

# Experimental and Numerical Investigation of the Effects of Angle-of-Attack on Air Flow Characteristics for Single Drop-Shaped Tube

Deeb Rawad

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

[e.rawad.deeb@yandex.com](mailto:e.rawad.deeb@yandex.com)

## Abstract

An experimental and numerical study has been conducted to clarify the aerodynamic drag of single circular and drop-shaped tubes. The study is performed for the Reynolds number  $Re = (13.2 \sim 30.4) \times 10^3$  and for twelve angles of attack of the drop-shaped tube  $\theta = 0^\circ \sim 180^\circ$ . The results of numerical modeling using the  $k-\omega$  turbulence model showed a good agreement with experimental data. The flow pattern around the tubes was predicted using the universal software package ANSYS fluent. The distribution of local coefficients of pressure over tubes surface was plotted and analysed. The dependences of drag coefficients on the angle of attack of the drop-shaped tubes is shown. The results obtained indicate that the friction factor  $f$  of drop-shaped tubes was significantly lower than that of a circular tube. Results indicated that there is no optimal angle of attack that provides the lowest friction factor for the entire range of the Reynolds number. The lowest values of the friction factor are achieved at  $\theta = 50^\circ$  for  $Re \leq 15100$ , at  $\theta = 150^\circ$  for  $15100 < Re < 20300$  and at  $\theta = 170^\circ$  for  $Re \geq 20300$ . The values of  $f$  for the arrangement of  $\theta = 50^\circ$ ,  $150^\circ$  and  $170^\circ$  are lower than those obtained for a circular tube by about  $61.62 \div 65.24\%$ ,  $61.01 \div 61.16\%$ , and  $62.05 \div 68.82\%$ , respectively

Key words: drop-shaped tube, circular tube, angle of attack, aerodynamic drag, longitudinal force coefficient, normal hydrodynamic drag force coefficient, pressure coefficient, numerical study.

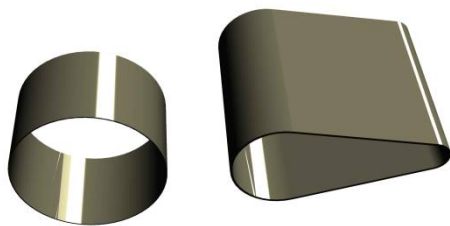


Fig. 1. Investigated tubes

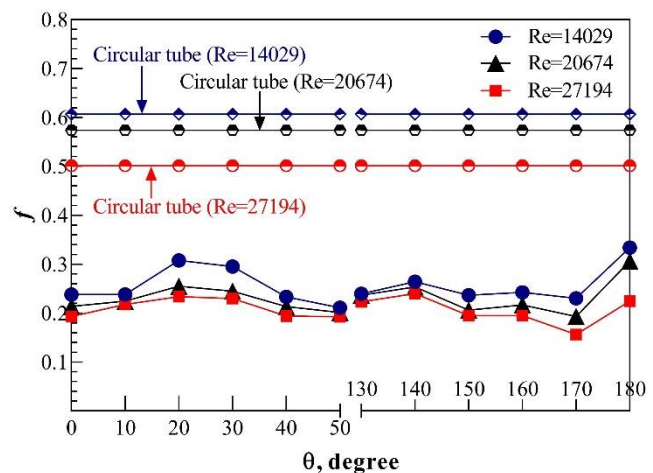


Fig. 2. Effect of  $\theta$  on the friction factor at different Re

УДК 532.526.5:533.6.011:536.24

# Экспериментальное и численное исследование влияния угла атаки на характеристики воздушного потока при обтекании одиночной каплевидной трубы

Деев Равад

*Национальный исследовательский университет «МЭИ»,  
Россия, Москва, 11250, Красноказарменная, 14*

[e.rawad.deeb@yandex.com](mailto:e.rawad.deeb@yandex.com)

## Аннотация

В данной работе проводится экспериментальное и численное исследование аэродинамического сопротивления 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 ( $\theta = 0^\circ \sim 180^\circ$ ). С помощью универсального программного пакета ANSYS fluent были визуализированы линии тока при обтекании исследуемых труб. Представлено распределение локального коэффициента давления на поверхности труб. Приведены зависимости продольной и нормальной составляющих коэффициента аэродинамического сопротивления от угла атаки каплевидной трубы. Результаты численного моделирования с использованием модели турбулентности  $k-\omega$  показали хорошее соответствие экспериментальным данным. Полученные результаты свидетельствуют о том, что аэродинамическое сопротивление каплевидной трубы значительно ниже, чем у круглой. Показано, что не существует оптимального угла атаки, обеспечивающего наименьшее аэродинамическое сопротивление для всего исследуемого диапазона чисел Рейнольдса. 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  $Re \geq 20300$ .

Ключевые слова: каплевидная труба, круглая труба, угол атаки, аэродинамическое сопротивление, коэффициент продольной силы, коэффициент нормальной силы гидродинамического сопротивления, коэффициент давления, численное исследование.

## 1. Введение

На сегодняшний день теплообменное оборудование, в котором применяются пучки труб, является неотъемлемой частью различных промышленных производств. Энергоэффективность этих аппаратов напрямую зависит от теплоаэродинамических характеристик используемых труб. Трубы круглого сечения широко применяются в теплообменном оборудовании благодаря простоте производства и способности выдерживать высокое давление. Однако, многочисленные исследования наглядно показывают, что существуют трубы удобообтекаемой формы, например, овальные, плоскоовальные, каплевидные, эллиптические, кулачковые, которые обладают существенными преимуществами перед круглыми трубами.

В работах [1–4] приведены результаты экспериментального исследования аэродинамического сопротивления шахматных пучков двугольных, овальных, плоскоовальных и каплевидных труб в диапазоне изменения чисел Рейнольдса  $Re = 3 \times 10^3 \sim 30 \times 10^3$  и различных значений продольных и поперечных шагов. Для обеспечения одинаковой площади теплообмена, характерный размер  $D_{\text{эк}} = 20$  мм определялся как диаметр эквивалентной круглой трубы.

Было показано, что числа Эйлера для пучков плоскоовальных и каплевидных труб постоянны (в  $6 \div 10$  и  $7 \div 13$  раз, соответственно, больше, чем у пучка круглых труб). Авторы также сообщили, что шаговые характеристики пучков труб влияют на аэродинамическое сопротивление, причем изменение поперечного шага труб вносит более существенный вклад в изменение общего сопротивления пучков. Ibrahim and Gomaа [5] исследовали критерии тепловых характеристик эллиптической трубы с относительным поперечным и продольным шагом  $S_{\text{прод}}/D$  и  $S_{\text{поп}}/D = 0.25, 0.33, 0.5$  и  $1$ , а также с углом атаки ( $\theta$ ) от  $0^\circ$  до  $150^\circ$ . По мере увеличения угла атаки, степень турбулентности и интенсивность теплоотдачи увеличивались при более высоком падении давления. Было найдено, что наилучшие тепловые характеристики эллиптической трубы были достигнуты при более низких значениях  $Re, S_{\text{прод}}, S_{\text{поп}}$  и нулевом угле атаки. Также результаты показали, что для фиксированной мощности прокачки наилучшие и наихудшие углы атаки составили  $0^\circ$  и  $90^\circ$  соответственно. Lavasani и др. [6] численно исследовали гидродинамические характеристики наножидкости при обтекании круглых и кулачковых труб в коридорном и шахматном расположении. Эксперимент показал, что аэродинамическое сопротивление коридорных и шахматных пучков кулачковых труб на  $71\%$  и  $74\%$ , соответственно, меньше, чем круглых. Toolthaisong и др. [7] экспериментально исследовали влияние углов атаки на перепад давления при поперечном обтекании шахматного пучка труб плоской формы с разным относительным удлинением профиля  $x/y$ . Авторы сообщили, что перепад давления увеличивается с увеличением скорости воздуха и углов атаки (от  $0^\circ$  до  $90^\circ$ ). Было обнаружено, что наилучшие теплоаэродинамические характеристики пучка достигаются при нулевых углах атаки, для всех изученных отношений  $x/y$ .

