса $Re = 100$ и 200 . Относительное соотношение малого D_1/D_{eq} и большого D_2/D_{eq} диаметра составляло $0.2 \div 0.84$ и $0.5 \div 0.9$, соответственно. Эквивалентный диаметр кулачкового цилиндра D_{eq} является постоянным. Результаты показали, что среднее число Нуссельта увеличивается с увеличением Re и уменьшается с уменьшением D_2/D_{eq} . Изменение числа Нуссельта почти не заметно при малых D_1/D_{eq} .

В работах [11–14] приведены результаты экспериментального исследования теплообмена шахматных пучков труб некруглого сечения в диапазоне $Re = 3 \times 10^3 \sim 30 \times 10^3$ и различных продольных и поперечных шагов. Было показано, что уменьшение продольного шага приводит к росту интенсивности теплообмена лишь на $12 \div 13$ %. Авторы научной работы [15] провели численное и экспериментальное исследование конвективного теплообмена и аэродинамического сопротивления шахматного пучка труб каплевидной формы с нулевым углом атаки в диапазоне чисел Рейнольдса от 1850 до 9700. Результаты их исследования показали, что теплогидродинамическая эффективность пучка каплевидных труб примерно в $2.3 \sim 1.9$ и $1.4 \sim 1.7$ раза больше, чем пучка труб круглого и эллиптического сечения, соответственно. Авторы работ [16–22] численно исследовали гидродинамику и теплообмен пучка каплевидных труб различной конфигурации. Их результаты показали, что аэродинамическое сопротивление пучков каплеобразных труб меньше, чем круглых при углах атаки $\theta = 0^\circ, 180^\circ$. Также они пришли к выводу, что увеличение скорости набегающего потока и/или продольного шага приводит к увеличению числа Нуссельта. В работе [23] проведено численное моделирование теплообмена и аэродинамического сопротивления одиночных труб каплевидного и круглого сечения при поперечном обтекании воздухом. Теплогидродинамическая эффективность каплевидной трубы с относительным удлинением профиля $\varepsilon = 4$ примерно в $11.5 \sim 20.2$ раза больше, чем для одиночной круглой трубы. Автор статьи [24] экспериментально и численно исследовал аэродинамическое сопротивление одиночных труб круглой и каплевидной формы. Работа выполнена в диапазоне чисел Рейнольдса $Re = (13.2 \sim 30.4) \times 10^3$ и для двенадцати углов атаки каплевидной трубы ($\theta = 0^\circ \sim 180^\circ$). Было найдено, что коэффициенты продольной и нормальной силы гидродинамического сопротивления увеличиваются с увеличением угла атаки и/или числа Рейнольдса, также, наименьшие значения коэффициента аэродинамического сопротивления были достигнуты при $\theta = 50^\circ$ и $Re \leq 15100$, $\theta = 150^\circ$ и $15100 < Re < 20300$ и $\theta = 170^\circ$ и $Re \geq 20300$.

Из обзора литературы следует, что влияние угла атаки на характеристики теплообмена при поперечном обтекании одиночной каплевидной трубы пока не изучено. Поэтому, предметом настоящей работы является экспериментальное и численное исследование локальных и средних характеристик теплообмена одиночной трубы каплевидной формы при поперечном обтекании в диапазоне изменения чисел Рейнольдса $Re = (21.8 \sim 42.3) \times 10^3$ для угла атаки $\theta = 0^\circ \sim 180^\circ$.

В данной работе используются те же канал и трубы, что и в ранее опубликованной статье [24], но с нагревом труб до 60° С и для $Re = (21.8 \sim 42.3) \times 10^3$, поскольку в предыдущей работе теплообмен не учитывался.

2. Экспериментальная установка и методика исследований

Экспериментальная установка представляет собой аэродинамическую трубу разомкнутого типа квадратного поперечного сечения со стороной 80 мм и длиной 232 мм (рис. 1). Основной частью установки является исследуемая труба «1», установленная в канале «2», через который вентилятором «4» прокачивается воздух. Изменение расхода воздуха и, следовательно, скорости обтекания трубы осуществляется регулируемой диафрагмой «5». Исследуемая трубка подключается к электрической цепи и нагревается электронагревателем «18». Из-за отсутствия каплевидного электрического нагревателя в лаборатории, круглый электрический нагреватель с диаметром, равным большему диаметру каплевидной трубы, был использован для валидации численной модели, использованной в этом исследовании. Электрический нагреватель обеспечивает равномерный тепловой поток к внешней поверхности большего диаметра каплевидной трубы. Тепловой поток регулируется трансформатором тока и напряжения «7, 9» и измеряется амперметром «8» и вольтметром «10». Фиксированное значение электрической мощности и теплового потока на поверхности трубы устанавливалось путем управления электрической цепью.

Динамическое давление измеряется в узком сечении потока с помощью трубки полного напора (трубки Пито «14») и отбора статического давления «15» с помощью цифрового дифференциального манометра (типа НТ-1890). Перепад давления в канале ΔP определялся с помощью того же дифференциального манометра НТ-1890, подключенного к штуцерам на входе и выходе канала «17». Температура поверхности труб измеряются путем подключения пяти хромель-алюмелевых термопар «16» (тип К, диаметр проволоки 0.08 мм) на внешней поверхности труб. Расположение термопар на поверхности трубы показано на рис. 2. Сигналы от термопар передаются на компьютер «13» через модуль ввода-вывода «12» для подключения термопар USB-4718. Каплевидные трубы как показано на рис. 3 [24].

Число Рейнольдса рассчитывалось по соотношению

$$Re = \frac{\rho u D_{\text{эк}}}{\mu} \quad (1)$$

Средняя скорость потока в узком сечении рабочего участка и определяется как

$$U_{\text{ср}} = \sqrt{\frac{2\Delta P_{\text{Д}}}{\rho}}, \quad (2)$$

где ρ – плотность воздуха.

Плотность теплового потока определялась из соотношения

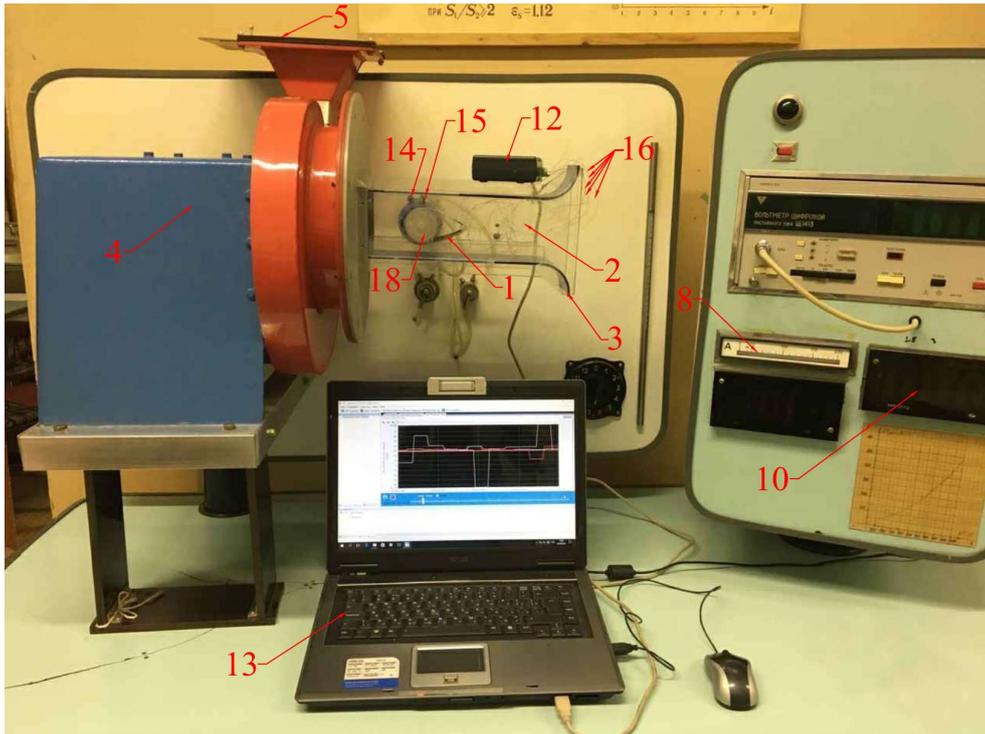
$$q = \frac{IU}{\pi D_{\text{эк}} l}, \quad (3)$$

где I – сила тока; U – напряжение; l – длина трубы.

