

RANS подходы моделирования конвективного теплообмена в пучках труб при двухмерной и трехмерной постановке

А.Р. Хайруллин, А.И. Хайбуллина

Казанский государственный энергетический университет

Аннотация: В данной статье рассмотрен вопрос выбора модели турбулентности при прогнозировании теплоотдачи в пучках труб с учётом двухмерной и трёхмерной постановки. Численное исследование проводилось для коридорного и шахматного пучка труб с помощью программного продукта Ansys Fluent с тремя RANS-моделями турбулентности ($k-\omega$ SST, RSM EWT и RNG $k-\varepsilon$) и ламинарным решателем. Длина трубок l при трехмерной постановке соответствовала $0,5D$ и $3D$ при фиксированном диаметре трубок D . Число Рейнольдса Re находилось в диапазоне от 100 до 2900. Результаты показали, что выбор модели турбулентности влияет на качественную картину течения в пучках труб, при этом независимо от выбора модели турбулентности в течении преобладают двухмерные структуры. Поэтому длина трубок пучка практически не оказывает влияние на способность предсказывать интенсивность теплообмена. Показано, что при использовании ламинарного решателя влияние длины трубок пучка может быть значительно в зависимости от Re и компоновки пучка. Экспериментальные данные согласуются с результатами расчета для моделей RSM EWT и RNG $k-\varepsilon$ EWT. Для шахматного пучка при выборе $k-\omega$ SST модели наблюдается удовлетворительное совпадение с экспериментальными данными, при этом теплоотдача коридорного пучка существенно ниже. Использование ламинарного решателя в стационарной постановке оправдано для выраженного ламинарного течения, при $Re < 1000$ с дальнейшим увеличением Re необходимо использовать нестационарную постановку с достаточным временным и пространственным разрешением.

Ключевые слова: конвективный теплообмен, коридорный пучок труб, шахматный пучок труб, компьютерное моделирование, моделирование турбулентности.

Введение

Последние десятилетия с развитием вычислительных мощностей широкое распространение получили различные численные методы. Вычислительная гидродинамика широко применяется для анализа характеристик потока различных жидкостей во многих инженерных приложениях [1–3]. Основным уравнением вычислительной гидродинамики является уравнение Навье-Стокса. Использование численных методов в задачах гидродинамики кроме интегральных характеристик потока позволяет анализировать пространственную и временную динамику потока, без дорогостоящего экспериментального оборудования. Конвективный

теплообмен зависит от параметров течения, поэтому вычислительная гидродинамика используется для анализа характеристик теплообменного оборудования. Ввиду распространённости теплообменного оборудования во многих отраслях промышленности, исследования методов вычислительной гидродинамики являются актуальными. Особое распространение в промышленности получили трубчатые теплообменные аппараты ввиду их простоты конструкции, надёжности и возможности применения для широкого диапазона теплоносителей [4]. Основным элементом кожухотрубного теплообменного аппарата является трубный пучок труб, который может располагаться в коридорном или шахматном порядке. В задачах вычислительной гидродинамики применяются такие методы как прямое численное моделирование (DNS) [5,6] и осредненные по Рейнольдсу уравнения Навье-Стокса (RANS) [7–9]. При использовании DNS метода уравнения Навье-Стокса решаются в явном виде, данный подход является наиболее точным, однако требует серьёзных вычислительных затрат не доступных широкому кругу инженеров и ученых. На сегодняшний день применение DNS возможно только для низкого числа Рейнольдса и ограниченной области течения. DNS метод в основном применяется при низкорейнольдсовых течениях. Однако в промышленности в основном встречаются турбулентные режимы течения. RANS методы позволяют существенно сэкономить вычислительные ресурсы, при этом применение RANS методов требует их верификации по экспериментальным или по результатам DNS вычислений. Методы моделирования крупных вихрей (LES) [10–12] позволяют более точно прогнозировать характеристики потока по сравнению с RANS методами, при этом LES подходы всё ещё требуют значительных вычислительных ресурсов, хотя и уступают в этом DNS методам. Поэтому LES методы в основном применяются при решении

научных задач, в промышленности всё ещё широко применяются RANS подходы.

Точность RANS подхода существенно зависит от правильно подобранной полуэмпирической модели турбулентности. На сегодняшний день нет универсальной модели турбулентности. Выбор модели турбулентности определяется решаемой проблемой. Перед выбором той или иной модели турбулентности она должна тестироваться на экспериментальных данных. Возможность применения RANS методов для предсказания характеристик потока и теплообмена в пучках труб показана в работах [13–15].