Deeb и Sidenkov [8–10] численно исследовали гидродинамику пучка каплевидных труб различной конфигурации. Их результаты показали, что аэродинамическое сопротивление пучков каплеобразных труб меньше, чем круглых при углах атаки  $\theta = 0^\circ, 180^\circ$ . Deeb [11] численно исследовал гидродинамику шахматного пучка сдвоенных труб круглой и каплевидной формы. Было найдено, что теплоаэродинамическая эффективность пучка сдвоенных каплевидных труб примерно в  $4.47 \sim 5.47$  раза больше, чем пучка труб круглого сечения. Однако, по сравнению с пучком одиночных каплевидных труб теплоаэродинамическая эффективность пучка сдвоенных каплевидных труб в  $3.68 \sim 4.09$  и  $7.87 \sim 8,91$  раз меньше для  $S_{\text{прод}} = 37$  и  $46.25$  мм, соответственно. Deeb [12] численно исследовал влияния продольного шага на характеристики потока при поперечном обтекании шахматного пучка труб каплевидной формы при нулевом угле атаки. Результаты показали, что пучок труб с продольным шагом  $46.25$  мм имеет более интенсивный теплообмен с меньшим аэродинамическим сопротивлением, чем пучок с шагом  $37$  мм. Также, было найдено, что теплоаэродинамическая эффективность пучка каплевидных труб примерно в  $18.1 \sim 43.7$  раза больше, чем пучка труб круглого сечения. Horvat и др. [13] численно провели сравнение условий гидродинамики пучка труб шахматной компоновки в поперечном потоке для труб различной формы – цилиндрической, эллипсоидальной и каплевидной. Продольный и поперечный шаг труб в пучке составил от  $1.125$  до  $2.0$ . Было показано, что коэффициент сопротивления трения меньше у эллипсоидальных труб. Также было найдено, что коэффициент сопротивления трения каплевидных труб ниже, чем у цилиндрических и коэффициент сопротивления трения в целом уменьшается с увеличением числа Рейнольдса.

Chamolì и др. [14] численно исследовали характеристики гидродинамики кулачкового цилиндра для двух значений числа Рейнольдса  $Re = 100$  и  $200$ . Соотношения относительных диаметров были  $D_1/D_{\text{эк}} = 0.2 \div 0.84$  и  $D_2/D_{\text{эк}} = 0.5 \div 0.9$ . Эквивалентный диаметр кулачкового цилиндра  $D_{\text{эк}}$  являлся постоянным. Результаты показали, что коэффициент лобового сопротивления снижается с увеличением  $Re$  и уменьшением  $D_2/D_{\text{эк}}$ . Zhang и др. [15] экспериментально и численно исследовали характеристики аэродинамического сопротивления одиночных труб яйцевидного и круглого сечения при поперечном обтекании воздухом. Трубы имели относительное удлинение профиля  $L/D = 1, 1.5, 2, 3, 4$ . Было показано, что при увели-

чении  $L/D$  аэродинамическое сопротивление уменьшалось в исследованной области  $L/D$ . В работе [16] проведено численное исследование аэродинамического сопротивления одиночных труб каплевидного и круглого сечения при поперечном обтекании воздухом. Теплоаэродинамическая эффективность каплевидной трубы с относительным удлинением профиля ( $L/D = 4$ ) примерно в 11.5 ~ 20.2 раза больше, чем для одиночной круглой трубы ( $L/D = 1$ ).

Из обзора литературы следует, что исследование влияния угла атаки на гидродинамику при поперечном обтекании одиночной каплевидной трубы пока не изучено. Поэтому, предметом настоящего исследования является определение аэродинамического сопротивления одиночных труб каплевидной формы при поперечном обтекании и получения распределение скорости в ближнем следе за трубами для разных углов атаки в диапазоне изменения чисел Рейнольдса  $Re = (13.2 \sim 30.4) \times 10^3$ .

## 2. Экспериментальная установка и методика исследований

Исследования аэродинамического сопротивления при поперечном обтекании одиночной каплевидной трубы (рис. 1, а) проводились на экспериментальной установке, которая представляет собой аэродинамическую трубу разомкнутого типа квадратного поперечного сечения со стороной 80 мм и длиной 232 мм (рис. 2). Основной частью установки является исследуемая труба 1 установленная в канале 2, через который вентилятором 3 прокачивается воздух. Изменение расхода воздуха и, следовательно, скорости обтекания труба осуществляется регулируемой диафрагмой 4. Динамическое давление измеряется в узком сечении потока с помощью трубки полного напора (трубки Пито 5) и отбора статического давления 6, величина динамического напора  $\Delta P_d$  преобразуется дифференциальным манометром 7 типа ДМ-ЭР в электрический сигнал, который измеряется цифровым вольтметром Ф210. Перепад давления в канале  $\Delta P$  определялся с помощью дифференциального манометра ДМ-ЭР, подключенного к штуцерам на входе и выходе канала 8. Каплевидные трубы имеют следующие размеры: радиус широкой части 21 мм, радиус малой части 7.5 мм, полная длина 89.5 мм, эквивалентный диаметр  $D_{эк} = 66.4$  мм. Изменение угла атаки  $\theta$  достигается поворотом трубы по часовой стрелке (рис. 1, б).

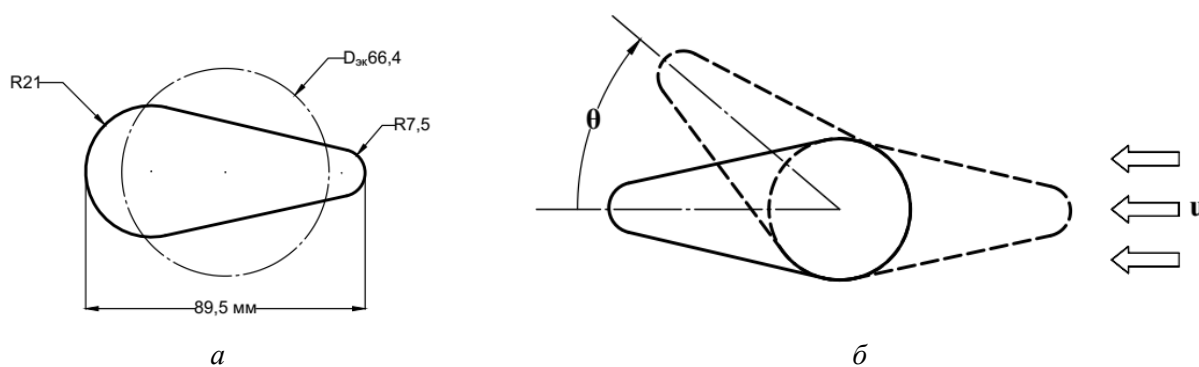


Рис. 1. Объект исследования: поперечное сечение каплевидной трубы (а), изменение угла атаки (б)