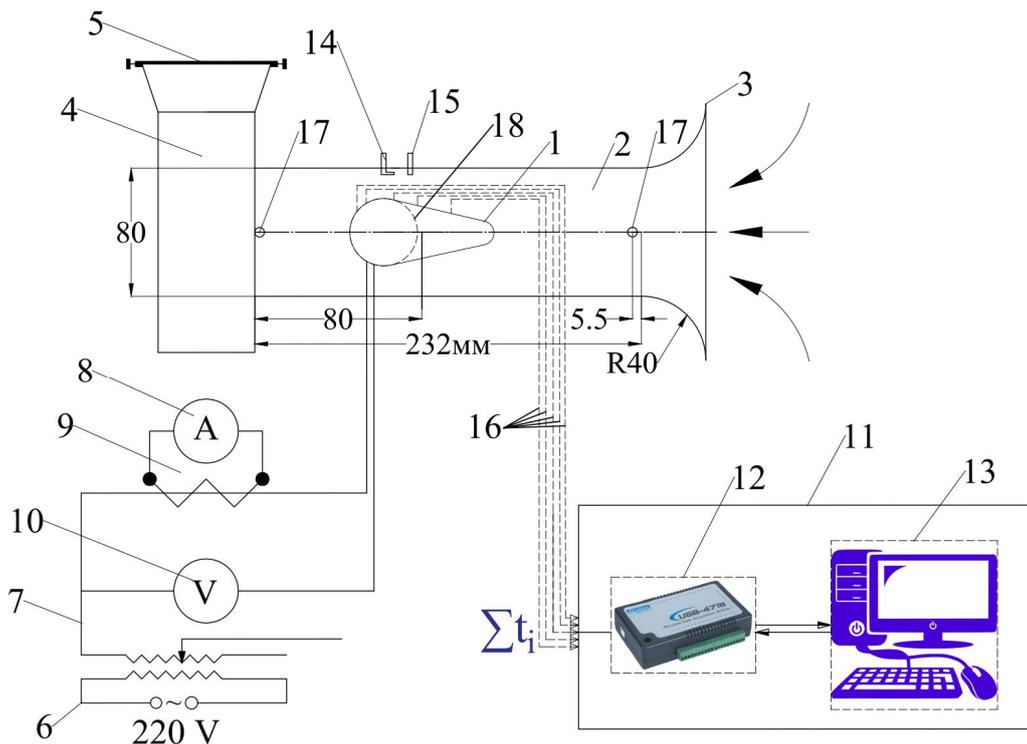
Локальный коэффициент теплоотдачи рассчитывалось по формуле

$$\alpha_{\text{лок}} = \alpha_x = \frac{q}{t_x - t_{\text{ж}}}, \quad (4)$$

где Δt_x – локальное значение температурного напора.



a



б

Рис. 1. Реальное изображение экспериментальной установки (а), Схема экспериментальной установки (б): исследуемая труба (1); рабочий участок (2), сопло (3); вентилятор (4); регулируемая диафрагма (5); регулятор напряжения (6); силовой трансформатор (7); амперметра (8); трансформатор тока (9); цифровой вольтметр (10); информационно измерительная система (11); аналого-цифровой преобразователь «USB-4718» (12); переносной компьютер (13); трубка Пито (14); отбор статического давления (15); термопары (16); места отборов статического давления (17); электрический нагреватель (18)

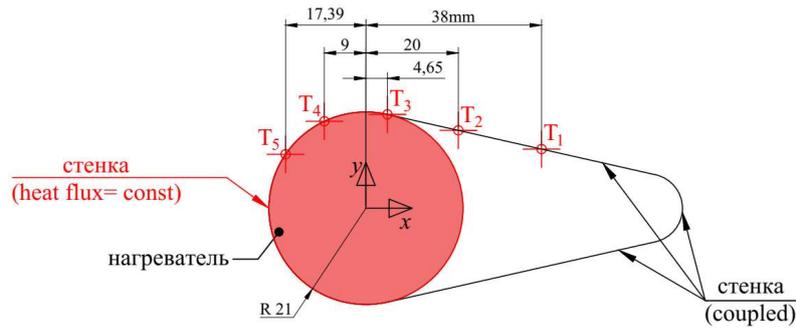


Рис. 2. Расположение термопар по периметру трубы

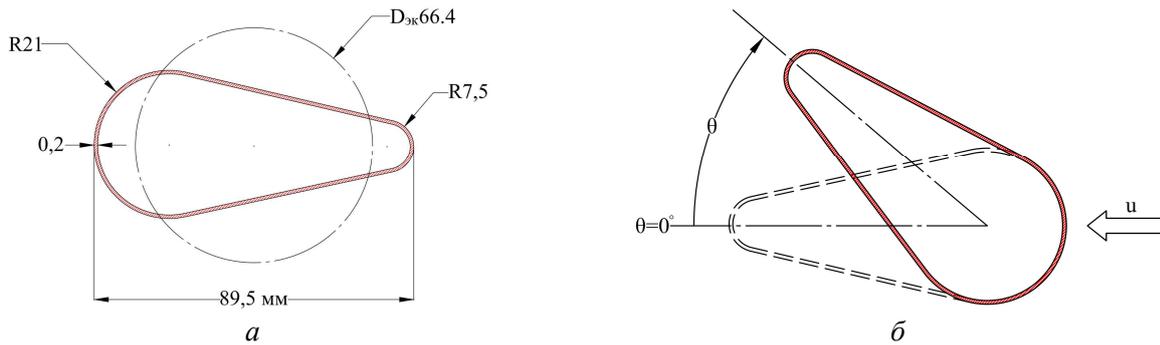


Рис. 3. Объект исследования: поперечное сечение каплевидной трубы (а), изменение угла атаки (б)

Средний коэффициент теплоотдачи рассчитывался по формуле

$$\alpha_{\text{ср}} = \frac{q}{t_{\text{ст}} - t_{\text{ж}}}, \quad (5)$$

где $t_{\text{ж}}$ – температура набегающего потока; t_x – локальная температура поверхности трубы в месте расположения термопар (см. рис. 2 и формулу (4)); $t_{\text{ст}}$ – средняя температура поверхности трубы.

Среднее число Нуссельта можно записать следующим образом:

$$\text{Nu}_{\text{ср}} = \frac{\alpha_{\text{ср}} D_{\text{эк}}}{\lambda} \quad (6)$$

Коэффициент давления определяется уравнением

$$C_{P,i} = \frac{P_i - P}{0.5 \rho u^2}, \quad (7)$$

где P_i – местное статическое давление; P – давление на входе в канал.

Общая теплогидродинамическая эффективность определяется по [25]

$$\varepsilon = \frac{\rho c_p (T_{\text{вх}} - T_{\text{вых}})}{\Delta P}, \quad (8)$$

где c_p – удельная тепло емкость воздуха при постоянном давлении; $T_{\text{вых}}$ – температура воздуха на выходе.

Теплогидродинамическая эффективность каплевидных труб можно записать следующим образом [26]:

$$\eta = \frac{\text{Nu}_{\text{ср,капл.}} / \text{Nu}_{\text{ср,кругл.}}}{f_{\text{капл.}} / f_{\text{кругл.}}}, \quad (9)$$

где $f = \frac{2\Delta P}{\rho U_{cp}^2}$ – аэродинамическое сопротивление исследуемых труб.

Компактность теплообменника определяется по [27]

$$A_{GF} = \sigma^2 \frac{j}{f} = \left(\frac{A_{ff}}{A_{fr}} \right) \left(\frac{Nu}{Re Pr^{1/3}} \right) \left(\frac{\rho U_{cp}^2}{2\Delta P} \right), \quad (10)$$

где σ – отношение площади свободного потока A_{ff} к площади лобовой поверхности A_{fr} (проекция трубы на линию, перпендикулярную оси канала); j – коэффициент Колберна.

3. Численное исследование

3.1. Постановка задачи и граничные условия

Двумерное численное исследование аэродинамического сопротивления труб каплевидного сечения проводилось с использованием программного пакета ANSYS Fluent [28] с учетом возможной турбулизации потока и без учета теплообмена излучением. Поток воздуха считается несжимаемым, поскольку максимальное число Маха, достигаемое потоком, составляет 0.035. Система дифференциальных уравнений сохранения включает в себя уравнение неразрывности, две проекции уравнения движения, уравнение энергии

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho U_i) = 0, \quad (11)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_i U_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j}, \quad (12)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i} [U_i (\rho E + p)] = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\lambda_{\Sigma} \frac{\partial T}{\partial x_i} \right), \quad (13)$$

где i – индекс 1 и 2; U – скорость воздуха; P – давление воздуха; τ_{ij} – тензор вязких напряжений; λ_{Σ} – эффективный коэффициент теплопроводности среды; T – температура воздуха.

Для замыкания осредненной по Рейнольдсу системы уравнений Навье – Стокса при моделировании течений воздуха численным методом, применялась двухпараметрическая модель турбулентности $k-\omega$ [28]. Теплофизические свойства рассчитываются по средней температуре набегающего потока. Граничные условия, заданные в ANSYS Fluent показаны на рис. 4. Прерывание счета при достижении уравнения погрешностей 10^{-7} .

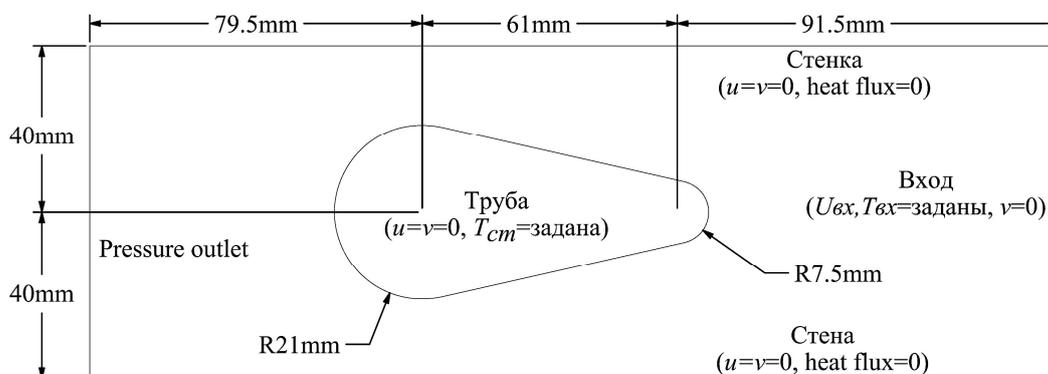


Рис. 4. Расчетная область с граничными условиями

В качестве внешнего теплоносителя, обтекающего пучок, рассматривался поток воздуха со скоростью на входе в канал $u = 6.3 \sim 12.22$ м/с, что соответствует числам Рейнольдса $Re = 21.8 \times 10^3 \sim 42.3 \times 10^3$, при температуре 21.5°C и атмосферном давлении. Средняя температура стенки 60°C.