При выборе модели турбулентности также должны учитываться вычислительные затраты, поскольку разные модели турбулентности имеют различные требования к вычислительным затратам, что может быть критичным, например, в случае проведения многопараметрических численных исследований в нестационарной постановке [16]. При исследовании возможности применения RANS методик в пучках труб, основное внимание уделяется статистическим характеристикам потока. Однако при применении RANS методик возможностям предсказывать характеристики теплообмена в пучках труб уделено недостаточно внимания. В данной статье представлены результаты численного моделирования в пучках труб с различными моделями турбулентности при двухмерной и трёхмерной постановке задачи.

Математическая модель

Исследование теплообмена проводилось для поперечно обтекаемых пучков труб. Расчётная область математической модели коридорного и шахматного пучка в трёхмерной постановке представлены на рис. 1. Количество рядов в продольном направлении пучков составляло 10. При трёхмерной постановке также исследовалось влияние длины трубок l .

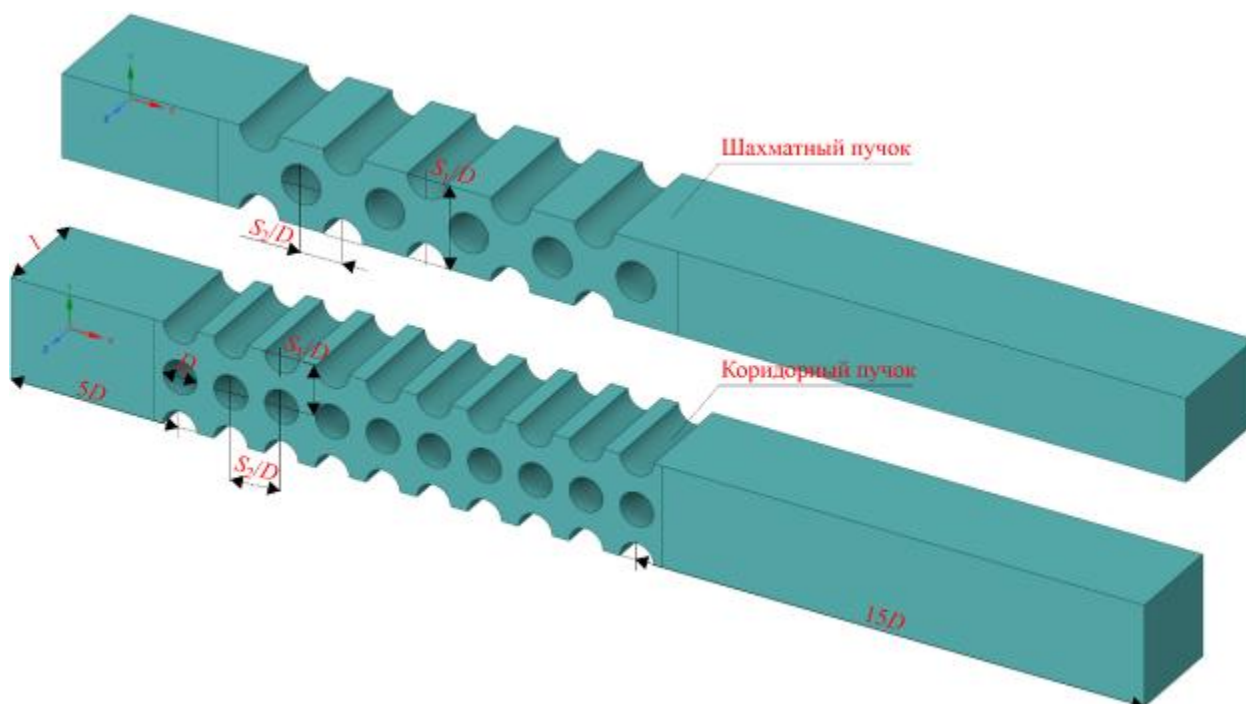


Рис. 1. – Расчетная область для шахматного и коридорного пучка труб при трехмерной постановке $l=3D$.

Математическое моделирование проводилось с помощью программного продукта Ansys Fluent. Течение жидкости считалось не сжимаемым, силы гравитации не учитывались. В качестве теплоносителя принималась капельная жидкость с постоянными теплофизическими свойствами. На трубках пучка задавалась постоянная температура и условие без прилипания (скорость $u = 0$, давление $\partial P/\partial n=0$). На областях между половинками трубок сверху и снизу и остальными гранями расчетной области, кроме входного и выходного участка задавалось условие симметрии (скорость $u = 0$, давление $\partial P/\partial n=0$, температура $\partial T/\partial n=0$). На входе устанавливались постоянная скорость по нормали и постоянная температура, на выходе постоянное давление $P = 101325$ Па.