Аэродинамическое сопротивление исследуемых труб определяется коэффициентом

$$f = \frac{2\Delta P}{\rho U_{cp}^2}, \quad (1)$$

где  $\rho$  – плотность воздуха;  $U_{cp}$  – средняя скорость потока в узком сечении рабочего участка и определяется как

$$U_{cp} = \sqrt{\frac{2\Delta P_d}{\rho}} \quad (2)$$

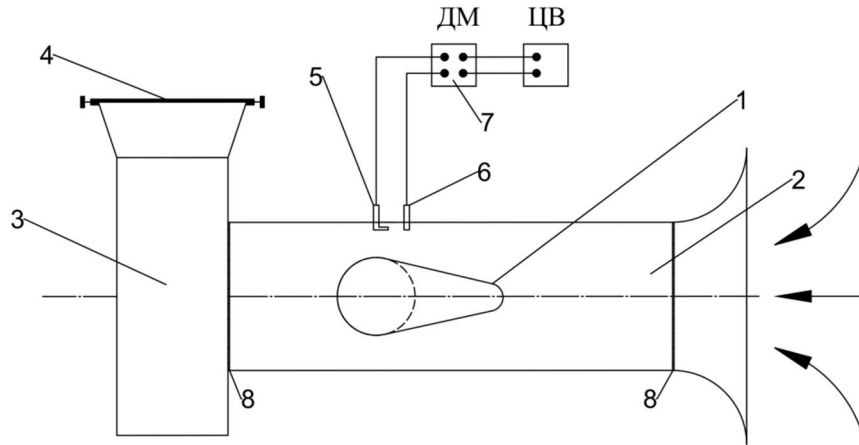


Рис. 2. Экспериментальная установка: исследуемая труба (1), рабочий участок (2), вентилятор (3), регулируемая диафрагма (4), трубка Пито (5), отбор статического давления (6), дифференциальный манометр (7), штуцера для отбора давления (8)

Число Рейнольдса рассчитывалось по соотношению

$$Re = \frac{\rho u D_{\text{эк}}}{\mu},$$

где  $u$  – скорость на входе в канал;  $\mu$  – динамическая вязкость.

В качестве внешнего теплоносителя, обтекающего трубы, рассматривался поток воздуха со скоростью на входе в канал  $3.86 \div 13.41$  м/с, что соответствует числам Рейнольдса  $(13.2 \sim 30.4) \times 10^3$  при температуре  $21.5 \div 27^\circ$  и атмосферном давлении. Используемые углы атаки указаны в табл. 1.

Таблица 1

Исследуемые углы атаки  $\theta$

Экспериментально				Численно								
Круглая труба	Каплевидная труба				Круглая труба	Каплевидная труба						
	0°	10°	170°	180°		0°	10°	20°	30°	40°	50°	
						130°	140°	150°	160°	170°	180°	

### 3. Численное исследование

Достоверность полученных результатов численного моделирования в большой степени зависит от используемой модели турбулентности, качества построенной сетки, числа ее узлов, граничных условий и алгоритма решения. Поэтому при использовании универсального программного пакета ANSYS Fluent необходимо провести его верификацию для решения рассматриваемой задачи.

#### 3.1. Постановка задачи и граничные условия

Двумерное численное исследование аэродинамического сопротивления труб каплевидного сечения проводилось с использованием программного пакета ANSYS Fluent [17] с учетом возможной турбуликации потока и без учета теплообмена излучением. Поток воздуха считается несжимаемым, поскольку максимальное число Маха, достигаемое потоком, составляет 0.04. Система дифференциальных уравнений сохранения включает в себя уравнение неразрывности, две проекции уравнения движения, уравнение энергии

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho U_i) = 0, \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_i U_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j}, \quad (4)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}[U_i(\rho E + p)] = \frac{\partial}{\partial x_i}\left(\lambda_{\Sigma} \frac{\partial T}{\partial x_i}\right), \quad (5)$$

где  $i$  – индекс 1 и 2;  $U$  – скорость воздуха;  $P$  – давление воздуха;  $\tau_{ij}$  – тензор вязких напряжений;  $\lambda_{\Sigma}$  – 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  $k-\omega$  [17–20]. Теплофизические свойства рассчитывались при температуре воздуха на входе. Граничные условия, заданные в ANSYS Fluent показаны на рис. 3. Прерывание счета при достижении уравнения погрешностей  $10^{-7}$ .

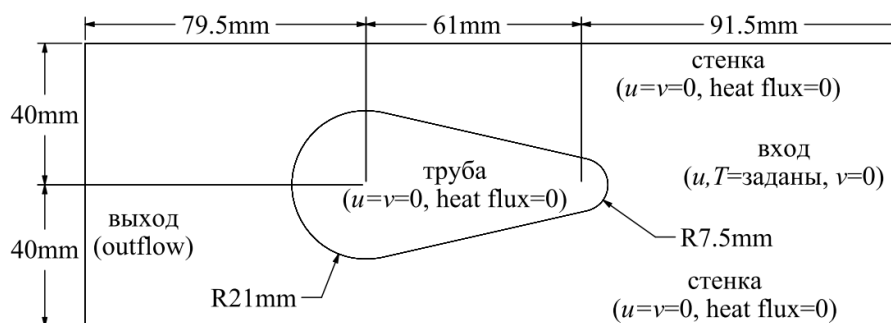


Рис. 3. Расчетная область с граничными условиями

### 3.2. Расчетная сетка и верификация численной модели

Расчетная сетка генерируется с использованием ICEM CFD. Для наиболее точной симуляции сетка (Quad элементы) строилась со сгущением в областях наибольшего градиента скорости (рис. 4) с соблюдением необходимого требования к выбранной модели турбулентности по значению  $y^+ < 1$ . 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. 5). Сетка из 32815 узлов обеспечивает сеточно-независимое. Следовательно, в этой работе рассматривается сетка с данными параметрами.

Рис. 6, а показывает распределение коэффициента сопротивления трения для различных моделей турбулентности с двумя дифференциальными уравнениями при различных числах Рейнольдса для каплевидной трубы при угле атаки  $180^\circ$ . Очевидно, что турбулентная модель с двумя уравнениями  $k-\omega$  является наиболее подходящей моделью по сравнению с другими доступными моделями. Также, рис. 6, б демонстрирует изменение скорости набегающего потока в узком сечении в зависимости от угла атаки. Коэффициент  $f$  и  $u_{cp}$ , рассчитанные по турбулентной модели  $k-\omega$ , близки к экспериментальным значениям практически для всего диапазона чисел Рейнольдса. Максимальная погрешность между экспериментальными результатами и результатами моделирования составляет  $\approx 7.4\%$ , что свидетельствует об адекватности модели и метода моделирования, представленных в данном исследовании.