3.2. Расчетная сетка

Расчетная сетка показана на рис. 5 [24]. Качество сетки 0.969 сохраняется на протяжении всего моделирования.

Чувствительность результатов моделирования существенно зависит от количества и качества узлов расчетной сетки. Плотность сетки увеличивалась до тех пор, пока не было получено сеточно-независимое решение. Поэтому, в данной работе, с целью получения оптимального решения поставленной задачи количество узлов варьировалось от 7512 до 66855 (рис. 6). Сетка из 32815 узлов обеспечивает сеточно-независимое решение. Следовательно, в этой работе рассматривается сетка с данными параметрами.

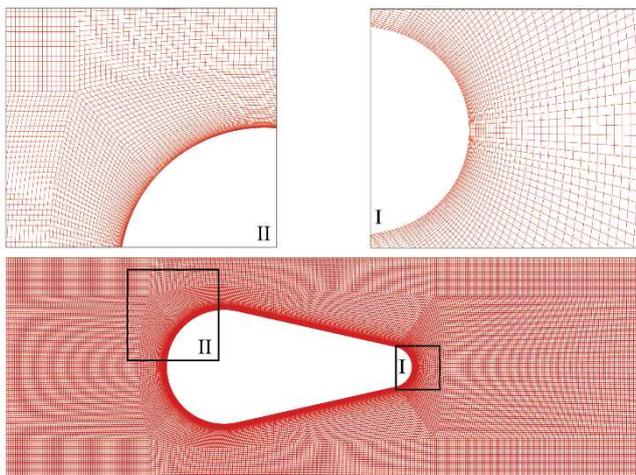


Рис. 5. Расчетная сетка

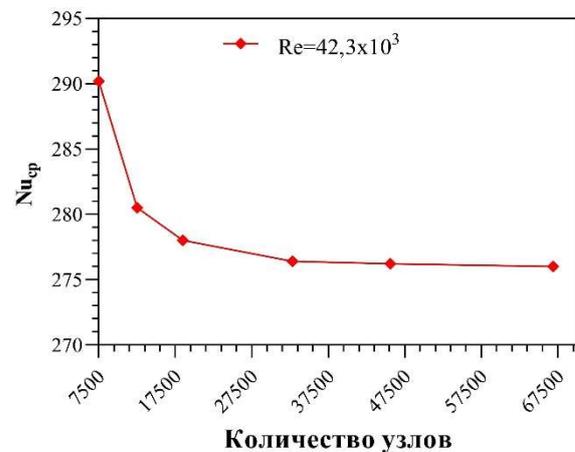


Рис. 6. Анализ чувствительности сетки для каплевидной трубы при $\theta = 180^\circ$

3.3. Валидация численной модели

Модель турбулентности $k-\omega$ является наиболее подходящей моделью для моделирования одиночных каплевидных труб [24]. В [9] было показано, что валидация численной модели некруглых труб может быть выполнена путем замены этих труб круглыми трубками того же эквивалентного диаметра. Следовательно, валидация разработанной численной модели теплообмена круглой трубы $D_{эк} = 66.4$ мм производилась путем сравнения с экспериментальными результатами, полученными Жукаускасом [29] в том же диапазоне значений числа Рейнольдса и при тех же рабочих условиях, упомянутых в разделе 3.1 (рис. 7). Максимальная погрешность между экспериментальными результатами и результатами моделирования составляет $\approx 2.33\%$.

Кроме того, валидация численной модели $k-\omega$ была выполнена путем сравнения численных результатов с экспериментальными данными, полученными в лаборатории. Число Рейнольдса варьировалось от 30.3×10^3 до 44.4×10^3 , температура воздуха на входе в канал составляла 23°C. На поверхность большего диаметра каплевидной трубы подавался постоянный тепловой поток 275 Вт/м². Граничные условия здесь были аналогичны тем, что показано на рис. 4, за счет замены условия « $T_{cm} = \text{задана}$ » на поверхности трубы условиями, показанными на рис. 2. В табл. 1 предоставлены локальные коэффициенты теплоотдачи в местах расположения термпар (см. рис. 2) и также перепад давления в рабочем участке при различных значениях Re для каплевидной трубы при $\theta = 180^\circ$ и 170° . Максимальная погрешность составляет $\approx 5.65\%$, что свидетельствует об адекватности модели и метода моделирования, использованных для одиночных каплевидных труб.

Таблица 1

Валидация турбулентной модели $k-\omega$, используемой для одиночной каплевидной трубы

$\theta = 180^\circ$							
Режим (1): $Re = 20.3 \times 10^3$				Режим (2): $Re = 35.2 \times 10^3$			
	Эксп.	Ansys	$\Delta, \pm\%$		Эксп.	Ansys	$\Delta, \pm\%$
α_1	112.24	109.30	2.62	α_1	152.19	157.23	3.32
α_2	491.07	480.77	2.10	α_2	662.65	684.08	3.23
α_3	220.00	225.23	2.38	α_3	134.15	136.41	1.69
α_4	39.87	41.18	3.28	α_4	48.42	49.71	2.66
α_5	23.54	24.01	1.96	α_5	36.57	37.66	2.97
ΔP	80	77.81	2.74	ΔP	210	220.07	4.79
Режим (3): $Re = 41.2 \times 10^3$				Режим (4): $Re = 42 \times 10^3$			
	Эксп.	Ansys	$\Delta, \pm\%$		Эксп.	Ansys	$\Delta, \pm\%$
α_1	790.23	774.65	1.97	α_1	189.66	185.81	2.03
α_2	185.81	182.36	1.86	α_2	808.82	787.97	2.58
α_3	157.14	155.37	1.13	α_3	162.34	157.59	2.92
α_4	47.19	48.53	2.84	α_4	50.76	49.51	2.45
α_5	33.95	32.86	3.21	α_5	34.27	33.05	3.56
ΔP	275	287.73	4.63	ΔP	280	295.83	5.65
$\theta = 170^\circ$							
Режим (1): $Re = 20.3 \times 10^3$				Режим (2): $Re = 23.9 \times 10^3$			
	Эксп.	Ansys	$\Delta, \pm\%$		Эксп.	Ansys	$\Delta, \pm\%$
α_1	405.01	417.93	3.19	α_1	491.07	499.09	1.63
α_2	119.05	117.42	1.37	α_2	137.84	134.02	2.78
α_3	88.57	90.02	1.64	α_3	102.23	106.30	3.98
α_4	70.68	67.88	3.95	α_4	108.35	112.02	3.38
α_5	44.72	45.88	2.60	α_5	72.20	70.40	2.48
ΔP	55	56.99	3.62	ΔP	75	71.75	4.34
Режим (3): $Re = 32.5 \times 10^3$				Режим (4): $Re = 44.4 \times 10^3$			
	Эксп.	Ansys	$\Delta, \pm\%$		Эксп.	Ansys	$\Delta, \pm\%$
α_1	689.22	710.59	3.10	α_1	898.69	922.82	2.68
α_2	184.56	179.62	2.68	α_2	222.67	231.48	3.96
α_3	156.25	150.93	3.40	α_3	192.31	185.19	3.70
α_4	110.44	106.22	3.82	α_4	133.75	128.15	4.19
α_5	113.97	112.20	1.55	α_5	898.69	922.82	2.68
ΔP	135	130.56	3.29	ΔP	255	242.56	4.88

где эксп. – эксперимент; Δ – погрешность, %; ΔP – перепад давления, Па; α_i – локальный коэффициент теплоотдачи, $Вт/м^2К^{-1}$; i – указывает номер термопары.

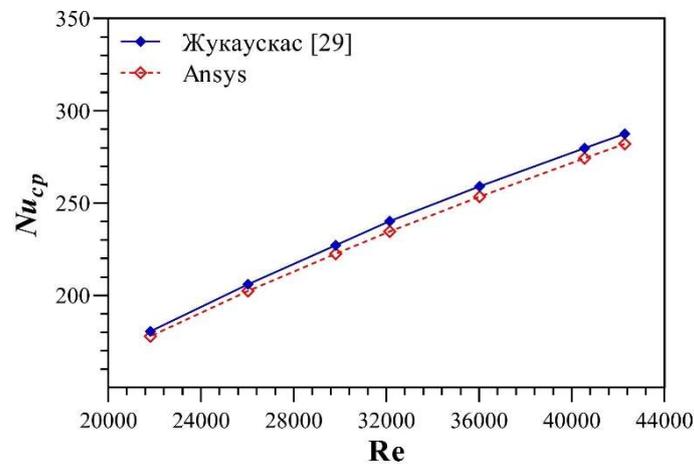


Рис. 7. Сравнение среднего числа Нуссельта настоящих численных результатов и эмпирической корреляции Жукаускаса [29]

4. Результаты исследований и их обсуждение

4.1. Линии тока

Рисунок 8 иллюстрирует линии тока при обтекании исследуемых круглой и каплевидной труб при $Re = 21.8 \times 10^3$ и $Re = 42.3 \times 10^3$. При обтекании трубы круглого сечения образуются две вихревые зоны в кормовой части трубы (рис. 8, *а, б*). По мере увеличения числа Рейнольдса Re с 21.8×10^3 до 42.3×10^3 увеличивается перемешивание жидкости в кормовой части трубы. При обтекании лобовой части трубы по направлению потока, давление уменьшается, а скорость увеличивается, что помогает воздуху продолжать движение по поверхности трубы.

