

УДК 532.5.004.414.23:536.2.004.414.23

Оценка моделей турбулентности для моделирования теплообмена и гидродинамики труб каплевидной формы

РАВАД ДЕЕБ^{1,2}, А. В. КОЛОТВИН², канд. техн. наук Д. В. СИДЕНКОВ²¹Университет Дамаска²Национальный исследовательский университет «МЭИ»¹E-mail: e.rawad.deeb@yandex.com

Выполнено численное моделирование теплообмена и гидродинамики при поперечном обтекании одиночной каплевидной трубы и их пучка с использованием программного пакета ANSYS Fluent. Выполнена верификация двух групп моделей турбулентности k-ε и k-ω, определены основные параметры расчетной сетки, что позволило получить приемлемую точность расчета. Описаны преимущества и недостатки изученных моделей. Предоставлены линии тока для исследованных моделей турбулентности. Сравнение численных результатов с экспериментальными данными показало, что использование стандартной модели турбулентности k-ω дает наилучшие результаты при моделировании теплообмена и гидродинамики в случае одиночных труб. Однако, модель RNG k-ε с функцией «Enhanced Wall Treatment» определена более подходящей в случае пучка каплевидных труб.

Ключевые слова: каплевидная труба, теплообмен, гидродинамика, закрученный поток, модели турбулентности, уравнения Навье–Стокса, модели напряжений Рейнольдса, численное исследование, CFD.

Информация о статье:

Поступила в редакцию 01.03.2022, одобрена после рецензирования 24.03.2022, принята к печати 13.04.2022

DOI: 10.17586/1606-4313-2022-21-2-61-69

Язык статьи — русский

Для цитирования:

Дееб Равад, Колотвин А. В., Сиденков Д. В. Оценка моделей турбулентности для моделирования теплообмена и гидродинамики труб каплевидной формы // Вестник Международной академии холода. 2022. № 2. С. 61–69. DOI: 10.17586/1606-4313-2022-21-2-61-69

Evaluation of turbulence models for flow and heat transfer of drop-shaped tubes

RAWAD DEEB^{1,2}, A. V. KOLOTVIN², Ph. D. D. V. SIDENKOV²¹Damascus University, ²National Research University (Moscow Power Engineering Institute)¹E-mail: e.rawad.deeb@yandex.com

Heat transfer and turbulent flow passing over a single tube and a bundle of drop-shaped tubes were simulated by Ansys Fluent package. Verification of two groups of turbulence models k-ε and k-ω was carried out. The main parameters of the computational grid was determined allowing obtain the accepted calculations accuracy. Streamlines for the studied turbulence models were presented. The strengths and weaknesses of the studied models was described. Comparison of calculation results with experimental data showed that the use of the Standard k-ω turbulence model gives the best results when modeling heat transfer and hydrodynamics for the case of single a drop-shaped tube. However, the RNG k-ε model with enhanced wall treatment function was considered more suitable in case of a drop-shaped tubes bundle.

Keywords: drop-shaped tube, heat transfer, hydrodynamics, swirling flow, turbulence models, Navier–Stokes, Reynolds stress models, numerical study, CFD.

Article info:

Received 01/03/2023, approved after reviewing 24/03/2022, accepted 13/03/2022

DOI: 10.17586/1606-4313-2022-21-2-61-69

Article in Russian

For citation:

Deeb Rawad, Kolotvin A. V., Sidenkov D. V. Evaluation of turbulence models for flow and heat transfer of drop-shaped tubes. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2022. No 2. p. 61–69. DOI: 10.17586/1606-4313-2022-21-2-61-69

Введение

Вычислительные методы изучения гидродинамики и теплообмена стали в последние годы основополагающими в практике научных исследований как одни из наиболее часто используемых подходов для исследования эффективности теплообменников. В настоящей работе было проведено моделирование обтекания как одиночной каплевидной трубы, так и пучков различной геометрии. В течение нескольких предыдущих десятилетий исследованиям пучков некруглых труб уделялось больше внимания [1]–[4]. Каплевидная трубка — одна из самых многообещающих альтернатив для создания более совершенного сердечника теплообменного аппарата. Это связано с низким аэродинамическим сопротивлением каплевидных труб [5]–[18]. В настоящее время экспериментальные исследования стали лишь способом для настройки параметров численного моделирования и верификации полученных данных. Однако следует отметить, что на результаты численного моделирования турбулентных течений влияют следующие основные факторы: граничные условия, расчетная сетка, выбор модели турбулентности и др.

В связи с изложенным, важно сравнить характеристики течения и теплообмена при поперечном обтекании каплевидных труб с использованием различных моделей турбулентности.

Существует три подхода, которые можно использовать для расчета турбулентного потока: «RANS — метод

осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье–Стокса», «DNS — прямое численное моделирование» и «LES — метод моделирования крупных вихрей». Метод RANS с замыканием и использованием полуэмпирических моделей турбулентности наиболее широко используется в инженерных приложениях, так как остальные методы требуют слишком больших вычислительных ресурсов [19]–[22].

Прежде чем проводить численное моделирование, необходимо определить наиболее подходящую модель турбулентности, дающую достоверные результаты для изучаемого случая. Поэтому, целью настоящего исследования является численное моделирование гидродинамики и теплообмена одиночной и пучка каплевидных труб с использованием различных моделей турбулентности. А также определить адекватные модели турбулентности для каждого случая на основе результатов экспериментального исследования [6, 7].

Описание объекта исследования

1. Случай 1

Объектом исследования является труба каплевидного сечения, расположенная в квадратном канале со стороной 80 мм и длиной 232 мм (рис. 1). Каплевидная труба имеет следующие размеры: радиус широкой и малой части 21 и 7,5 мм, соответственно, эквивалентный диаметр $D_{эк}=66,4$ мм (рис. 2).