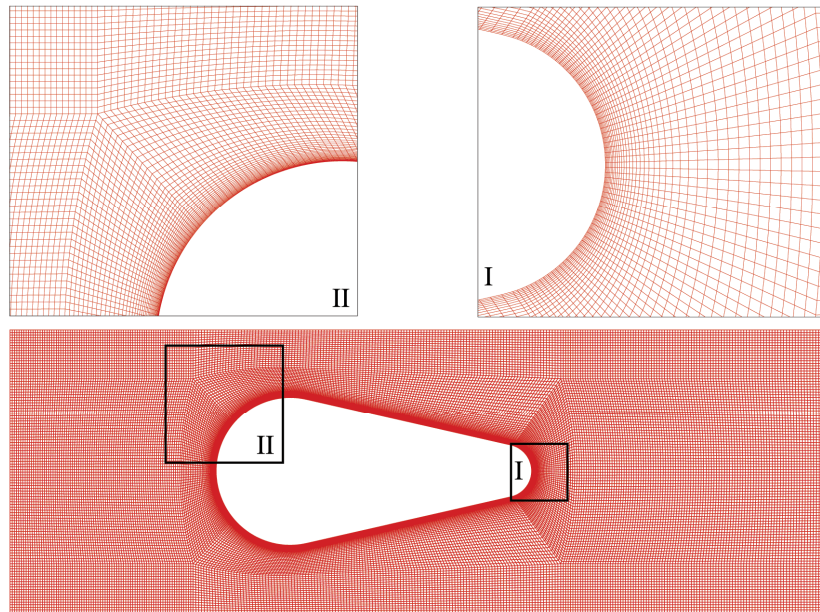


Рис. 4. Расчетная сетка

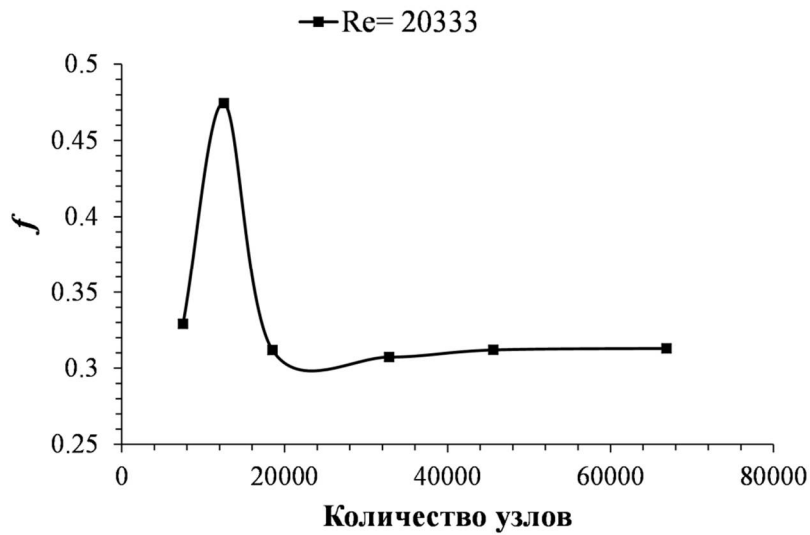


Рис. 5. Анализ чувствительности сетки для каплевидной трубы при  $\theta = 180^\circ$

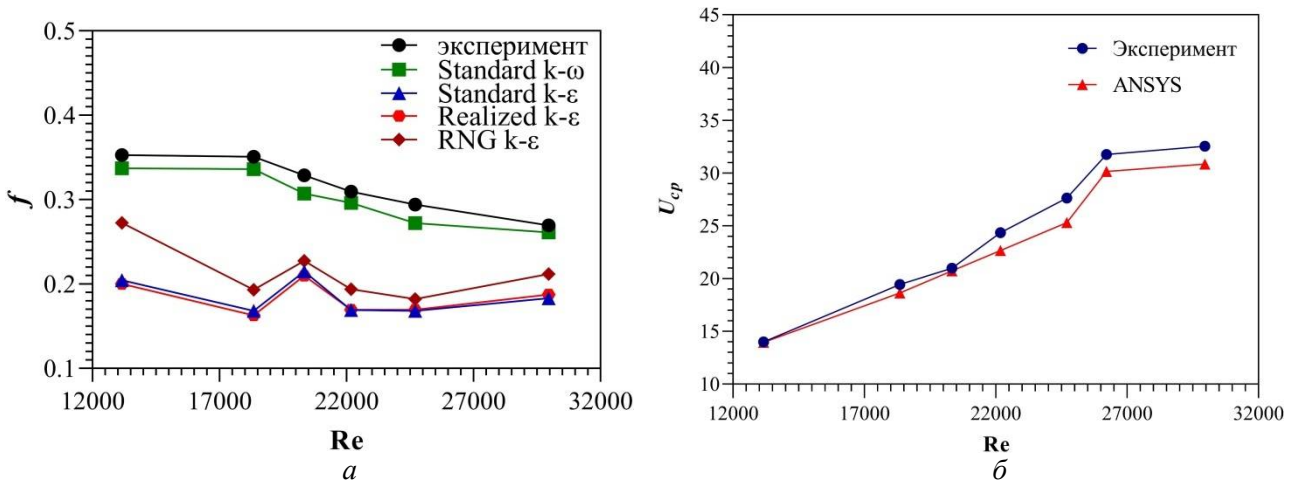


Рис. 6. Валидация численной модели, каплевидная труба при  $\theta = 180^\circ$ : зависимость  $f = f(\text{Re})$  (a) и зависимость  $U_{cp} = f(\text{Re})$  (б)



#### 4. Результаты исследований и их обсуждение

Рис. 7 иллюстрирует линии тока при обтекании исследуемых круглой и каплевидной труб при  $Re = 14029$  и  $Re = 27194$ . При обтекании трубы круглого сечения образуются две вихревые зоны в кормовой части трубы (рис. 7, а, б). По мере увеличения числа Рейнольдса  $Re$  с 14029 до 27194 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.