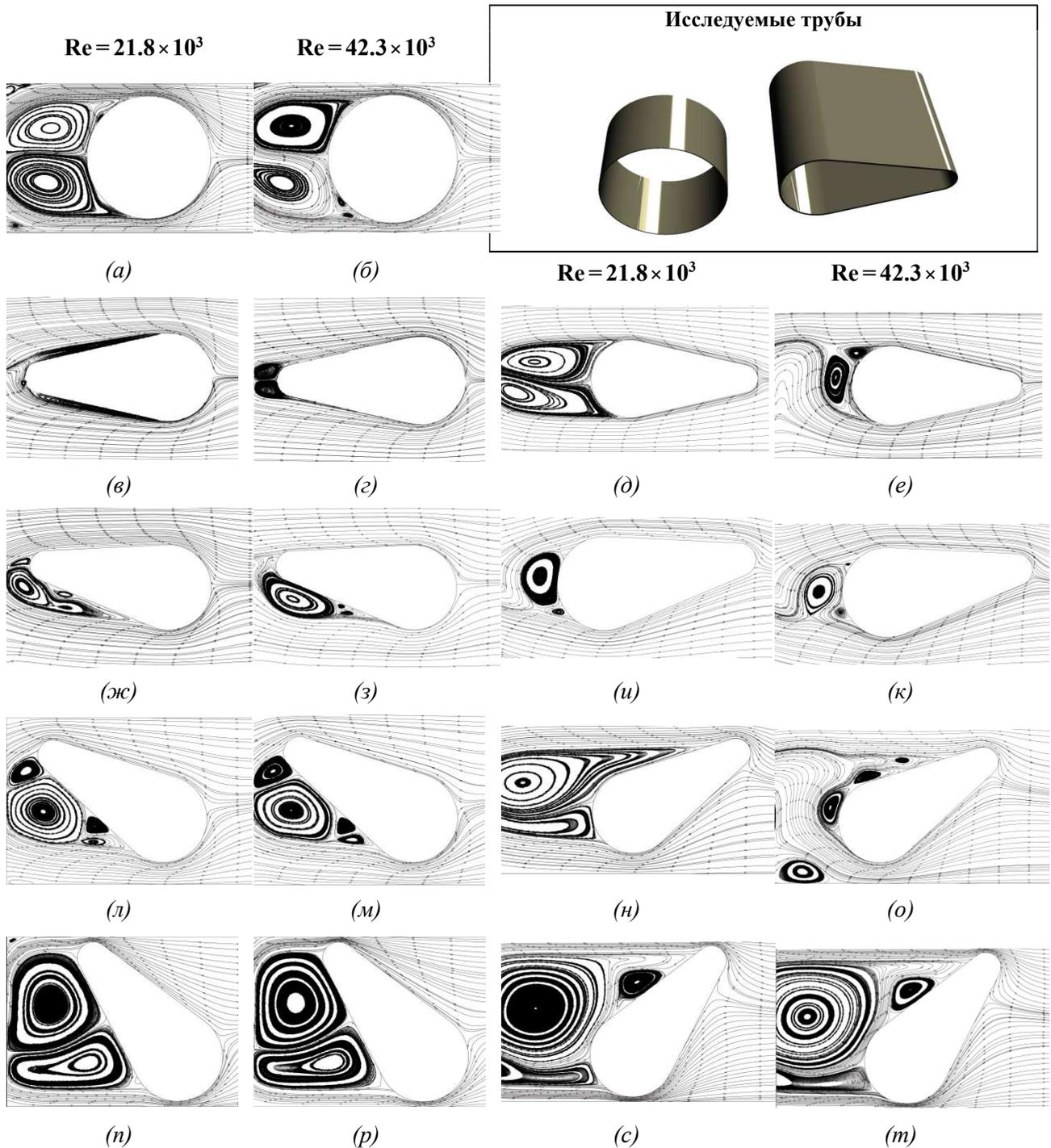


Рис. 8. Линии тока: труба круглого сечения (*а, б*); труба каплевидного сечения: $\theta = 0^\circ$ (*в, г*); $\theta = 180^\circ$ (*д, е*); $\theta = 10^\circ$ (*ж, з*); $\theta = 170^\circ$ (*и, к*); $\theta = 30^\circ$ (*л, м*); $\theta = 150^\circ$ (*н, о*); $\theta = 50^\circ$ (*п, р*); $\theta = 130^\circ$ (*с, т*)

При обтекании трубы каплевидного сечения при угле атаки $\theta=0^\circ$ (рис. 8, в), при $Re = 14029$ есть три отрывные зоны: две на боковых поверхностях и одна в кормовой части трубы. Отрыв пограничного слоя от поверхности обусловлен силами трения, изменением давления и скорости между передней и задней поверхностями трубы. С увеличением числа Re до 42.3×10^3 вихревые зоны на боковых поверхностях трубы исчезают, а существуют только на ее задней поверхности (рис. 8, г). Это связано с тем, что при высоких значениях скорости кинетическая энергия потока внутри пограничного слоя возрастает, что позволяет сместиться точке отрыва дальше вниз по потоку.

Для случая каплевидной трубы при $\theta=180^\circ$ (рис. 8, д, е) на прямых боковых участках трубы отсутствуют вихревые зоны. Обтекание кормовой части практически не отличается от обтекания круглой трубы.

При $Re = 14029$ наклон каплевидной трубы на небольшой угол $\theta=10^\circ$ (рис. 8, ж) замедляет движение воздушного потока по поверхности трубы и вихри образуются только на нижних боковых поверхностях труб. По мере увеличения числа Рейнольдса до 42.3×10^3 вихри сдвигаются дальше вниз по потоку и их размеры растут (рис. 8, з).

При обтекании каплевидной трубы при $\theta=170^\circ$ боковые участки приводят к ускорению воздушного потока по мере его продвижения вдоль трубы (рис. 8, и, к). В этом случае вихревые зоны возникают за большим диаметром труб и их размеры меньше, чем при наклоне трубы на $\theta=10^\circ$.

Существенное влияние на параметры обтекания каплевидной трубы оказывает загромождение ее проходного сечения канала при наклоне трубы на $10^\circ < \theta < 170^\circ$ так как размер вихрей, образующихся на подветренной стороне трубы, увеличивается с увеличением коэффициента загромождения k_q (рис. 8, л-т). В этом случае увеличение числа Рейнольдса с 21.8×10^3 до 42.3×10^3 не оказывает заметного влияния на характер течения за трубкой. Значения коэффициента загромождения канала предоставлены в табл. 2 и определяются как отношение размера проекции трубы на линию, перпендикулярную оси трубы к высоте входного сечения канала.

Таблица 2

Коэффициент загромождения канала k_q

Круглая труба	Каплевидная труба					
	0°/180°	10°/170°	20°/160	30°/150°	40°/140°	50°/130°
0.83	0.525	0.525	0.617	0.738	0.8465	0.94

4.2. Контуры температуры

Рисунок 9 показывает контуры температуры исследуемых круглой и каплевидной труб при $Re = 21.8 \times 10^3$ и $Re = 42.3 \times 10^3$. Для всех труб максимальная температура 60°C наблюдается на поверхности труб (граничное условие). При $Re = 21.8 \times 10^3$ тепловой пограничный слой толще, чем при $Re = 42.3 \times 10^3$. Это связано с отрывом пограничного слоя от поверхности труб. Таким образом, более высокое Re должно способствовать дальнейшему улучшению теплообмена. Более того, для труб каплевидной формы видно, что чем больше наклон трубы, тем больше площадь нагретого воздуха за трубкой. Поэтому предполагается, что среднее число Нуссельта при $\theta = 50^\circ$ и 130° больше, чем при других углах атаки.