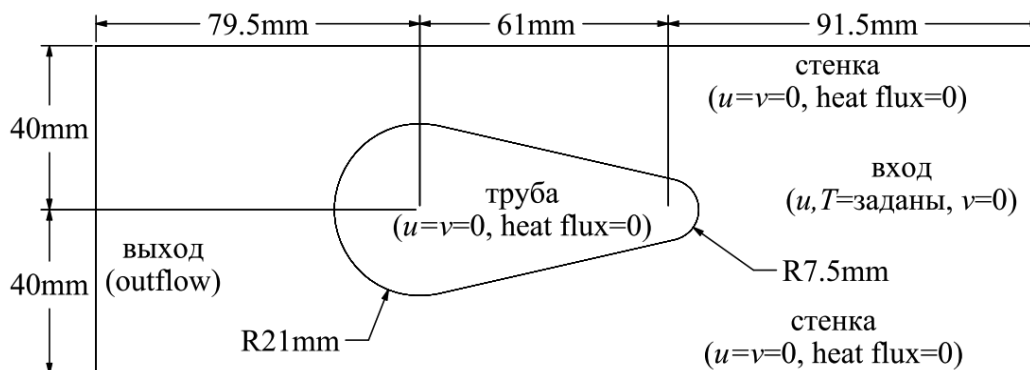


Рис. 1. Расчетная область с граничными условиями [6]

Fig. 1. Computational domain with boundary conditions [6]

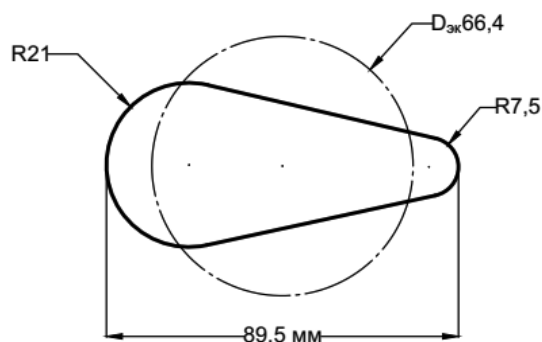


Рис. 2. Поперечное сечение каплевидной трубы [6]

Fig. 2. Cross-section of the drop-shaped tube [6]

2. Случай 2

Объектом исследования является пучок из 45 каплевидных труб, установленных в канале высотой 305 мм и длиной 780 мм. (рис. 3). На рис. 4 показаны характеристики поперечного сечения исследуемой трубы.

Методология численного исследования

1. Постановка задачи и граничные условия

Задача вынужденной конвекции решается с помощью ANSYS Fluent [24]. Турбулентное рабочее тело (воздух) считалось стационарным и несжимаемым. Система дифференциальных уравнений Навье–Стокса включает

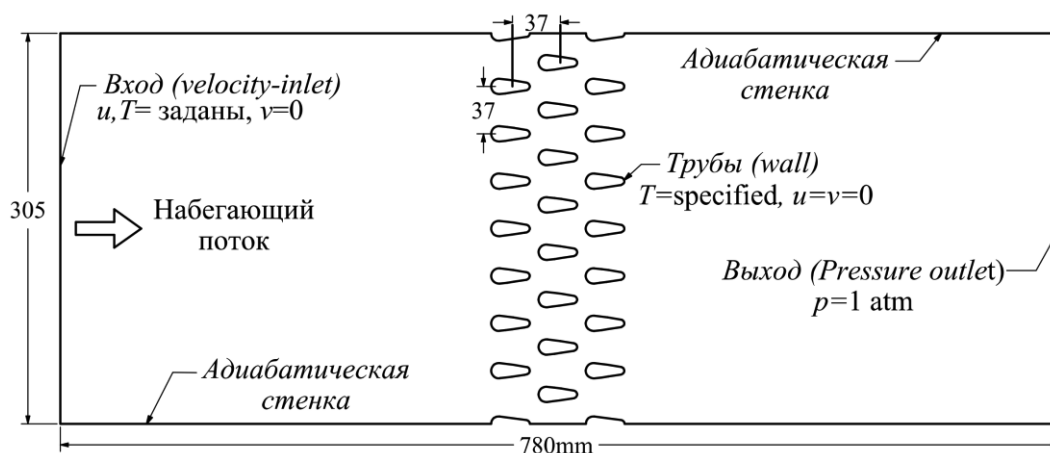


Рис. 3. Расчетный домен с граничными условиями [7]

Fig. 3. Computational domain with boundary conditions

в себя уравнение неразрывности, уравнения переноса импульса, уравнение энергии:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho U_i) = 0; \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_i U_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\tau_{ij} - \rho \overline{u_i u_j}) + S_M; \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x_i}[\rho U_i h_{\text{total}}] &= \frac{\partial P}{\partial x_i} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_i} - \rho \overline{u_i h} \right) + \\ &+ \frac{\partial}{\partial x_i} \left[U_i (\tau_{ij} - \rho \overline{u_i u_j}) \right] + S_E, \end{aligned} \quad (3)$$

где индексы i, j ($i=1, 2; j=1, 2$) — определяют направление декартовой системы координат; U — скорость; u_i, u_j — декартовые составляющие скорости в направлении соответствующих осей; ρ — плотность; P — давление; S_M — источник импульса; $\rho \overline{u_i h}$ — векторное поле турбулентности потока; $\frac{\partial}{\partial x_i} [U_i (\tau_{ij} - \rho \overline{u_i u_j})]$ — работа сил вязкости; S_E — источник энергии, T — температура.

Тензор вязких напряжений можно записать в следующем виде:

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial u_j}{\partial x_j} \right) \quad (4)$$

Средняя полная энтальпия определяется по формуле:

$$\begin{aligned} h_{\text{total}} &= \underbrace{h}_{\text{статическая энтальпия}} + \frac{1}{2} U_i U_i + \\ &+ \underbrace{\frac{k}{2}}_{\text{кинетическая энергия турбулентности}}, \end{aligned} \quad (5)$$

где C_p — удельная теплоемкость при постоянном давлении.