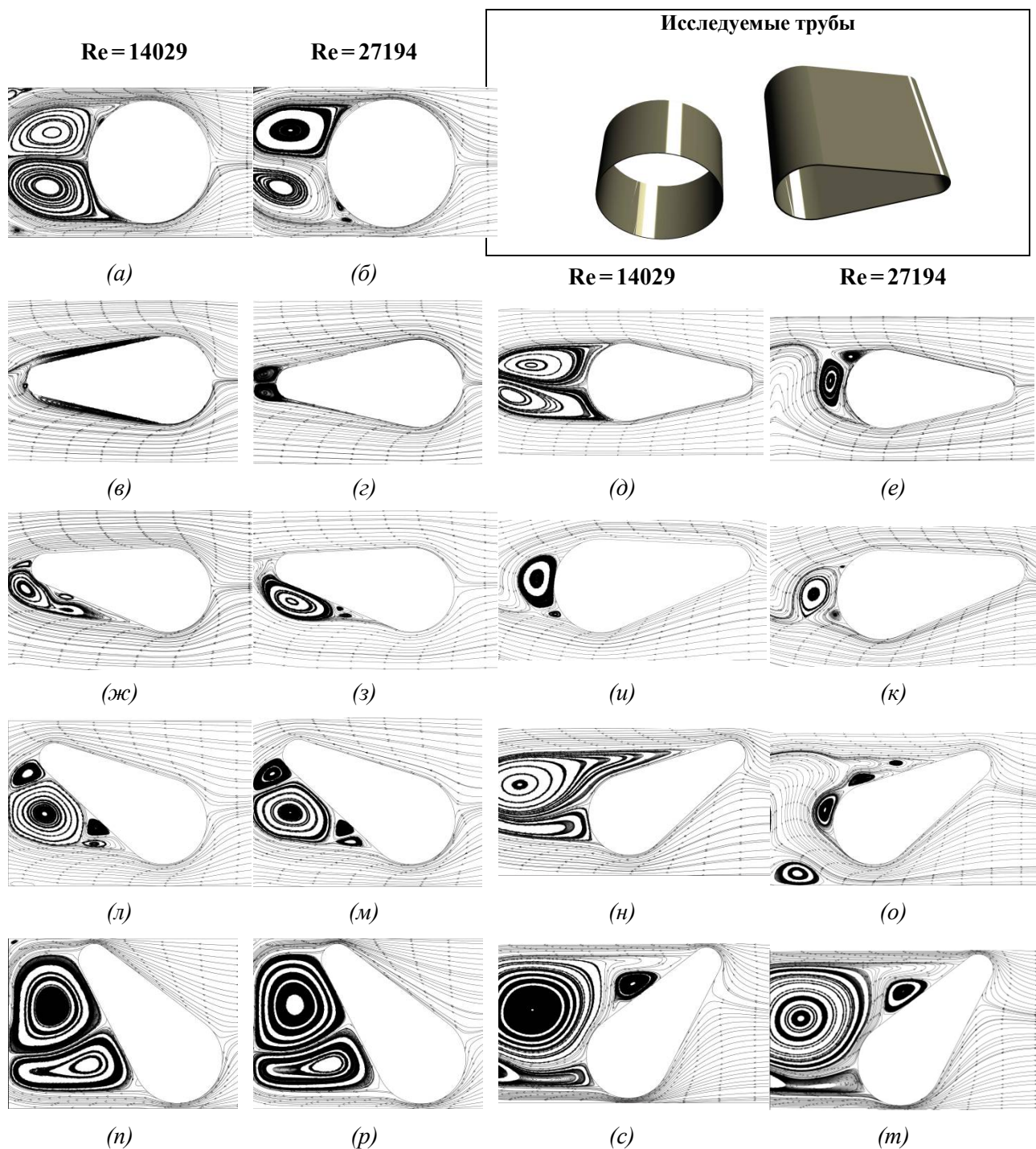


Рис. 7. Линии тока: труба круглого сечения (а, б); труба каплевидного сечения:  $\theta = 0^\circ$  (в, г);  $\theta = 180^\circ$  (д, е);  $\theta = 10^\circ$  (ж, з);  $\theta = 170^\circ$  (и, к);  $\theta = 30^\circ$  (л, м);  $\theta = 150^\circ$  (н, о);  $\theta = 50^\circ$  (п, р);  $\theta = 130^\circ$  (с, т)



При обтекании трубы каплевидного сечения при угле атаки  $\theta=0^\circ$  (рис. 7, 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 27194 вихревые зоны на боковых поверхностях трубы исчезают, а существуют только на ее задней поверхности (рис. 7, з). 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. 7, 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. 7, ж) замедляет движение воздушного потока по поверхности трубы и вихри образуются только на нижних боковых поверхностях труб. По мере увеличения числа Рейнольдса до 27194 вихри сдвигаются дальше вниз по потоку и их размеры растут (рис. 7, з).

При обтекании каплевидной трубы при  $\theta=170^\circ$  боковые участки приводят к ускорению воздушного потока по мере его продвижения вдоль трубы (рис. 7, 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. 7, л-м). В этом случае увеличение числа Рейнольдса с 14029 до 27194 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

На рис. 8 приведены зависимости продольной  $C_x$  и нормальной  $C_y$  силы, составляющей коэффициента сопротивления от угла атаки каплевидной трубы. Продольная сила формируется за счет сил давления на лобовой и донной поверхностях, а нормальная сила возникает при наличии угла атаки [21]. Коэффициенты  $C_x$  и  $C_y$  определяются как

$$C_x = \frac{F_x}{0.5\rho u^2 S}, \quad (6)$$

$$C_y = \frac{F_y}{0.5\rho u^2 S}, \quad (7)$$

где  $F_x$ ,  $F_y$  – продольная и нормальная силы гидродинамического сопротивления, соответственно;  $S$  – площадь сечения каплевидной трубы перпендикулярно потоку.

Согласно рис. 8 линейность зависимостей  $C_x = f(\theta)$  и  $C_y = f(\theta)$  имеет место только при малых углах атаки  $0^\circ \leq \theta \leq 20^\circ$  и  $160^\circ \leq \theta \leq 180^\circ$ , и их значение мало изменяется с ростом

угла атаки в исследованном диапазоне числа  $Re$ . Коэффициент продольной силы гидродинамического сопротивления увеличивается с увеличением угла атаки (коэффициент загромождения  $k_q$  увеличивается) и/или числа Рейнольдса (рис. 8, *a*), а минимальные и максимальные значения коэффициента  $C_x$  достигаются при угле атаки  $\theta=0^\circ$  и  $50^\circ$ , соответственно. По сравнению с обтеканием каплевидной трубы в случае  $\theta=180^\circ$ , коэффициент продольной силы при обтекания каплевидной трубы при  $\theta=0^\circ$  в 1.72 ~ 3.36 раза меньше для  $Re=14029 \sim 27194$ . Если же говорить про максимальные значения коэффициента нормальной силы гидродинамического сопротивления, то они зависят от  $Re$  и  $\theta$ . При больших углах атаки возникающие на подветренной стороне трубы вихри индуцируют увеличение скорости, способствуя росту коэффициента нормальной силы (рис. 8, *б*).

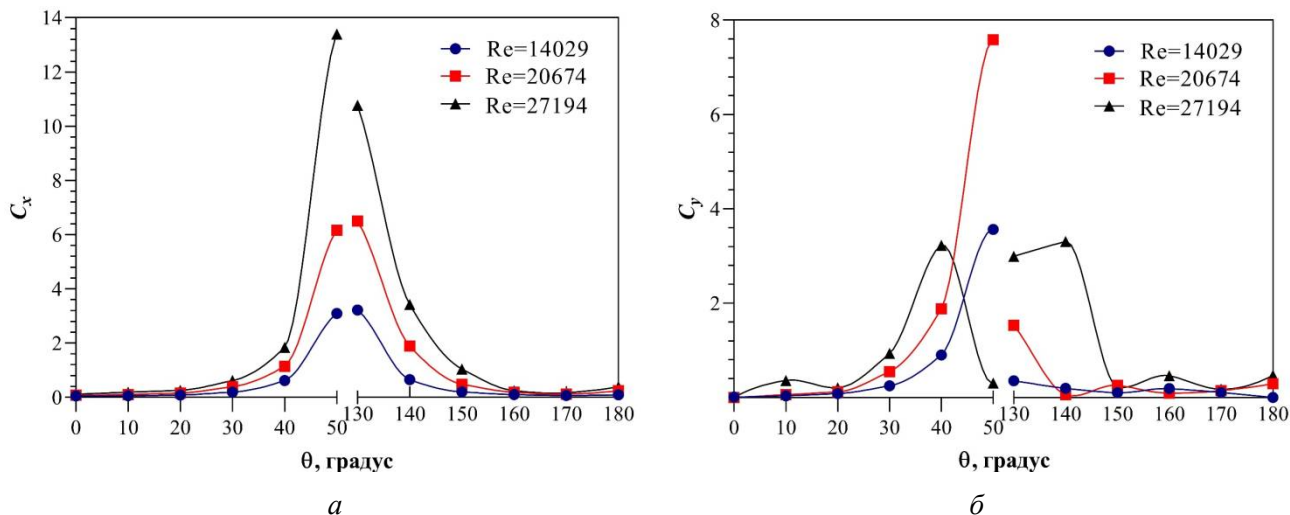


Рис. 8. Зависимости коэффициентов  $C_x$  (*a*) и  $C_y$  (*б*) от угла атаки при обтекании трубы каплевидного сечения

Распределение коэффициента давления  $C_p$  по поверхности трубы от передней критической точки в лобовой части при  $Re=14029$  для разных углов атаки показано на рис. 9.