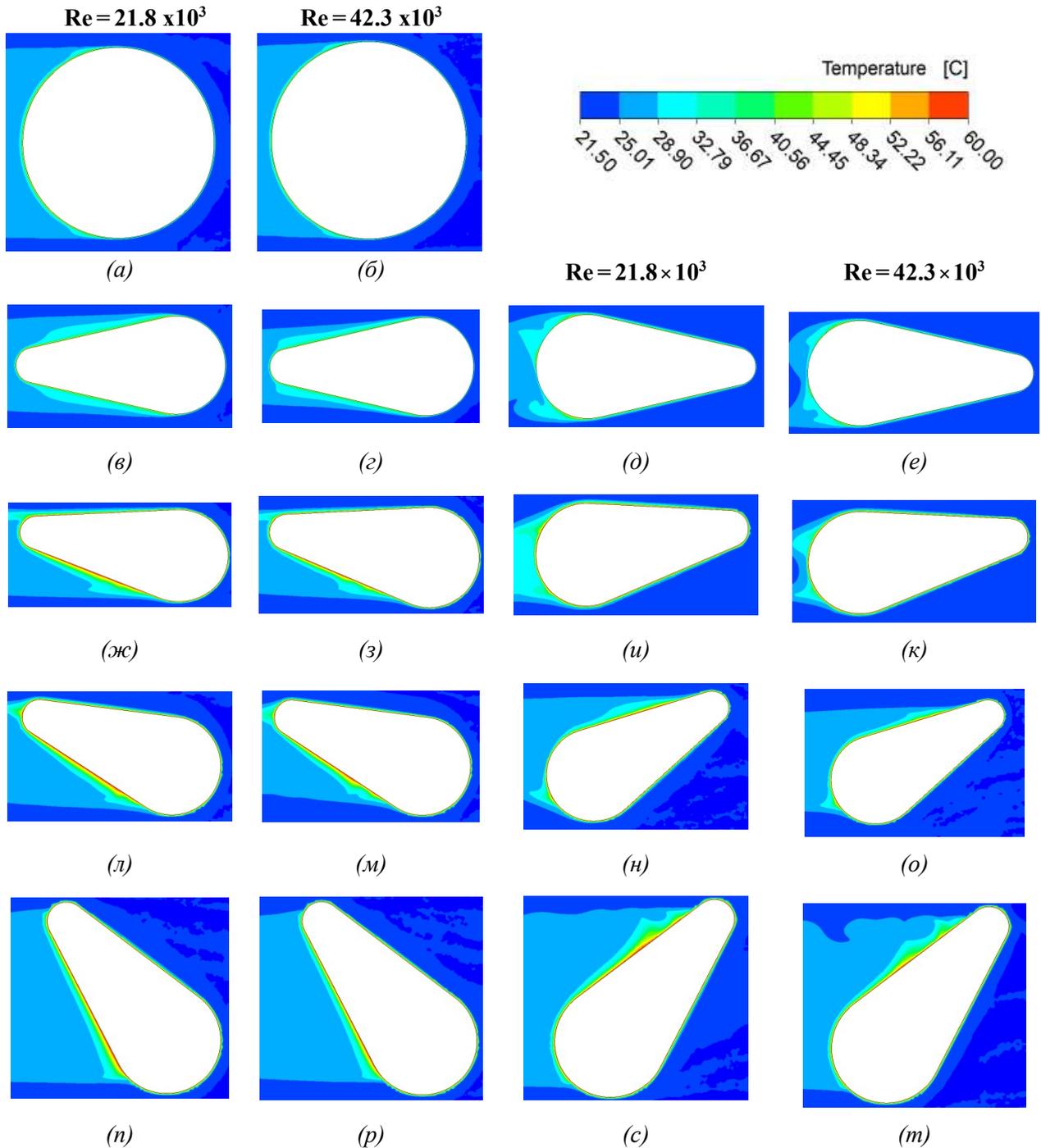


Рис. 9. Контуры температуры: труба круглого сечения (а, б); труба каплевидного сечения: $\theta = 0^\circ$ (в, г); $\theta = 180^\circ$ (д, е); $\theta = 10^\circ$ (ж, з); $\theta = 170^\circ$ (и, к); $\theta = 30^\circ$ (л, м); $\theta = 150^\circ$ (н, о); $\theta = 50^\circ$ (п, р); $\theta = 130^\circ$ (с, т)

4.3. Влияние угла атаки на теплообменные характеристики

Рисунок 10 показывает распределение локального коэффициента теплоотдачи по периметру трубы от передней критической точки в лобовой части при $Re = 42.3 \times 10^3$ для исследуемых углов атаки. Для круглой трубы локальный коэффициент теплоотдачи аналогичен таковому в условиях высокого загромождения [29] где пространство между круглой трубой и стенками канала очень узкое ($\zeta = 0.83$). Для каплевидной трубы при $\theta = 0^\circ$ и 180° (рис. 10, а) локальный коэффициент теплоотдачи принимает высокое значение в критической точке в лобовой части трубы, поскольку тепловой пограничный слой там тонкий. После этого α_x уменьшается вдоль поверхности трубы из-за роста толщины теплового пограничного слоя. Увеличение α_x

после первой точки отрыва потока «S» связано с отрывом пограничного слоя. Точку «S» можно найти из распределения коэффициента давления по поверхности трубы (переход от благоприятного к неблагоприятному градиенту давления, рис. 10, в, з). Также было замечено, что α_x увеличивается в кормовой части трубы, где поток воздуха повторно присоединяется к ней, что приводит к истончению теплового пограничного слоя.

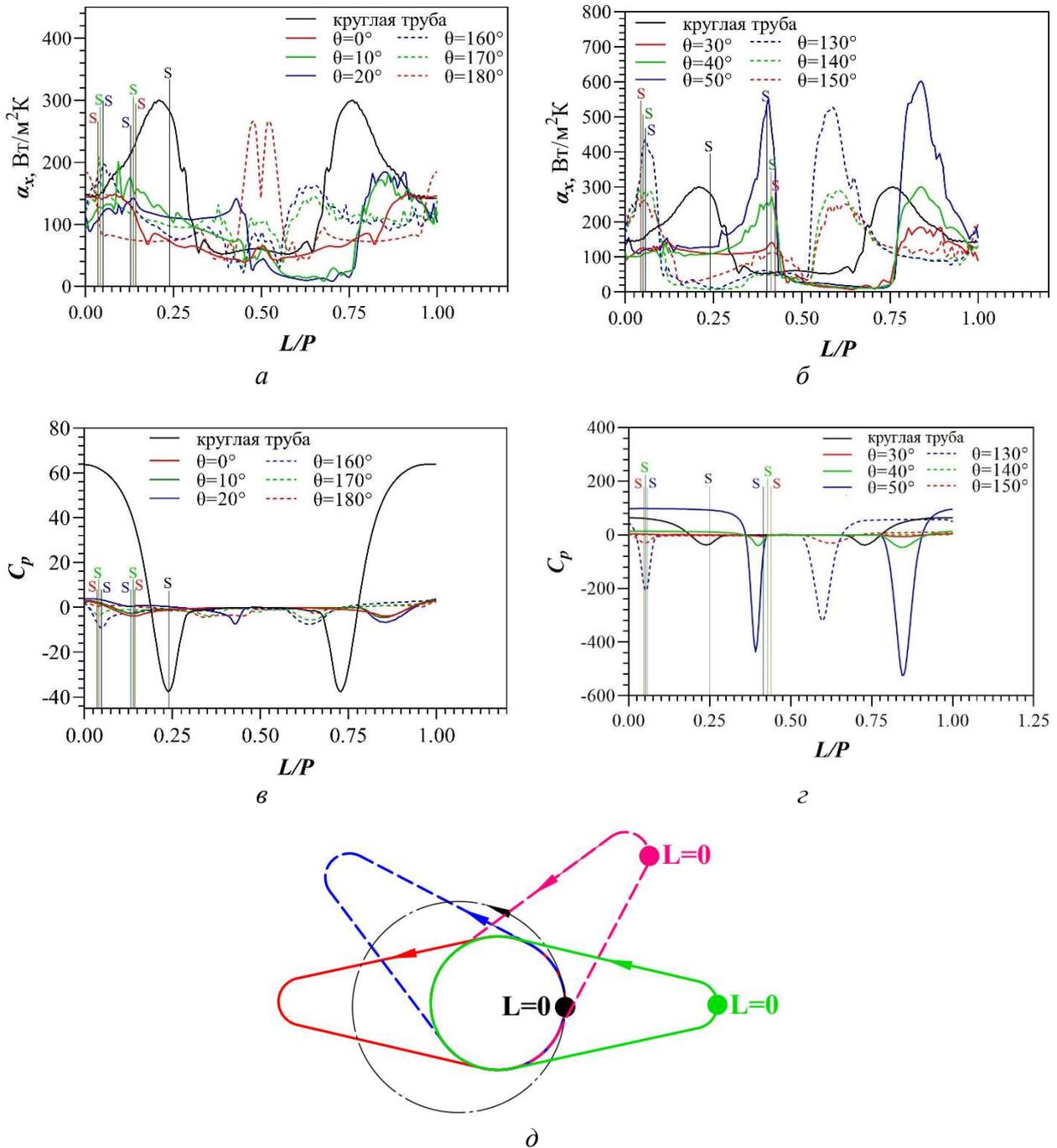


Рис. 10. Локальный коэффициент теплоотдачи и распределение коэффициента давления вокруг круглой и каплевидной трубы: при $0^\circ \leq \theta \leq 20^\circ$ и $160^\circ \leq \theta \leq 180^\circ$ (а, в); при $30^\circ \leq \theta \leq 50^\circ$ и $130^\circ \leq \theta \leq 150^\circ$ (б, з); расположение передней критической точки (д); L, P – длина и периметр поперечного сечения каплевидной трубы, соответственно

На рис. 10, б видно, что конфигурации ($30^\circ \leq \theta \leq 50^\circ$) и ($130^\circ \leq \theta \leq 150^\circ$) имеют высокие значения α_x по сравнению с круглой трубой. Таким образом, ожидается, что среднее число Нуссельта для этих конфигураций будет больше по сравнению с другими конфигурациями.

Изменение среднего числа Нуссельта в зависимости от числа Рейнольдса для всех исследованных случаев показано на рис. 11. Среднее число Нуссельта увеличивается с увеличением числа Рейнольдса. Это связано с увеличением интенсивности турбулизации воздуха за трубами, где пограничный слой на поверхности труб становится тоньше. Из рис. 11 видно, что при определенном числе Рейнольдса наибольшие значения Nu_{cp} имеют место при $\theta = 50^\circ, 130^\circ$. С другой стороны, самые низкие значения Nu_{cp} имели место при $\theta = 0^\circ, 180^\circ$.

На рис. 12 предоставлены зависимости среднего числа Нуссельта от угла атаки при различных числах Рейнольдса. Среднее число Нуссельта увеличивается с увеличением угла атаки от 0° до 50° . Значения числа Нуссельта колеблются вверх и вниз при изменении угла атаки от 130° до 180° .