Колебания скорости во всех направлениях являются характеристикой турбулентной жидкости. Решение

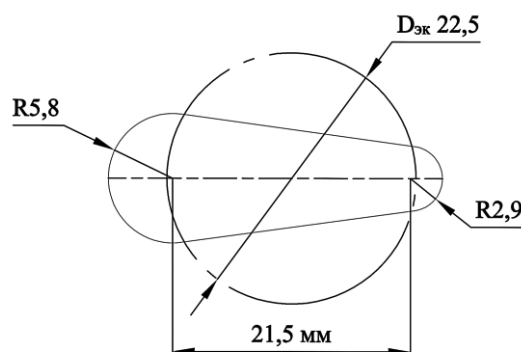


Рис. 4. Поперечное сечение каплевидной трубы [7]

Fig. 4. Cross-section of the drop-shaped tube [7]

уравнений Навье–Стокса для турбулентного потока — непростая задача, так как уравнения в этом случае нелинейны и содержат по две неизвестные величины. В данном случае жидкость бывает хаотичной, диффузной, диссипативной и прерывистой.

Существует несколько методов решения уравнений Навье–Стокса. Наиболее распространенным методом является декомпозиция Рейнольдса, которая дает набор уравнений для описания некоторого среднего поля потока жидкости «RANS». Согласно методу декомпозиции, произвольную величину f , можно записать следующей функцией:

$$f = \overline{f} + f' \quad (6)$$

где \overline{f} — среднее значение f , f' — отклонение произвольного значения f .

Осредняя уравнения неразрывности и переноса импульса, получаем уравнения RANS (уравнения Навье–Стокса, осредненные по Рейнольдсу):

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \overline{U_i}) = 0; \quad (7)$$

$$\rho \frac{\partial}{\partial x_j} (\overline{U_i U_j}) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{U_j}}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial \overline{U_j}}{\partial x_j} \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(- \underbrace{\overline{\rho u_i u_j}}_{\substack{\text{тензор} \\ \text{напряжений} \\ \text{Рейнольдса}}} \right) + S_M, \quad (8)$$

где $\mu = \mu_l + \mu_t$ — динамическая вязкости; μ_l , μ_t — ламинарная и турбулентная составляющая, соответственно; δ_{ij} — дельта Кронекера определяется как:

$$\begin{cases} \delta_{ij} = 0, & i \neq j \\ \delta_{ij} = 1, & i = j \end{cases} \quad (9)$$

Уравнение (8) называется уравнением Рейнольдса и оно отличается от уравнения (2) только наличием тензора напряжений Рейнольдса. Таким образом, для тур-

булентного потока воздуха (для двумерной модели) имеются четыре уравнения (1), (2), (3), (8) и пять неизвестных: два компонента скорости, гидродинамическое давление, два напряжения Рейнольдса. Количество неизвестных больше, чем количество уравнений, поэтому нам нужно дополнительное уравнение для замыкания системы уравнений.

Модели турбулентности «Reynolds Stress Models, RSM» (модели рейнольдсовых напряжений) используются для определения связей между параметрами осредненного поля потока жидкости и напряжениями по Рейнольдсу. В этих моделях используется гипотеза Буссинеска «Boussinesq», предлагающая зависимость Рейнольдсовых напряжений от осредненных градиентов скоростей, что позволяет найти все неизвестные величины:

$$-\overline{\rho u_i u_j} = \mu_t \left(\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_j} \right) \quad (10)$$

Таблица 1

Описание моделей RANS

Table 1

RANS models

Число ур.	Модель турбулентности	Характеристики
1	Spalart-Allmaras	(*) Разработана специально для аэрокосмических приложений, включающих ограниченные стенками потоки на мелкой пристеночной сетке. (+) Достаточно точная и быстрая модель для описания течений с небольшими площадями отрыва и для безотрывного обтекания. (-) Не гарантирует точность расчета для течений с большими площадями отрыва, затухающей турбулентности и свободных сдвиговых течений.
2	Standard $k-\epsilon$	(+) Подходит для полностью развитой турбулентности (в пристеночных узлах используются пристеночные функции). (-) Имеет большие погрешности при моделировании закрученных течений, ассиметричных струй, течений с большими площадями отрыва и течений с большими градиентами давления.
2	RNG $k-\epsilon$ (Renormalization Groups, RNG)	(*) Более точная модель, в сопоставлении с Standard $k-\epsilon$, так как RNG $k-\epsilon$ модель имеет следующие преимущества: (+) Повышает точность решений для описания жидкостей с малой вязкостью. (+) Учитывает влияние вихревого движения потока, что повышает точность вычислений для высоковихревых жидкостей; (+) Вычисление числа Прандтля, учитывающего влияние физических свойств теплоносителя на теплоотдачу. (+) Имеет опцию «Enhanced Wall Treatment», что дает меньшую чувствительность к параметрам сетки. (*) Модель применима в пограничном слое, при сгущении сетки в вязком подслое.
2	Realizable $k-\epsilon$	(*) Подходит для сложных течений, включающих вихри, быструю деформацию и локальные переходные течения. (+) Точнее стандартной модели Standard $k-\epsilon$. (+) Удовлетворяет математическим условиям по напряжениям Рейнольдса, что соответствует природе турбулентной жидкости. (-) Поскольку модель Realizable все еще является относительно новой, неизвестно, в каких случаях она эффективнее модели RNG.
2	Standard $k-\omega$	(*) Распространена в турбомашинной и аэрокосмической области. (+) Лучше работает для сложных течений с неблагоприятными градиентами давления. (+) Надежная, вплоть до вязкого подслоя, так как есть поправка на влияние малых чисел Рейнольдса «low Reynolds number». (-) Решение сильно зависит от значений k и ω за пределами слоя сдвига.
2	SST $k-\omega$ (shear-stress transport)	(+) Сочетает в себе решения основного потока модели $k-\epsilon$ и устойчивость и точность разрешения пограничного слоя модели $k-\omega$. (+) Определяет точку отрыва и размеры площади отрыва под воздействием неблагоприятных градиентов давления. (+) Использует переходную функцию вблизи стенки, от модели Standard $k-\omega$ к модели $k-\epsilon$. (-) Не подходит для свободных сдвиговых течений, так как зависит от расстояния по нормали от стенки до первого сеточного узла.