Геометрические параметры пучков труб и число элементов сеточного решателя приведены в табл. 1. Для всех исследуемых трехмерных геометрий число элементов по длине трубок l было 16. Дискретизация решаемых уравнений проводилась методом конечных объемов. Пример расчетной сетки

приведен на рис. 2. Расчеты проводились в стационарной постановке. Условие сходимости для уравнения конвективного теплообмена было принято 10^{-8} , для остальных уравнений 10^{-5} .

Таблица № 1

Геометрические параметры пучков и число элементов сеточного решателя

Компоновка / Постановка	Поперечный шаг S_1 , мм	Продольный шаг S_2 , мм	Диаметр трубок D , мм	Длина трубок l , мм	Число элементов, млн.
Коридорная / Двухмерная	30	30	20	–	0,171
Коридорная / Трехмерная	30	30	20	$0,5D$	2,61
Коридорная / Трехмерная	30	30	20	$3D$	2,637
Шахматная / Двухмерная	42,4	21,2	20	–	0,096
Шахматная / Трехмерная	42,4	21,2	20	$0,5D$	1,545
Шахматная / Трехмерная	42,4	21,2	20	$3D$	1,537

Численный эксперимент конвективного теплообмена проводился при числе Рейнольдса Re в диапазоне от 100 до 2900 и числе Прандтля $Pr = 3$. Число Рейнольдса рассчитывалось по максимальной скорости в пучке труб, при этом в качестве характерного размера использовался диаметр трубок D . Результаты численного исследования получены для трех моделей турбулентности и ламинарного решателя. В качестве моделей использовались k -омега SST ($k-\omega$ SST), RNG k -эпсилон (RNG $k-\epsilon$ EWT) и модель Рейнольдсовых напряжений (RSM EWT). Модели $k-\epsilon$ и RSM использовались с улучшенной пристеночной функцией (Enhancement Wall Treatment). Применение EWT лучше подходит при низкорейнольдсовых течениях. Выбранные модели доступны в Ansys Fluent 19.2.