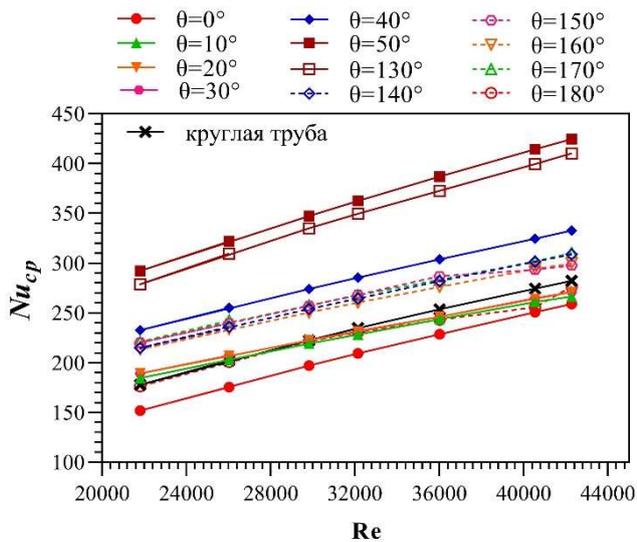


Рис. 11. Зависимость $Nu_{cp} = f(Re)$

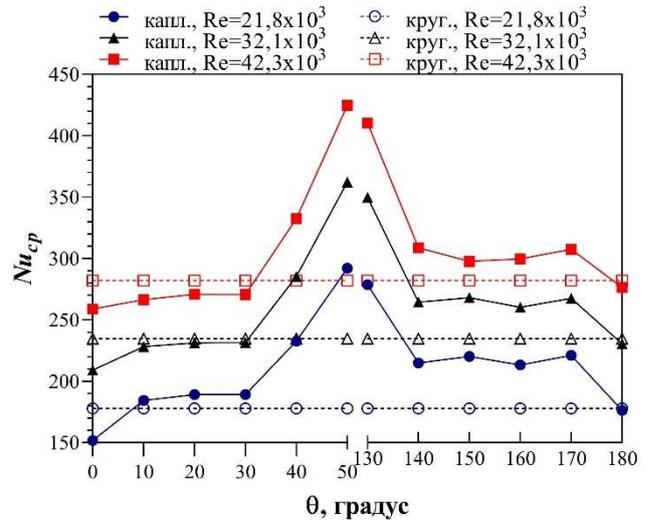


Рис. 12. Влияние θ на Nu при различных Re

В табл. 3 показано процентное увеличение/уменьшение среднего числа Нуссельта ΔNu_{cp} для каплевидных труб по сравнению с круглой трубкой при разных числах Рейнольдса.

Таблица 3

ΔNu_{cp} (%) по сравнению с круглой трубой

θ ($^\circ$)	Re		
	21.8×10^3	32.1×10^3	42.3×10^3
0	-17.20	-12.16	-8.98
10	+3.59	-2.83	-5.83
20	+5.91	-1.47	-4.15
30	+5.94	-1.26	-4.19
40	+23.57	+17.78	+15.18
50	+39.09	+35.25	+33.58
130	+36.15	+32.91	+31.26
140	+17.23	+11.27	+8.65
150	+19.20	+12.48	+5.24
160	+16.60	+9.84	+5.90
170	+19.52	+12.33	+8.28
180	-0.88	-1.77	-2.03

Из рис. 12, 13 и табл. 3 было найдено, что для исследованного диапазона числа Рейнольдса при $\theta = 50^\circ$ и 130° значения Nu_{cp} примерно на $10.87 \div 18.7\%$ и $7.13 \div 13.24\%$, соответственно, выше, чем у круглой трубы. Это можно объяснить большим углом наклона каплевидной трубы при $\theta = 50^\circ$ и 130° ($\zeta = 0.94$), что приводит к высокому уровню интенсивности турбулентности. Однако Nu_{cp} для круглой трубы выше примерно на $8.98 \div 17.20\%$ и $0.88 \div 2.03\%$ по сравнению с Nu_{cp} для каплевидной трубы при $\theta = 0^\circ$ и 180° соответственно. Минимальные значения Nu_{cp} при $\theta = 0^\circ$ и 180° обусловлены обтекаемой формой каплевидной трубы при этих углах атаки ($\zeta = 0.525$), и, таким образом, площадь вихря за трубками уменьшается по сравнению с другими исследованными случаями (они имеют меньшие значения коэффициента давления, см. рис. 10, в, г).

Результаты вычислительного эксперимента обобщены следующей функцией:

$$Nu_{cp} = A Re_{D,max}^B Pr^{1/3} \left(1 + \frac{\theta^\circ}{90}\right)^C \left(1 + \frac{\theta^\circ}{180}\right)^D, \quad (14)$$

Коэффициенты уравнения (14) представлены в табл. 4. Максимальная погрешность между зависимостью (14) и результатами моделирования составляет $\approx \pm 9.49\%$.

Таблица 4

Коэффициенты уравнения (14)

	<i>A</i>	<i>B</i>	<i>C</i>	<i>D</i>
$0^\circ \leq \theta \leq 30^\circ$	0.3067	0.5876	8.1306	-15.3408
$30^\circ \leq \theta \leq 50^\circ$	2.3954	0.5561	-34.6563	53.5606
$130^\circ \leq \theta \leq 140^\circ$	0.5210	0.5881	-29.1146	45.8614
$140^\circ \leq \theta \leq 170^\circ$	8.8197×10^{-12}	0.4730	146.7473	-195.3581
$170^\circ \leq \theta \leq 180^\circ$	0.3565	0.5172	24.5620	-37.9208

4.4. Критерии теплогидродинамических характеристик

Выбор наилучшего угла атаки должен быть направлен на максимизацию теплоотдачи при минимизации потерь давления. Между этими двумя целями существует компромисс, и необходимо найти оптимальный угол атаки. В этом исследовании будут рассмотрены три критерия оценки теплогидродинамических характеристик: общая теплогидродинамическая эффективность ε , теплогидродинамическая эффективность по сравнению с круглой трубой η , и коэффициент компактности A_{GF} .

Рисунок 13 демонстрирует влияние числа Рейнольдса на общую теплогидродинамическую эффективность исследуемых труб. Величина ε уменьшается с увеличением Re . Хотя углы атаки $\theta = 50^\circ$, 130° имеют самые высокие значения числа Нуссельта, как упоминалось в предыдущем абзаце 3.1.2.5, однако они также имеют самые низкие значения ε . Наибольшие значения ε были достигнуты при $\theta = 0^\circ$ и 180° . Также следует, что ε каплевидной трубой при $\theta = 40^\circ$ и 140° близко к круглой трубе при более высоких числах Рейнольдса.

Рисунок 14 иллюстрирует влияние угла атаки на общую теплогидродинамическую эффективность при различных числах Рейнольдса. ε уменьшается при увеличении угла атаки от 0° до 50° и от 170° до 180° , в то время как ε уменьшается при уменьшении θ от 130° до 170° . Кроме того, ε для каплевидной трубы при $\theta = 0^\circ$, 180° , 10° , 160° , 20° , 30° , 170° , 150° , 40° и 140° примерно в $8.16 \div 8.67$; $6.43 \div 8.08$; $7.4 \div 7.54$; $6.18 \div 6.69$; $5.8 \div 5.99$; $5.8 \div 5.97$; $4.56 \div 4.83$; $3.52 \div 3.44$; $1.78 \div 1.84$ и $1.18 \div 1.62$ раза больше, чем у круглой трубы, соответственно, для всего рассмотренного диапазона Re .

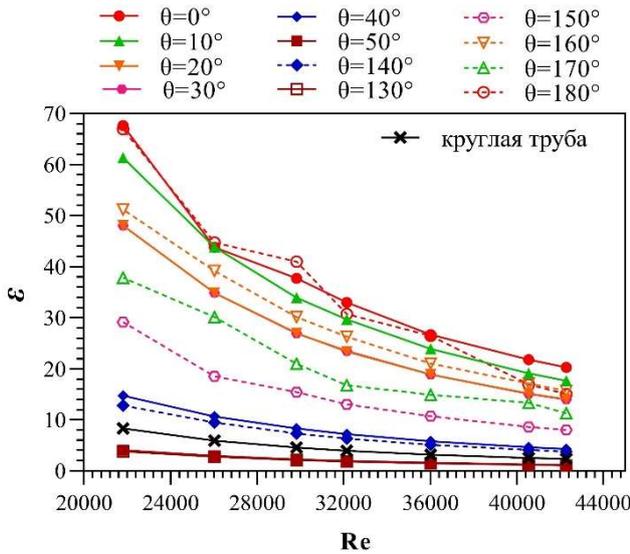


Рис. 13. Зависимость $\varepsilon = f(Re)$

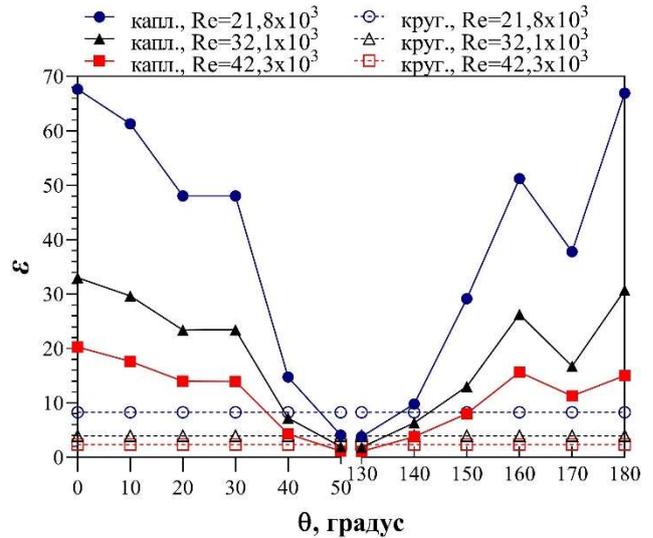


Рис. 14. Влияние θ на ε при различных Re

Общая теплогидродинамическая эффективность может быть коррелирована в зависимости от Re , Pr и θ с максимальной погрешностью 13.08 % следующим образом:

$$\varepsilon = A Re_{D,max}^B Pr^{1/3} \left(1 + \frac{\theta^\circ}{90}\right)^C \left(1 + \frac{\theta^\circ}{180}\right)^D \quad (15)$$

Коэффициенты уравнения (14) представлены в табл. 5.