Здесь турбулентная вязкость μ_t не является свойством воздуха, а лишь характеризует турбулентный поток.

При турбулентном режиме силы инерции преобладают над силами вязкости, это вызывает перемешивание объемов воздуха, движущихся с разными скоростями, что приводит к образованию вихрей. Вихри дробятся на более мелкие и энергия передается от более крупных вихрей к более мелким вихрям и т. д. (каскадный механизм). Такой механизм передачи энергии заканчивается диссипацией кинетической энергии в теплоту. Для замыкания системы уравнений Рейнольдса используется уравнение переноса для скорости турбулентной диссипации совместно с уравнениями переноса для компоненты тензора Рейнольдсовых напряжений.

Модели турбулентности Spalart-Allmaras k - ϵ и k - ω являются одними из наиболее широко используемых моделей, поскольку они используют небольшие вычислительные ресурсы при расчете турбулентной вязкости μ_t . Здесь k — кинетическая энергия турбулентности, ϵ — диссипация кинетической энергии турбулентности, скорость ее диссипации и ω — удельная скорость диссипации энергии за счет вихревой вязкости [24]. В табл. 1 приведено краткое описание каждой из этих моделей в порядке возрастания требуемых вычислительных ресурсов.

В настоящей работе для расчета турбулентности использовались пять моделей: Standard k - ϵ , RNG k - ϵ , Realized k - ϵ , Standard k - ω и SST k - ω . Теплофизические свойства жидкости рассчитывались при температуре воздуха на входе для случая 1 [6] и по средней температуре набегающего потока для случая 2 [7]. Граничные условия для исследуемых случаев приведены в табл. 2.

2. Расчетная сетка и дискретизация

Для каждой модели необходимо качественное построение расчетных сеток. Расчетная сетка представляет собой дискретное представление области потока,

являющееся системой дискретных ячеек-элементов. Сетка была сгенерирована с помощью сеточного генератора ANSYS ICEM CFD. В [6],[7] использовались Quad-элементы сетки. Так как турбулентный поток в своей структуре имеет пограничный слой за счет трения о поверхность трубы (торможение потока), то в этой области расчетная сетка имеет сгущение на поверхности трубы. Высота первой пристенной ячейки $1 < y^+ < 5$. Качество сетки было примерно 0,96. Конфигурации сетки исследуемых случаев показаны на рис. 5.

Результаты численного моделирования чувствительны к качеству и размеру узлов расчетной сетки. Количество узлов сетки увеличивалось до тех пор, пока не было получено сеточно-независимое решение. Рис. 6 показывает, что сетка из 32815, 145850 узлов для случаев 1, 2, соответственно, обеспечивает сеточно-независимое. Поэтому, в этих двух случаях рассматривается сетка с данными параметрами.

Алгоритм решения связки уравнения движения и неразрывности (*Pressure — Velocity Coupling*) при решении выбирался *SIMPLEC*. Для получения точных решений использовалась дискретизация второго порядка точности (*Second Order Upwind*). Окончание расчета происходило при достижении решения уравнений энергии, импульса и неразрывности погрешностей 10^{-8} .

Граничные условия
Boundary conditions
Таблица 2
Table 2

Случай	
1. Одиночная труба [6]	На входе: $u=3,86\div13,41$ м/с, $v=0$ ($Re=13200\text{--}30400$), $T=21,5\div27$ °C На выходе: Outflow На стенке трубы: $u=v=0$, Heat flux=0 Верхняя и нижняя стенки канала: Heat flux=0
2. Пучок труб [7]	На входе: $u=1,33\div7$ м/с, $v=0$ ($Re=1800\text{--}9700$), $T=56,5$ °C На выходе: $P=1$ атм На стенке трубы: $u=v=0$, $T=20,8$ °C Верхняя и нижняя стенки канала: Heat flux=0

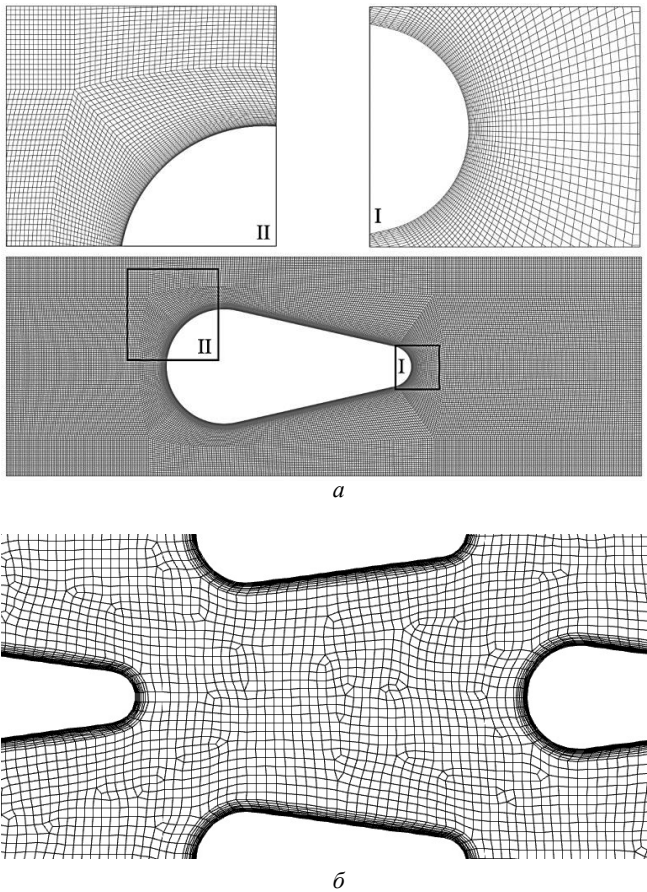


Рис. 5. Расчетная сетка: а — случай 1; б — случай 2
Fig. 5. Computational mesh: a — case 1; б — case 2