Коэффициент давления определяется уравнением

$$C_{P,i} = \frac{P_i - P}{0.5\rho u^2}, \tag{8}$$

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

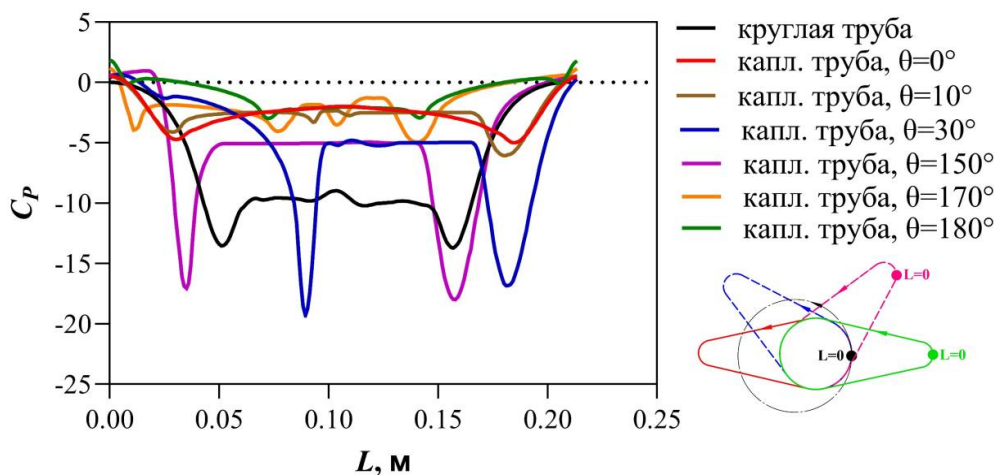


Рис. 9. Распределение коэффициента давления на поверхности трубы при  $Re=14029$

Как показано на рис. 9, незначительные отличия в угле атаки могут существенно повлиять на величину коэффициента давления, а также на значение максимального разрежения и место его расположения. Максимальное разрежение, связанное с ускорением потока вдоль поверхности трубы, достигается непосредственно перед местом наибольшей ширины трубы. В передней критической точке все трубы имеют максимальное значение коэффициента давления (скорость потока равняется нулю), потом  $C_p$  уменьшается до достижения минимального значения, а затем увеличивается до следующей точки отрыва. Минимальное значение  $C_p$  указывает на точку отрыва пограничного слоя от поверхности трубы. При обтекании каплевидной трубы при  $\theta = 150^\circ$  и  $30^\circ$  имеет место резкое падение коэффициента давления (пики разрежения), что свидетельствует о величине торможения потока в прямом скачке уплотнения и о величине роста волнового сопротивления, которое при этом происходит. Следует заметить, что в лобовой части каплевидной трубы при  $\theta = 0^\circ, 10^\circ, 180^\circ$  и  $170^\circ$  имеет место менее резкое падение коэффициента давления по сравнению с круглой трубой.

Рисунок 10 демонстрирует зависимость коэффициента аэродинамического сопротивления каплевидных труб от угла атаки при различных числах Рейнольдса. Коэффициент аэродинамического сопротивления уменьшается с увеличением числа Рейнольдса для всех случаев угла атаки. Это можно объяснить тем, что при более низких числах  $Re$  силы вязкости преобладают над проявлением сил инерции среды. Аэродинамическое сопротивление труб каплевидного сечения существенно ниже по сравнению с трубой круглого сечения. Так как, при обтекании каплевидной трубы при  $\theta = 0^\circ, 10^\circ, 20^\circ, 30^\circ, 40^\circ, 50^\circ, 130^\circ, 140^\circ, 150^\circ, 160^\circ, 170^\circ$ , и  $\theta = 180^\circ$  коэффициент  $f$  уменьшается на  $60.77 \div 61.52 \%$ ,  $56.59 \div 60.77 \%$ ,  $49.31 \div 53.38 \%$ ,  $51.33 \div 54.19 \%$ ,  $61.35 \div 61.58 \%$ ,  $61.62 \div 65.24 \%$ ,  $55.52 \div 60.53 \%$ ,  $52.11 \div 56.49 \%$ ,  $61.01 \div 61.16 \%$ ,  $60.06 \div 61.09 \%$ ,  $62.05 \div 68.82 \%$  и  $44.97 \div 55.23 \%$ , соответственно, по сравнению с обтеканием круглой трубой (рис. 10). Для определенного числа  $Re$  коэффициент  $f$  увеличивается при  $0^\circ \leq \theta \leq 20^\circ$ ,  $140^\circ \leq \theta \leq 150^\circ$ . Следует отметить, что при некоторых больших углах атаки коэффициент аэродинамического сопротивления уменьшается, так как скорость в узком сечении канала резко увеличивается (рис. 11), следовательно, проходы между трубой и стенкой канала действуют как струи потока, и, воздушный поток имеет относительно большой импульс.

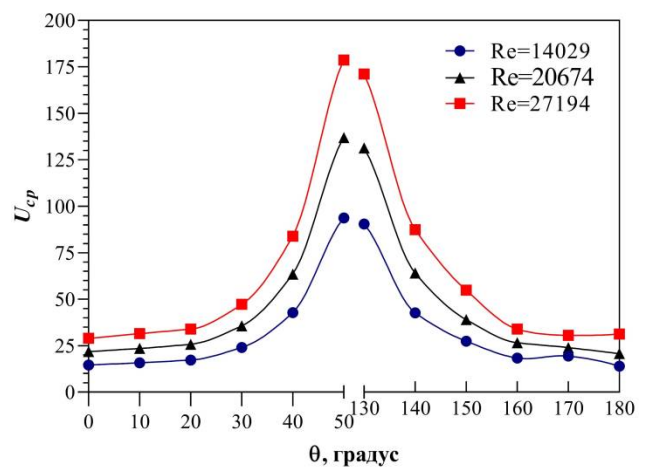
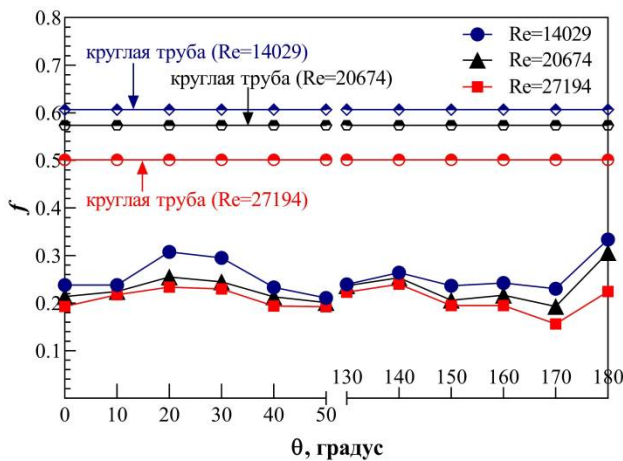


Рис. 10. Изменение коэффициента аэродинамического сопротивления в зависимости от угла атаки

Рис. 11. Изменение скорости набегающего потока в узком сечении в зависимости от угла атаки

Зависимость коэффициента аэродинамического сопротивления от числа Рейнольдса показано на рис. 12.