Таблица 5

Коэффициенты уравнения (15)

	A	B	C	D
$0^\circ \leq \theta \leq 30^\circ$	$5.0803 \times 10^{+9}$	-1.8095	-3.3948	3.9932
$30^\circ \leq \theta \leq 50^\circ$	$2.0601 \times 10^{+10}$	-1.8505	113.7561	-220.8183
$130^\circ \leq \theta \leq 140^\circ$	3.6470	-1.8346	-19.3895	65.8032
$140^\circ \leq \theta \leq 160^\circ$	5.5093×10^{-10}	-1.8138	195.4756	-245.6519
$160^\circ \leq \theta \leq 170^\circ$	33.6098	-1.7967	157.7476	-224.3693
$170^\circ \leq \theta \leq 180^\circ$	32.3569	-1.9727	44.2512	-40.5489

Зависимость теплогидродинамической эффективности от Re представлена на рис. 15. Максимальные значения η были достигнуты при $\theta = 50^\circ, 170^\circ$ и 130° , соответственно, в то время как минимальные значения η имели место при $\theta = 0^\circ$ и $Re \leq 28.3 \times 10^3$, и при $\theta = 20^\circ$ и $Re \leq 28.3 \times 10^3$. Высокие значения η при некоторых больших углах атаки ($\theta = 50^\circ$ и 130°) обусловлены низкими значениями аэродинамического сопротивления для этих углов атаки (максимальная скорость воздуха в минимальном свободном сечении резко увеличивается под этими углами).

Зависимость компактности круглых и каплевидных труб от числа Рейнольдса показан на рис. 16. Коэффициент компактности A_{GF} постепенно уменьшается с увеличением Re . Результаты показывают, что A_{GF} каплевидной трубы при $\theta = 170^\circ, 0^\circ, 180^\circ, 10^\circ, 160^\circ, 150^\circ, 50^\circ, 20^\circ, 40^\circ, 130^\circ, 140^\circ$ и 30° выше примерно на $437.02 \div 677.93\%$; $130.24 \div 318.72\%$; $254.46 \div 301.49\%$; $228.83 \div 278.64\%$; $222.20 \div 263.27\%$; $147.01 \div 186.27\%$; $154.79 \div 169.16\%$;

135.57 ÷ 147.1 %; 120.99 ÷ 124.99 %; 130.48 ÷ 117.30 %; 86.60 ÷ 87.65 % и 70.45 ÷ 87.41 %, соответственно, по сравнению с круглой трубой. Исходя из вышесказанного можно сделать вывод, что обтекаемая форма каплевидной трубы обеспечивает меньшую фронтальную площадь по сравнению с круглой трубой.

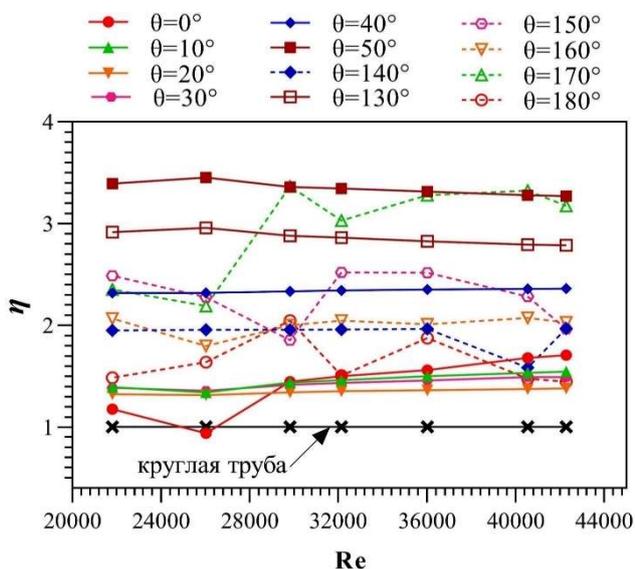


Рис. 15. Зависимость $\varepsilon = f(Re)$

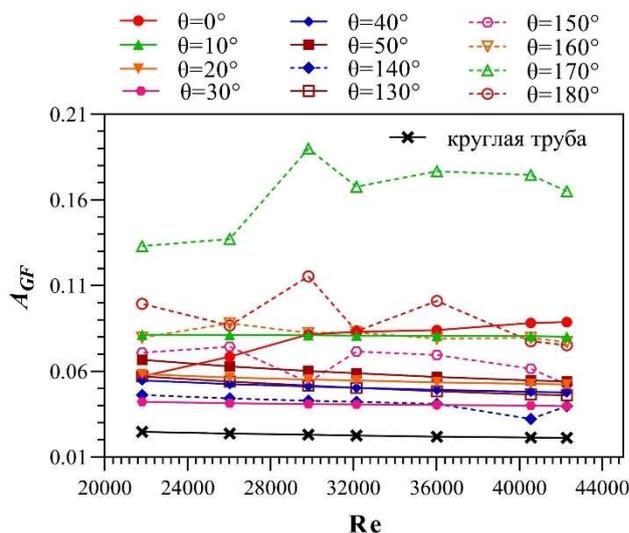


Рис. 16. Влияние θ на ε при различных Re

5. Заключение

Проведены экспериментальные и численные исследования теплообмена одиночных труб каплевидной формы при изменяющемся угле атаки набегающего потока при $Re = (21.8 \sim 42.3) \times 10^3$. Для оценки тепловых характеристик каплевидной трубы были представлены три метода в зависимости от желаемой цели (улучшение теплообмена, снижение мощности прокачки или повышение компактности). Полученные результаты сравнивались с соответствующими данными для круглой трубы, имеющей такой же эквивалентный диаметр. Основные выводы таковы:

- 1) Каплевидные трубы способствуют турбулентному перемешиванию и задерживают отрыв пограничного слоя от стенки трубы.
- 2) Любое изменение угла атаки влияет на профиль локального коэффициента теплоотдачи. Среднее число Нуссельта увеличивается с увеличением числа Рейнольдса. Наибольшие значения Nu_{cp} наблюдаются при $\theta = 50^\circ$ и 130° , что примерно на 10.87 ÷ 18.7% и 7.13 ÷ 13.24 %, соответственно, выше, чем для круглой трубы.
- 3) Теплогидродинамическая эффективность увеличивается с уменьшением Re. Наивысшие значения ε были достигнуты при $\theta = 0^\circ$ и 180° , что примерно в 8.16 ÷ 8.67 и 6.43 ÷ 8.08 раз, соответственно, больше, чем для круглой трубы. Наименьшие значения ε были получены при $\theta = 130^\circ$ и 50° .
- 4) Представлены корреляции, позволяющие определить средние числа Нуссельта и теплогидродинамическую эффективность для одиночных труб каплевидной формы в зависимости от числа Рейнольдса и угла атаки.
- 5) Каплевидная труба при $\theta = 50^\circ$ имеет самые высокие значения η .
- 6) Наилучшие значения коэффициента компактности AGF каплевидной трубы были достигнуты при $\theta = 170^\circ$, что примерно на 437.02 ÷ 677.93 % выше, чем у круглой трубы.

Полученные результаты могут служить основой для дальнейших исследований теплообмена и аэродинамических характеристик пучков труб каплевидной формы.

Литература

1. Wu F., Zhang J., Ma X., Zhou W. Numerical simulation of gas-solid flow in a novel spouted bed: Influence of row number of longitudinal vortex generators// *Adv Powder Technol.* 2018. Vol. 29. Pp.1848–1858.
2. Chamoli S., Lu R., Xu D., Yu P. Thermal performance improvement of a solar air heater fitted with winglet vortex generators// *Sol Energy.* 2018.Vol. 159. Pp. 966–83.
3. Promvong P, Chompookham T, Kwankaomeng S, Thianpong C. Enhanced heat transfer in a triangular ribbed channel with longitudinal vortex generators//*Energy Convers Manag.* 2010. Vol. 51. Pp. 1242–9.
4. Samadifar M., Toghraie D. Numerical simulation of heat transfer enhancement in a plate-fin heat exchanger using a new type of vortex generators// *Appl Therm Eng.* 2018. Vol. 133. Pp. 671–81.
5. Li Z., Davidson J.H., Mantell S.C. Numerical simulation of flow field and heat transfer of streamlined cylinders in cross flow// *J Heat Transf.* 2006. 128:564.
6. Мигай, В.К. Моделирование теплообменного энергетического оборудования // В.К. Мигай. – Л.: Энергоатомиздат, 1987. – 260 с.
7. Мигай, В.К. Повышение эффективности современных теплообменников//В.К. Мигай – Л.: Энергия, 1980. – 144с.
8. Dhiman A., Ghosh R. Computer simulation of momentum and heat transfer across an expanded trapezoidal bluff body// *Int. J. of Heat and Mass Transfer.* 2013. Vol. 59. Pp. 338–352.
9. Guan-min Z. et al. Flow and heat transfer characteristics around egg-shaped tube// *Int. J. Heat Mass Transf.* 2015. Vol. 27. Pp. 76–84.
10. Chamoli S., Tang T., Yu P. Ruixin Lu. Effect of shape modification on heat transfer and drag for fluid flow past a cam-shaped cylinder// *Int. J. Heat Mass Transfer.* 2019. Vol. 131. Pp. 1147–1163.
11. Антуфьев В.М. Теплоотдача и аэродинамические сопротивления трубчатых поверхностей в поперечном потоке [Текст] // В.М. Антуфьев, Г.С. Белецкий. – М. – Л.: Машгиз, 1948. – 119 с.
12. Антуфьев В.М. Эффективность различных форм конвективных поверхностей нагрева [Текст] // В.М. Антуфьев. – М. Л.: Энергия, 1966. –184 с.
13. Кэйс В.М. Компактные теплообменники [Текст] // В.М. Кэйс, А.Л. Лондон. – М.: Госэнергоиздат, 1962. – 160 с.
14. Brauer H. Mitt. Verein Grosskesselbesitzer [Текст] / H. Brauer // – 1961. – №73.- Pp. 260–276.
15. Sayed A.S.et al. Parametric study of air cooling process via water cooled bundle of wing-shaped tubes// *EIJST.* 2012. Vol. 15. Iss. 3.
16. Deeb R., Sidenkov D.V. Numerical simulation of the heat transfer of staggered drop-shaped tubes bundle// *IOP Conf. Series: Journal of Physics.* 2019. DOI: 10.1088/1742-6596/1359/1/012135.
17. Deeb R., Sidenkov D.V. Investigation of Flow Characteristics for Drop-shaped Tubes Bundle Using Ansys Package// 2020. V International Conference on Information Technologies in Engineering Education (Inforino). Moscow, Russia, 2020. DOI: 10.1109/Inforino48376.2020.9111775.
18. Дееб Р., Колотвин А.В. Численное исследование и сравнение теплообмена и гидродинамики коридорного пучка труб круглой и каплевидной формы//*Вестник Труды Академэнерго.* 2020. Т. 60. № 3. DOI: 10.34129/2070-4755-2020-60-3-42-59
19. Deeb R., Sidenkov D.V. Calculation of radiation heat transfer in staggered drop-shaped tubes bundle// *IOP Conf. Series: Journal of Physics.* 2019. DOI: 10.1088/1742-6596/1675/1/012017
20. Deeb R., Sidenkov D.V. Numerical simulation of the heat transfer of staggered drop-shaped tubes bundle// *IOP Conf. Series: Journal of Physics.* 2020. DOI: 10.1088/1742-6596/1359/1/012135
21. Deeb R., Sidenkov D.V. Numerical modelling of heat transfer and hydrodynamics for drop-shaped tubes bundle// *IOP Conf. Series: Journal of Physics.* 2020. DOI: 10.1088/1742-6596/1683/4/042082
22. Дееб Р. Численное исследование характеристик теплообмена и гидравлического сопротивления шахматных пучков сдвоенных труб круглой и каплевидной формы// *Вестник Тепловые процессы в технике.* 2020. Т. 12. № 10.