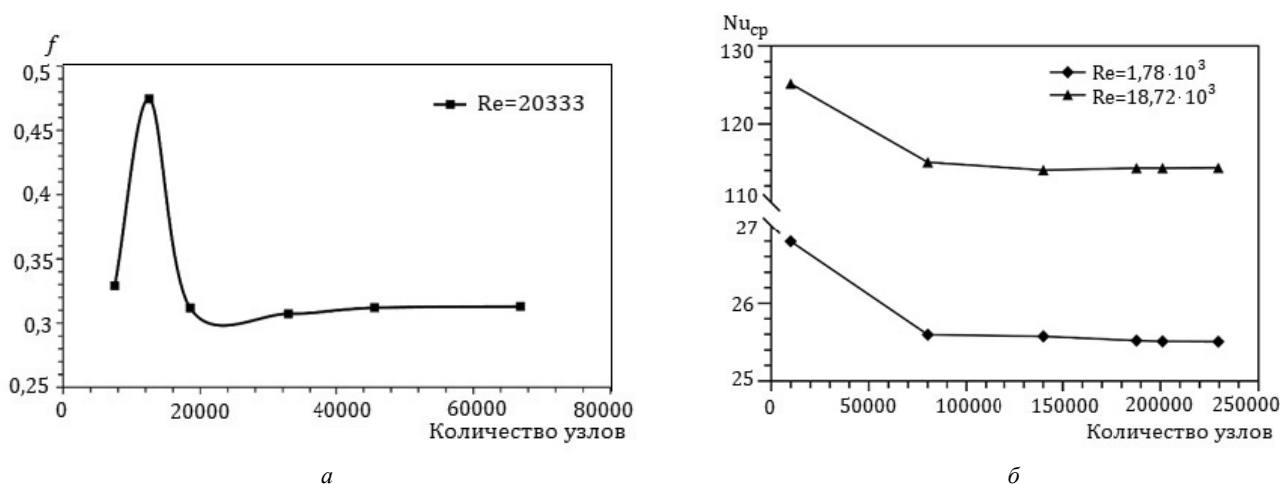


Рис. 6. Анализ чувствительности сетки: а — случай 1 «Standard $k-\omega$ »; б — случай 2 «RNG $k-\epsilon$ с функцией Enhanced Wall Treatment»

Fig. 6. Mesh sensitivity analysis: a — case 1 «Standard $k-\omega$ »; б — case 2 «RNG $k-\epsilon$ with Enhanced Wall Treatment function»

3. Безразмерные параметры потока

Число Рейнольдса рассчитывалось по соотношению:

$$Re = \frac{\rho u D_{\text{эк}}}{\mu}, \quad (11)$$

где μ — динамическая вязкость.

Среднее число Нуссельта пучка каплевидных труб определялось как:

$$Nu_{cp} = \frac{\alpha_{cp} \cdot D_{\text{эк}}}{\lambda}, \quad (12)$$

где $\alpha_{cp} = \frac{1}{F} \int_0^F \alpha dF$ — средний коэффициент теплоотдачи;

λ — коэффициент теплопроводности.

Аэродинамическое сопротивление определялось коэффициентом:

$$f = \frac{\Delta P}{\frac{1}{2} \rho u_{cp}^2 N_L}, \quad (13)$$

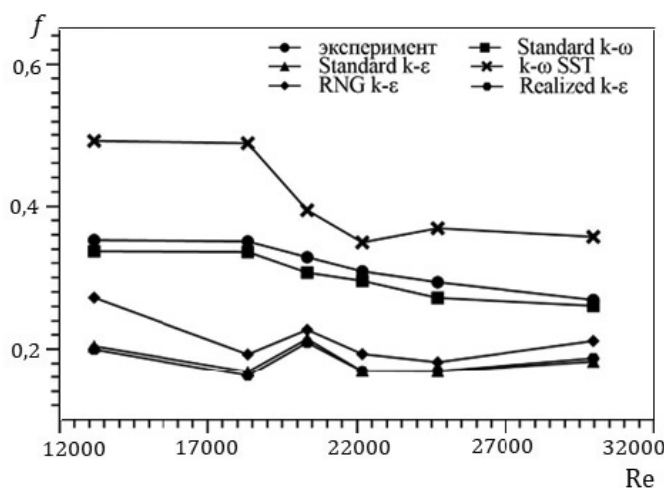


Рис. 7. Валидация численной модели, случай 1
Fig. 7. Computational model validation, case 1

где N_L — число поперечных рядов; ΔP — перепад давления воздушного потока в канале; ρ — плотность воздуха; u_{cp} — средняя скорость потока в узком сечении канала.

Результаты численного моделирования и их обсуждение

1. Случай 1

Распределение коэффициента аэродинамического сопротивления для различных моделей турбулентности при различных числах Рейнольдса для каплевидной трубы показано на рис. 7. Очевидно, что турбулентная модель с двумя уравнениями Standard $k-\omega$ является наиболее подходящей моделью по сравнению с другими доступными моделями. Коэффициент f , рассчитан по турбулентной модели $k-\omega$, близок к экспериментальным значениям [6] практически для всего диапазона чисел Рейнольдса. Максимальная погрешность между экспериментальными результатами [6] и результатами моделирования составляет $\approx 7,4\%$, что свидетельствует об адекватности Standard $k-\omega$ модели.

Рис. 8 иллюстрирует линии тока при обтекании каплевидной трубы для исследованных моделей турбулентности при $Re=20333$. Для всех моделей, кроме модели Realizable $k-\epsilon$, за трубой возникает пара вихрей (случаи 1, 2 на рис. 6). Было замечено, что ширина прогнозируемой зоны следа за трубой различна в каждой модели. Также, было отмечено, что модели турбулентности Standard и RNG $k-\epsilon$ хорошо согласуются друг с другом. Однако они отличаются от моделей турбулентности Standard и SST $k-\omega$ (см. вихрь 2 на рис. 8).