Данные экспериментального и численного моделирования находятся в хорошем соответствии друг с другом (рис. 12, а). Для всех исследованных углов атаки можно сказать, что при увеличении числа Рейнольдса отрывная точка сдвигается вниз по потоку, и, следова-

тельно, коэффициент аэродинамического сопротивления уменьшается. В случае высоких чисел  $Re$  влияние вязких сил уменьшается, а влияние инерционных сил увеличивается.

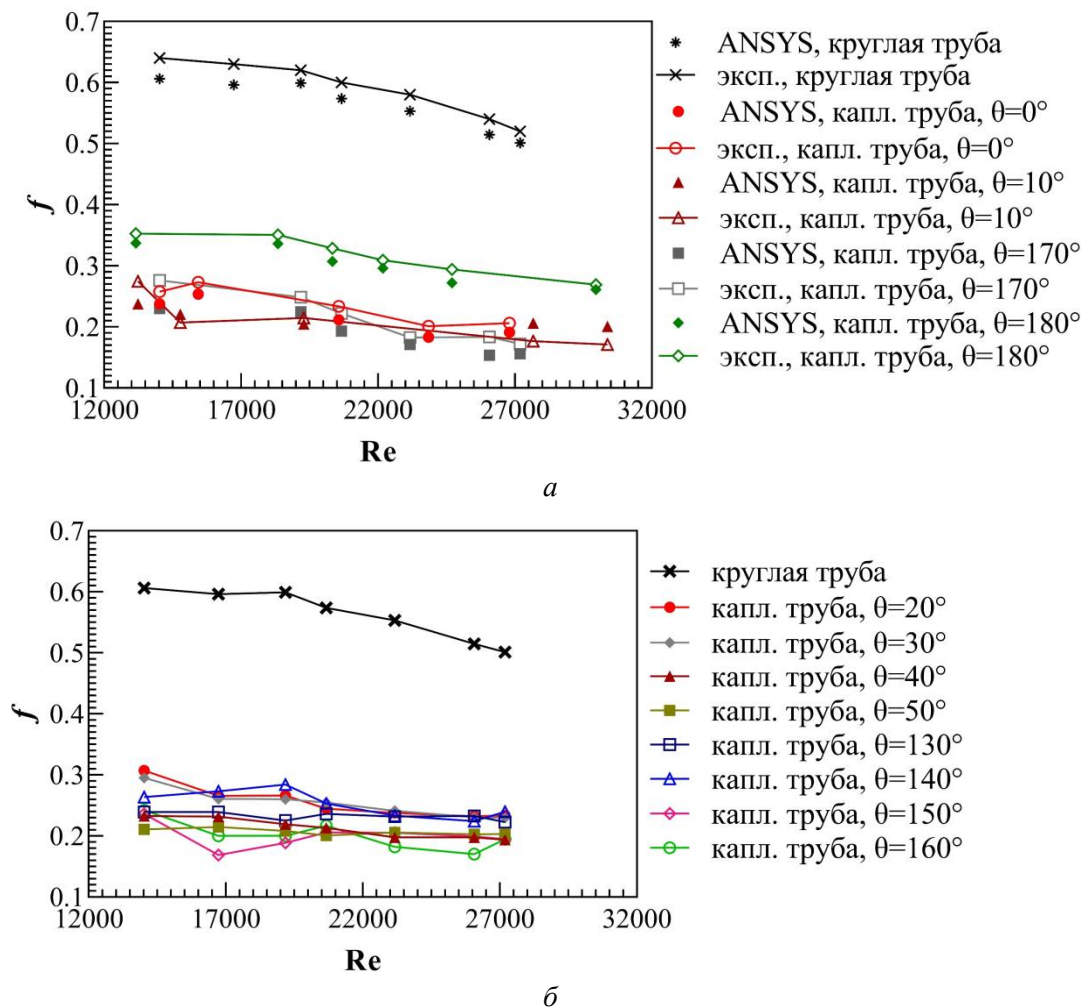


Рис. 12. Зависимость  $f = f(Re)$  для круглой и каплевидных труб

Коэффициент аэродинамического сопротивления при обтекании каплевидной трубы при  $\theta = 0^\circ$  меньше примерно в 1.4 раз по сравнению со случаем обтекания каплевидной трубы при  $\theta = 180^\circ$  (рис. 12, а) поскольку прямые боковые поверхности трубки приводят к замедлению движение потока вдоль поверхности трубы (см. рис. 7, е, д) и соответственно к росту давления. Необходимо отметить, что по мере увеличения числа Рейнольдса при  $30^\circ < \theta < 150^\circ$  изменение коэффициента аэродинамического сопротивления незначительно (рис. 12, б и рис. 10). Значение коэффициента аэродинамического сопротивления зависит от числа Рейнольдса и угла атаки. Например, наименьшие значения коэффициента  $f$  наблюдаются при  $\theta = 50^\circ$  и  $Re \leq 15100$ ,  $\theta = 150^\circ$  и  $15100 < Re < 20300$  и  $\theta = 170^\circ$  и  $Re \geq 20300$ . Исходя из вышесказанного можно сделать вывод, что не существует оптимального угла атаки, обеспечивающего наименьшее аэродинамическое сопротивление для всего исследуемого диапазона чисел Рейнольдса.

## 5. Заключение

Проведенные экспериментальные и численные исследования аэродинамического сопротивления одиночных труб круглой и каплевидной формы позволили выявить следующее:

- 1) турбулентная модель  $k-\omega$  является адекватной для моделирования обтекания одиночной каплевидной трубы;

- 2) коэффициент аэродинамического сопротивления уменьшается с увеличением числа Рейнольдса для всех значений угла атаки;
- 3) коэффициенты продольной и нормальной силы гидродинамического сопротивления увеличиваются с увеличением угла атаки и/ или числа Рейнольдса;
- 4) аэродинамическое сопротивление труб каплевидного сечения существенно ниже по сравнению с трубой круглого сечения. Коэффициент аэродинамического сопротивления при обтекании каплевидной трубы при  $\theta=50^\circ$ ,  $150^\circ$  и  $170^\circ$  уменьшается на  $61.62 \div 65.24 \%$ ,  $61.01 \div 61.16 \%$  и  $62.05 \div 68.82 \%$  соответственно по сравнению с обтеканием круглой трубы;
- 5) наименьшие значения коэффициента аэродинамического сопротивления наблюдаются при  $\theta=50^\circ$  и  $Re \leq 15100$ ,  $\theta=150^\circ$  и  $15100 < Re < 20300$  и  $\theta=170^\circ$  и  $Re \geq 20300$ .