23. Деев Р., Сиденков Д.В. Численное исследование теплообмена и аэродинамики одиночных труб каплевидной формы// Вестник Международной академии холода. 2020. Т. 76. № 3.
24. Деев 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. № 2.
25. Goma A., LeFeuvre R., Underwood C., Bond T. Numerical analysis of developing laminar flow and heat transfer characteristics through corrugated wall channels// IMechE 6th UK National Conference on Heat Transfer. 1999. UK. Pp. 205–214.
26. Webb R.L. Performance evaluation criteria for use of enhanced heat transfer surfaces in heat exchanger design// Int. J. of Heat and Mass Transfer. 1981. Vol. 24. Pp. 715–726. [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(81\)90015-6](https://doi.org/10.1016/0017-9310(81)90015-6)
27. Yan W.M., Sheen P.J. Heat transfer and friction characteristics of fin-and-tube heat exchangers// Int. J. Heat Mass Transfer. 2000. Vol. 43. Pp. 1651–1659.
28. ANSYS Fluent Reference Guide. ANSYS. Inc. Release 16.0. 2015.
29. Zhukaukas A. Heat transfer from tubes in cross-flow//Heat Transfer Engineering. 1972. Vol. 8. Pp. 93–160.

References

1. Wu, F., Zhang, J., Ma, X., Zhou, W. “Numerical simulation of gas-solid flow in a novel spouted bed: Influence of row number of longitudinal vortex generators,” *Adv Powder Technol.*, Vol. 29, 2018, pp. 1848–58.
2. Chamoli, S., Lu, R., Xu, D., Yu, P., “Thermal performance improvement of a solar air heater fitted with winglet vortex generators,” *Sol Energy*, Vol. 159, 2018, pp. 966–83.
3. Promvongse, P, Chompookham, T, Kwankaomeng, S, Thianpong, C., “Enhanced heat transfer in a triangular ribbed channel with longitudinal vortex generators,” *Energy Convers Manag.*, Vol. 51, 2010, pp. 1242–1249.
4. Samadifar, M., Toghraie, D., “Numerical simulation of heat transfer enhancement in a plate-fin heat exchanger using a new type of vortex generators,” *Appl Therm Eng.*, Vol. 133, 2018, pp. 671–681.
5. Li, Z., Davidson, J. H., Mantell, S. C., “Numerical simulation of flow field and heat transfer of streamlined cylinders in cross flow,” *J. Heat Transf.*, 2006. 128:564.
6. Migaj, V. K., *Modeling heat exchange power equipment*, – L.: Energoatomizdat, 1987, 260 p.
7. Migaj, V. K., *Improving the efficiency of modern heat exchangers*, – L.: Energoatomizdat, 1980, 144 p.
8. Dhiman, A., Ghosh, R., “Computer simulation of momentum and heat transfer across an expanded trapezoidal bluff body,” *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, Vol. 59, 2013, pp. 338–352.
9. Guan-min, Z., et al., “Flow and heat transfer characteristics around egg-shaped tube,” *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 27, 2015, pp. 76–84.
10. Chamoli, S., Tang, T., Yu, P. Ruixin, Lu., “Effect of shape modification on heat transfer and drag for fluid flow past a cam-shaped cylinder,” *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 131, 2019, pp. 1147–1163.
11. Antufev, V. M. Beleckij, G. S., *Teplootdacha i aerodinamicheskie soprotivleniya rubchatyh poverhnostej v poperechnom potoke* (Heat transfer and aerodynamic resistance of ribbed surfaces in cross-flow), Mashgiz, 1948.
12. Antufev, V. M., *Jeffektivnost' razlichnyh form konvektivnyh poverhnostej nagreva* (Efficiency of various forms of convective heating surfaces), M. – L.: Jenergija, 1966, 184 p.
13. Kjejs, V. M., London, A. L., *Kompaktnye teploobmenniki* (Compact heat exchangers), M.: Gosjenergoizdat, 1962, 160 p.
14. Brauer, H., *Mitt. Verein Grosskesselbesitzer* [Text] / H. Brauer, – No. 73. –1961, pp. 260–276.
15. Sayed, A. S., et al., “Parametric study of air cooling process via water cooled bundle of wing-shaped tubes,” *EIJST*. Vol. 15, No. 3, 2012.

16. Deeb, R., Sidenkov, D. V., “Numerical simulation of the heat transfer of staggered drop-shaped tubes bundle,” *IOP Conf. Series: Journal of Physics*, 2019. DOI: 10.1088/1742-6596/1359/1/012135
17. Deeb, R., Sidenkov, D. V., “Investigation of Flow Characteristics for Drop-shaped Tubes Bundle Using Ansys Package,” *V International Conference on Information Technologies in Engineering Education (Inforino)*, Moscow, Russia, 2020. DOI: 10.1109/Inforino48376.2020.9111775
18. Deeb, R.; Kolotvin, A. V., “Numerical investigation of heat transfer and hydrodynamics for in-line drop-shaped tubes bundle,” *Vestnik Trudy Akademenergo*. Vol. 60, No. 3, 2020. DOI: 10.34129/2070-4755-2020-60-3-42-59
19. Deeb, R., Sidenkov, D. V., “Calculation of radiation heat transfer in staggered drop-shaped tubes bundle,” *IOP Conf. Series: Journal of Physics*, 2019. DOI: 10.1088/1742-6596/1675/1/012017
20. Deeb, R., Sidenkov, D. V., “Numerical simulation of the heat transfer of staggered drop-shaped tubes bundle,” *IOP Conf. Series: Journal of Physics*, 2020. DOI: 10.1088/1742-6596/1359/1/012135
21. Deeb, R., Sidenkov, D. V., “Numerical modelling of heat transfer and hydrodynamics for drop-shaped tubes bundle,” *IOP Conf. Series: Journal of Physics*, 2020. DOI: 10.1088/1742-6596/1683/4/042082
22. Deeb, R., “Chislennoe issledovanie harakteristik teploobmena i gidravlicheskogo soprotivlenija shahmatnyh puchkov sdvoennyh trub krugloj i kaplevidnoj formy,” *Vestnik Teplovyje processy v tehnike*, Vol. 12, No. 10, 2020.
23. Deeb, R., Sidenkov, D. V., “Chislennoe issledovanie teploobmena i ajerodinamiki odinochnyh trub kaplevidnoj formy,” *Vestnik Mezhdunarodnoj akademii holoda*, Vol. 76, No. 3, 2020.
24. 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*, Vol. 22, No. 2, 2021.
25. Gomaa, A., LeFeuvre, R., Underwood, C., Bond, T., “Numerical analysis of developing laminar flow and heat transfer characteristics through corrugated wall channels,” *IMEchE 6th UK National Conference on Heat Transfer*, UK, 1999, pp. 205–214.
26. Webb, R. L., “Performance evaluation criteria for use of enhanced heat transfer surfaces in heat exchanger design,” *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, Vol. 24, 1981, pp. 715–726. [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(81\)90015-6](https://doi.org/10.1016/0017-9310(81)90015-6)
27. Yan, W. M., Sheen, P. J., “Heat transfer and friction characteristics of fin-and-tube heat exchangers,” *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 43, 2000, pp. 1651–1659.
28. ANSYS Fluent Reference Guide. ANSYS. Inc. Release 16.0. 2015.
29. Zhukaukas, A., “Heat transfer from tubes in cross-flow,” *Heat Transfer Engineering*, Vol. 8, 1972, pp. 93–160.

Статья поступила в редакцию 4 октября 2021 г.