2. Случай 2

На рис. 9 показано среднее число Нуссельта пучка каплевидных труб для исследуемых моделей турбулентности при различных числах Рейнольдса. Было найдено, что численные значения Nu_{cp} для всех моделей имеют одинаковую тенденцию с экспериментальными значениями [7] для всего диапазона Re . Кроме того, можно заметить, что результаты семейства превосходят результаты семейства $k-\omega$. Разница в значениях Nu_{cp} для Standard

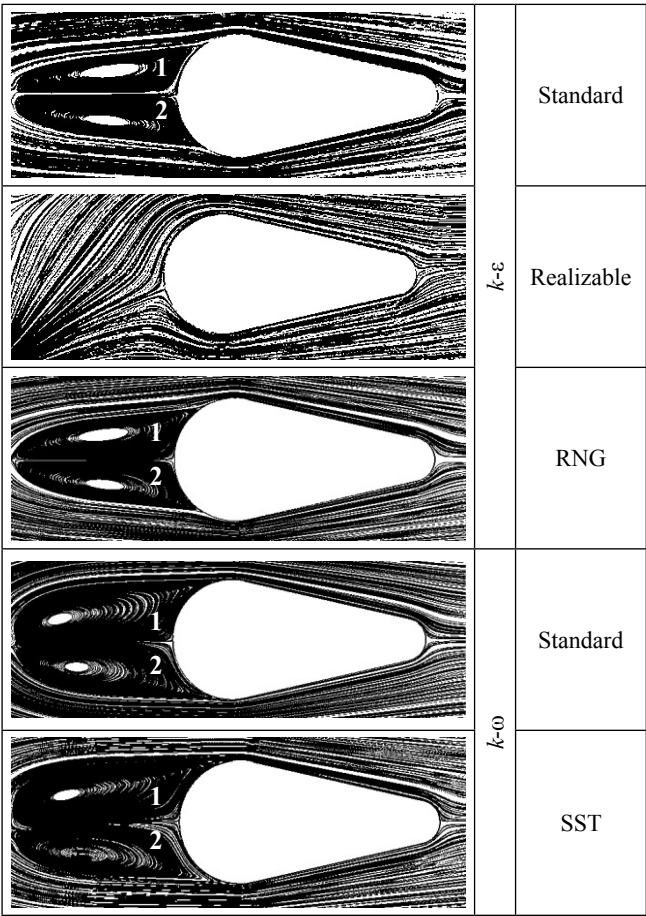


Рис. 8. Линии тока, случай 1
Fig. 8. Streamline, case 1

и Realized $k-\epsilon$ относительно невелика. При этом наибольшего совпадения с экспериментальными результатами добилась модель RNG $k-\epsilon$ с функцией «Enhanced Wall Treatment» [23, 24] с максимальной погрешностью 5,89% при наименьшем Re. Таб. 3 показывает максимальную ошибку для каждой модели. Было найдено, что наибольшее значение погрешности было при использовании модели SST $k-\omega$ ($\approx 23,36\%$).

Таблица 3

Максимальная погрешность результатов для каждой модели

Модель	Погрешность Nu_{cp} , %
Standard $k-\epsilon$	15,23
Realizable $k-\epsilon$	5,89
RNG $k-\epsilon$	15,20
Standard $k-\omega$	22,78
SST $k-\omega$	23,36

На рис. 10 показаны линии тока при обтекании пучка каплевидных труб при $Re=9700$. Видно, что линии тока отличаются друг от друга для всех моделей. Об адекватности моделей турбулентности можно судить по характеру потока. Согласно экспериментальным результатам [7], при больших числах Re вихри должны исчезать

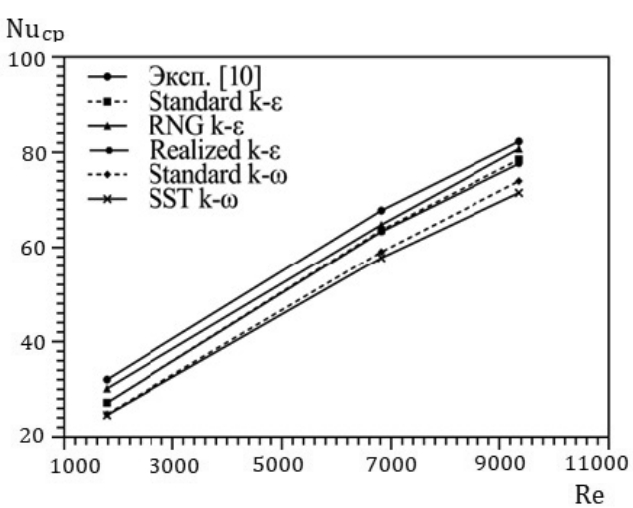


Рис. 9. Валидация численной модели, случай 2
Fig. 9. Computational model validation, case 2

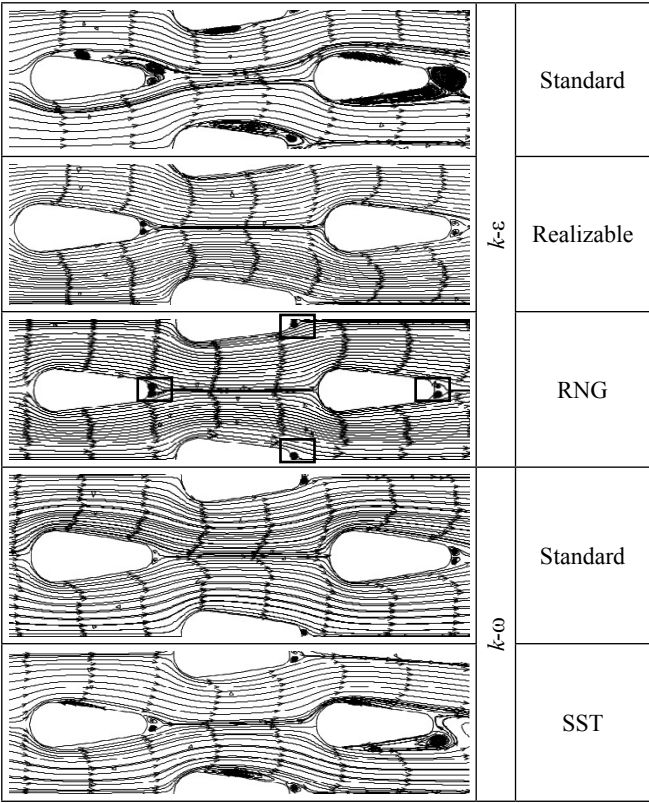


Рис. 10. Линии тока, случай 2
Fig. 10. Streamlines, case 2

на боковых поверхностях труб, а располагаться только за трубами. Таким образом, модель, соответствующая описанию [7] является моделью RNG $k-\epsilon$ с функцией «Enhanced Wall Treatment» (см. интенсивность вихрей за каждой трубой в рамках на рис. 10).