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

## Литература

1. Антуфьев, В. М., Белецкий, Г. С. *Теплоотдача и аэродинамические сопротивления трубчатых поверхностей в поперечном потоке*, М. – Л.: Машгиз, 1948. – 119 с.
2. Антуфьев, В. М. *Эффективность различных форм конвективных поверхностей нагрева*, М. – Л.: Энергия, 1966. – 184 с.
3. Кэйс, В. М., Лондон, А. Л. *Компактные теплообменники*, М.: Госэнергоиздат, 1962. – 160 с.
4. Brauer, H. M., *Verein Grosskesselbesitzer*, № 73, 1961, pp. 260–276.
5. Ibrahim, T. A., and Goma, A., “Thermal performance criteria of elliptic tube bundle in crossflow,” *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 48, 2009, pp.2148–2158.
6. Lavasani, A. M., Bayat, H., “Numerical study of pressure drop and heat transfer from circular and cam-shaped tube bank in cross-flow of nanofluid,” *Energy conversion and management*, Vol. 129, 2016, pp. 19–328.
7. Toolthaisong, S., Kasayapanand, N., “Effect of Attack Angles on Air Side Thermal and Pressure Drop of the Cross Flow Heat Exchangers with Staggered Tube Arrangement,” *Energy Procedia*, Vol. 34, 2013, pp. 417–429.
8. 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
9. 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
10. Deeb, R., Sidenkov, D. V., “Calculation of radiation heat transfer in staggered drop-shaped tubes bundle,” *IOP Conf. Series: Journal of Physics*, 2019. DOI: 10.1088/1742-6596/1565/1/012043
11. Деб, Р., “Численное исследование характеристик теплообмена и гидравлического сопротивления шахматных пучков сдвоенных труб круглой и каплевидной формы,” *Вестник Тепловые процессы в технике*, Том. 12, № 10, 2020.
12. Deeb, R., “Effect of Longitudinal Spacing on The Flow and Heat Transfer for Staggered Drop-shaped Tubes Bundle in Cross-flow,” *Physical-Chemical Kinetics in Gas Dynamics*, Vol. 21, No. 1, 2020. <http://chemphys.edu.ru/issues/2020-21-1/articles/878/>
13. Horvat, A., Leskovar, M., and Mavko, B., “Comparison of heat transfer conditions in tube bundle cross-flow for different tube shapes,” *Int J Heat Mass Transf.*, Vol. 49, 2006, pp.1027–1038.
14. Chamoli, S., Tang, T., Yu, P., Lu, Ruixin, “Effect of shape modification on heat transfer and drag for fluid flow past a cam-shaped cylinder,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, Vol. 131, 2019, pp.1147–1163.
15. Guan-min, Z. et al., “Flow and heat transfer characteristics around egg-shaped tube,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, Vol. 27, 2015, pp. 76–84.

16. Деб, Р., Сиденков, Д. В., “Численное исследование теплообмена и аэродинамики одиночных труб каплевидной формы,” *Вестник Международной академии холода*, Том. 76, № 3, 2020.
17. ANSYS Fluent Reference Guide. ANSYS. Inc. Release 16.0. 2015.
18. Yakhot, V. et al., “Renormalization Group Modeling and Turbulence Simulations,” *International Conference on Near-Wall Turbulent Flows*, Arizona, Tempe. 1993.
19. Лубина, А. С, Седов, А. А., “Верификация CFD-моделей ANSYS FLUENT для однофазных течений в каналах простой формы,” *Конф. «Обеспечение безопасности АЭС с ВВЭР»*, Подольск, Россия 16–19 мая 2017 г.
20. Kim, T., “Effect of longitudinal pitch on convective heat transfer in crossflow over inline tube banks,” *Ann. Nucl. Energy*, Vol. 57, 2013, pp.209–215.
21. Петров, К. П., *Аэродинамика тел простейших форм*, М.: Факториал, 1998, 432 с.

## References

1. Antuf'ev, V. M., Beleckij, G. S. *Teplootdacha i aerodinamicheskie soprotivlenija trubchatyh poverhnostej v poperechnom potoke* (Heat transfer and aerodynamic drag of tubular surfaces in cross-flow), М. – L.: Mashgiz, 1948, 119 p.
2. Antuf'ev, V. M., *Jeffektivnost' razlichnyh form konvektivnyh poverhnostej nagreva* (Efficiency of various forms of convective heating surfaces), М. – L.: Jenergija, 1966, 184 p.
3. Kjejs, V. M., London, A. L., *Kompaktnye teploobmenniki* (Compact heat exchangers), М.: Gosjenergoizdat, 1962, 160 p.
4. Brauer, H. M., *Verein Grosskesselbesitzer*, No. 73, 1961, pp. 260–276.
5. Ibrahim, T. A., and Goma, A., “Thermal performance criteria of elliptic tube bundle in crossflow,” *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 48, 2009, pp.2148–2158.
6. Lavasani, A. M., Bayat, H., “Numerical study of pressure drop and heat transfer from circular and cam-shaped tube bank in cross-flow of nanofluid,” *Energy conversion and management*, Vol. 129, 2016, pp. 19–328.
7. Toolthaisong, S., Kasayapanand, N., “Effect of Attack Angles on Air Side Thermal and Pressure Drop of the Cross Flow Heat Exchangers with Staggered Tube Arrangement,” *Energy Procedia*, Vol. 34, 2013, pp. 417–429.
8. 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
9. 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
10. Deeb, R., Sidenkov, D. V., “Calculation of radiation heat transfer in staggered drop-shaped tubes bundle,” *IOP Conf. Series: Journal of Physics*, 2019. DOI: 10.1088/1742-6596/1565/1/012043
11. 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.
12. Deeb, R., “Effect of Longitudinal Spacing on The Flow and Heat Transfer for Staggered Drop-shaped Tubes Bundle in Cross-flow,” *Physical-Chemical Kinetics in Gas Dynamics*, Vol. 21, No. 1, 2020. <http://chemphys.edu.ru/issues/2020-21-1/articles/878/>
13. Horvat, A., Leskovar, M., and Mavko, B., “Comparison of heat transfer conditions in tube bundle cross-flow for different tube shapes,” *Int J Heat Mass Transf.*, Vol. 49, 2006, pp.1027–1038.
14. Chamoli, S., Tang, T., Yu, P., Lu, Ruixin, “Effect of shape modification on heat transfer and drag for fluid flow past a cam-shaped cylinder,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, Vol. 131, 2019, pp.1147–1163.
15. Guan-min, Z. et al., “Flow and heat transfer characteristics around egg-shaped tube,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, Vol. 27, 2015, pp. 76–84.



16. Deeb, R., Sidenkov, D. V., "Chislennoe issledovanie teploobmena i ajerodinamiki odinochnyh trub kaplevidnoj formy," *Vestnik Mezhdunarodnoj akademii holoda*, Vol. 76, No. 3, 2020.
17. ANSYS Fluent Reference Guide. ANSYS. Inc. Release 16.0. 2015.
18. Yakhot, V. et al., "Renormalization Group Modeling and Turbulence Simulations," *International Conference on Near-Wall Turbulent Flows*, Arizona, Tempe. 1993.
19. Lubina, A. S., Sedov, A. A., "Verifikacija CFD-modelej ANSYS FLUENT dlja odnofaznyh techenij v kanalah prostoj formy," *Konf. «Obespechenie bezopasnosti AJeS s VVJeR»*, Podol'sk, Rossija, May 2017.
20. Kim, T., "Effect of longitudinal pitch on convective heat transfer in crossflow over inline tube banks," *Ann. Nucl. Energy*, Vol. 57, 2013, pp.209–215.
21. Petrov, K. P., *Ajerodinamika tel prostejshih form (Aerodynamics of bodies of the simplest forms)*, M.: Faktorial, 1998, 432 p.

Статья поступила в редакцию 21 января 2021 г.