Закключение

Подробно исследовано влияние различных моделей турбулентности с двумя уравнениями переноса на моделирование теплообмена и турбулентного потока, проходящего через одиночную каплевидную трубу и их пучок. Численные результаты для каждой модели срав-

нивались с экспериментальными данными из литературы.

Определены параметры расчетной сетки, при которых программный пакет ANSYS Fluent позволяет получить приемлемую точность расчета гидродинамики и теплообмена при поперечном обтекании одиночной и пучка каплевидных труб.

Результаты показали, что численное моделирование может быть использовано в качестве полезного инстру-

мента для визуализации течения вокруг каплевидных труб. Также, сравнение моделей турбулентности показали, что модель Standard k - ω более совместима с экспериментальными результатами для случая одиночной каплевидной трубы. Однако в случае пучка каплевидных труб модель RNG k - ε с функцией «Enhanced Wall Treatment» считается более подходящей для моделирования турбулентного потока и теплообмена на основе ее способности правильно прогнозировать вихри в пучке.

Литература

References

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. Том. 13. № 2.
2. Ota T., Hideya N., Yukiyasu T. Heat transfer and flow around an elliptic cylinder. // International Journal of Heat and Mass Transfer. 1984. Vol. 27. Pp. 1771–1779.
3. Lavasani A. M., Bayat H., Maarefdoost T. Experimental study of convective heat transfer from in-line cam shaped tube bank in crossflow. // Applied thermal engineering. 2016. Vol. 65. Iss. 85. Pp. 85–93.
4. El Gharbi N., Kheiri A., Ganaoui M., Blanchard R. Numerical optimization of heat exchangers with circular and non-circular shapes. // Case Studies in Thermal Engineering. 2015. Vol. 6. Pp. 194–203.
5. Терех А. М., Руденко А. И., Жукова Ю. В. Аэродинамическое сопротивление и визуализация течения вокруг одиночных труб каплеобразной формы // Инженерно-физический журнал. 2013. Том. 86. № 2.
6. Deeb R. Experimental and numerical investigation of the effect of angle of attack on air flow characteristics around drop-shaped tube. // Physics of Fluids. 2021. 33 6:065110.
7. Ahmed S. E. S., Ibrahim E. Z., Mesalhy O. M., Abdelatif M. A. Heat transfer characteristics of staggered wing-shaped tubes bundle at different angles of attack. // Int. J. Heat Mass Transfer. 2014. 8 50:1091–1102.
8. Deeb R. The effect of angle of attack on heat transfer characteristics of drop-shaped tube. // Int. J. Heat Mass Transfer. 2022. 183 122115.
9. Deeb R. Numerical analysis of the effect of longitudinal and transverse pitch ratio on the flow and heat transfer of staggered drop-shaped tubes bundle. // Int. J. Heat Mass Transfer. 2022. 183 122123.
10. 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 Nat. Sci. 2021. 2. 95: 102–117.
11. Деб Р., Сиденков Д. В. Численное исследование теплообмена и аэродинамики одиночных труб каплевидной формы // Вестник Международной академии холода. 2020. Том. 76. № 3.
12. Деб Р. Численное исследование характеристик теплообмена и гидравлического сопротивления шахматных пучков сдвоенных труб круглой и каплевидной формы // Тепловые процессы в технике. 2020. Том. 12. № 10.
13. Деб Р. Влияние угла атаки на теплообменные и гидродинамические характеристики шахматного пучка труб каплевидной формы в поперечном обтекании // Доклады АН ВШ РФ. 2020. Том. 48. № 3. С. 21–36.
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. Iss. 2. (in Russian)
2. Ota T., Hideya N., Yukiyasu T. Heat transfer and flow around an elliptic cylinder. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 1984. Vol. 27. Pp. 1771–1779.
3. Lavasani A. M., Bayat H., Maarefdoost T. Experimental study of convective heat transfer from in-line cam shaped tube bank in crossflow. *Applied thermal engineering*. 2016. Vol. 65. Iss. 85. Pp. 85–93.
4. El Gharbi N., Kheiri A., Ganaoui M., Blanchard R. Numerical optimization of heat exchangers with circular and non-circular shapes. *Case Studies in Thermal Engineering*. 2015. Vol. 6. Pp. 194–203.
5. Terekh A. M., Rudenko A. I., Zhukova Yu. V. Aerodynamic drag and flow visualization around single drop-shaped tubes. *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*. 2013. Vol. 86. Iss. 2. (in Russian)
6. Deeb R. Experimental and numerical investigation of the effect of angle of attack on air flow characteristics around drop-shaped tube. *Physics of Fluids*. 2021. 33 6:065110.
7. Ahmed S. E. S., Ibrahim E. Z., Mesalhy O. M., Abdelatif M. A. Heat transfer characteristics of staggered wing-shaped tubes bundle at different angles of attack. *Int. J. Heat Mass Transfer*. 2014. 8 50:1091–1102.
8. Deeb R. The effect of angle of attack on heat transfer characteristics of drop-shaped tube. *Int. J. Heat Mass Transfer*. 2022. 183 122115.
9. Deeb R. Numerical analysis of the effect of longitudinal and transverse pitch ratio on the flow and heat transfer of staggered drop-shaped tubes bundle. *Int. J. Heat Mass Transfer*. 2022. 183 122123.
10. 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 Nat. Sci.* 2021. 2. 95: 102–117.
11. Deeb Rawad, Sidenkov D. V. Numerical investigation of heat transfer and aerodynamics of single drop-shaped tubes. *Vestnik Mezhdunarodnoi akademii kholoda*. 2020. No 3. p. 91–99. (in Russian)
12. Deeb R. Numerical study of heat transfer characteristics and friction factor for staggered circular and drop-shaped double tubes bundles. *Thermal processes in engineering*. 2020. Vol. 12. Iss. 10. (in Russian)
13. 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. 3, Iss. 45. Pp. 21–36. (in Russian)

14. Деб Р., Колотвин А. В. Численное исследование и сравнение теплообмена и гидродинамики коридорного пучка труб круглой и каплевидной формы // Труды Академэнерго. 2020. Том. 60. №. 3.
15. Deeb R., Sidenkov D. V. Numerical simulation of the heat transfer of staggered drop-shaped tubes bundle. // IOP Conf. Series: Journal of Physics. 2019.
16. 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.
17. Deeb R., Sidenkov D. V., Yezhov E. V., Ponurovskaya V. V. Calculation of radiation heat transfer in staggered drop-shaped tubes bundle. IOP Conf. Series: Journal of Physics. 2019.
18. Deeb R., Sidenkov D. V. Numerical modelling of heat transfer and hydrodynamics for drop-shaped tubes bundle.// IOP Conf. Series: Journal of Physics. 2020.
19. Роуч П. Вычислительная гидродинамика. М.: Мир, 1980. 618 с.
20. Волков К. Н., Емельянов В. Н. Моделирование крупных вихрей в расчетах турбулентных течений. М.: Физматлит, 2008. 364 с.
21. Белов И. А., Исаев С. А. Моделирование турбулентных течений: Учеб. пособие. СПб.: Изд-во БГТУ, 2001. 108 с.
22. Снегирев А. Ю. Высокопроизводительные вычисления в технической физике. Численное моделирование турбулентных течений: Учеб. пособие. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2009. 143 с.
23. Yakhot V. et al. Renormalization Group Modeling and Turbulence Simulations. Near-Wall Turbulent Flows, Tempe, AZ, 1993.
24. ANSYS, Inc. ANSYS Fluent Reference Guide16.0. 2015.
14. Deeb R., Kolotvin A. V. Numerical investigation of heat transfer and hydrodynamics for in-line drop-shaped tubes bundle. *Trudy Akademenergo*. 2020. Vol. 60. Iss. 3. (in Russian)
15. Deeb R., Sidenkov D. V. Numerical simulation of the heat transfer of staggered drop-shaped tubes bundle. *IOP Conf. Series: Journal of Physics*. 2019.
16. 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.
17. Deeb R., Sidenkov D. V., Yezhov E. V., Ponurovskaya V. V. Calculation of radiation heat transfer in staggered drop-shaped tubes bundle. *IOP Conf. Series: Journal of Physics*. 2019.
18. Deeb R., Sidenkov D. V. Numerical modelling of heat transfer and hydrodynamics for drop-shaped tubes bundle. *IOP Conf. Series: Journal of Physics*. 2020.
19. Roach P. Computational fluid dynamics. M.: Mir, 1980. p. 618. (in Russian)
20. Volkov K. N., Emelyanov V. N. Modeling of large eddies in the calculations of turbulent flows. M.: Fizmatlit, 2008. p. 364. (in Russian)
21. Belov I. A., Isaev S. A. Modeling of turbulent flows: Study guide. St. Petersburg: Publishing house of BSTU, 2001. 108 p. (in Russian)
22. Snegirev A. Yu. High performance computing in technical physics. Numerical modeling of turbulent flows: Study guide. St. Petersburg: Publishing House of the Polytechnic. un-ta, 2009. 143 p. (in Russian)
23. Yakhot V. et al. Renormalization Group Modeling and Turbulence Simulations. Near-Wall Turbulent Flows, Tempe, AZ, 1993.
24. ANSYS, Inc. ANSYS Fluent Reference Guide16.0. 2015.

Сведения об авторах

Деб Равад

Ассистент кафедры машиностроения Университета Дамаска, Сирия, Дамаск, аспирант, ассистент кафедры теоретических основ теплотехники, Национального исследовательского университета «МЭИ», 111250, Россия, Москва, Красноказарменная ул., 14, DeebR@mpei.ru, e.rawad.deeb@yandex.com, ORCID: 0000-0002-8951-757X, Scopus ID: 57205113907, РИНЦ ID: 8780–3000.

Колотвин Алексей В.

Инженер, АО «РКС», 111250, Россия, Москва, Авиамоторная, 53, kolotvin_aleksei@mail.ru

Сиденков Дмитрий Владимирович

К. т. н., доцент кафедры теоретических основ теплотехники Национального исследовательского университета «МЭИ», 111250, Россия, Москва, Красноказарменная ул., 14, sidenkovdv@mpei.ru

Information about authors

Deeb Rawad

Assistant of General Mechanic Engineering Department, Major of «Mechanical Forces Engineering», Damascus University, Syria, Damascus. PhD student, assistant of Theoretical Bases of Heat Engineering Department, National Research University «MPEI», 111250, Russia, Moscow, Krasnokazarmennaya str., 14, DeebR@mpei.ru, e.rawad.deeb@yandex.com, ORCID: 0000-0002-8951-757X, Scopus ID: 57205113907, РИНЦ ID: 8780–3000.

Kolotvin Aleksey V.

Engineer, Joint-stock company «Russian space systems», 111250, Russia, Moscow, Aviamotornaya, 53, kolotvin_aleksei@mail.ru

Sidenkov Dmitry V.

PhD, Associate Professor of Department of Theoretical Bases of Heat Engineering, National Research University «MPEI», 111250, Russia, Moscow Krasnokazarmennaya str., 14, sidenkovdv@mpei.ru



Статья доступна по лицензии
Creative Commons «Attribution-NonCommercial»