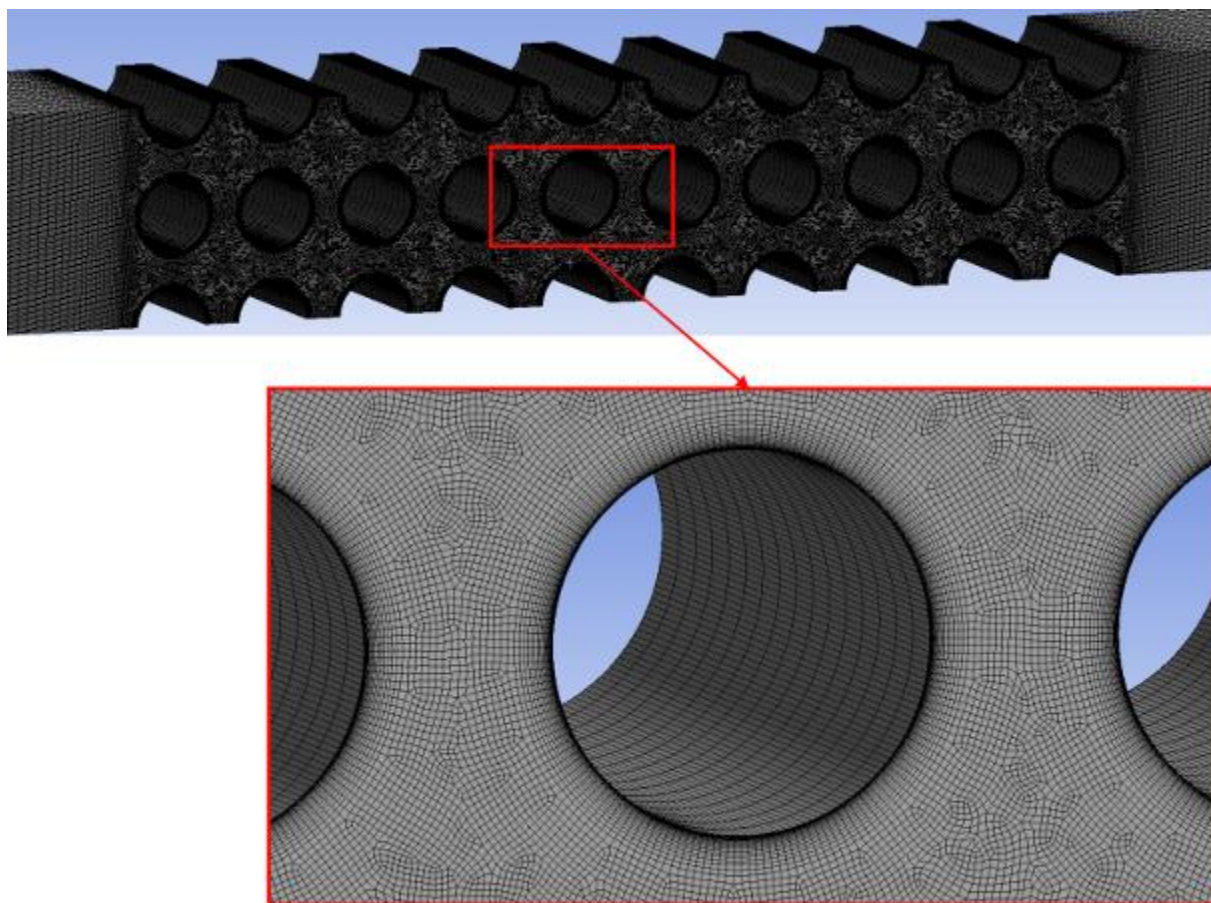


Рис. 2. – Расчетная сетка коридорного пучка труб при $l=3D$.

Результаты и обсуждения

На рис. 3-6 показаны контуры скоростей для шахматного пучка с длиной трубок $l=3D$, для различных моделей турбулентности и ламинарного решателя при числе Рейнольдса $Re = 2900$. По рис. 3-6 видно, что картина течения не идентична для различных моделей турбулентности. Более однородное распределение скоростей в пучке труб наблюдается для модели RNG $k-\varepsilon$ EWT, а более хаотичное движение, среди рассмотренных моделей турбулентности, наблюдается для модели RSM EWT. Структура потока для модели RNG $k-\varepsilon$ EWT практически не меняется в продольном направлении по ходу движения, в отличие от модели RSM EWT для которого наблюдается развитие более хаотичного движения.

По рис. 3-5 видно, что течение имеет двухмерную структуру для всех моделей турбулентности. Однако когда используется ламинарный решатель, течение имеет трехмерную структуру с более выраженными локальными изменениями потока. При использовании ламинарного решателя уравнения Навье-Стокса решаются в явном виде, при использовании моделей турбулентности происходит осреднение потока, что является причиной различия картины течения.

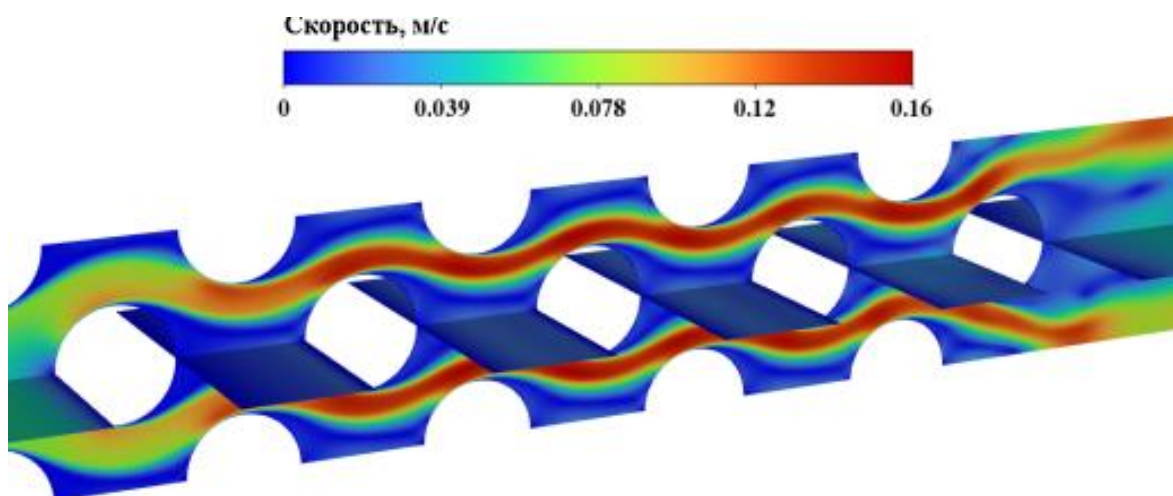


Рис. 3. – Контуры скоростей шахматного пучка для модели $k-\omega$ SST и длине трубок $l=3D$.

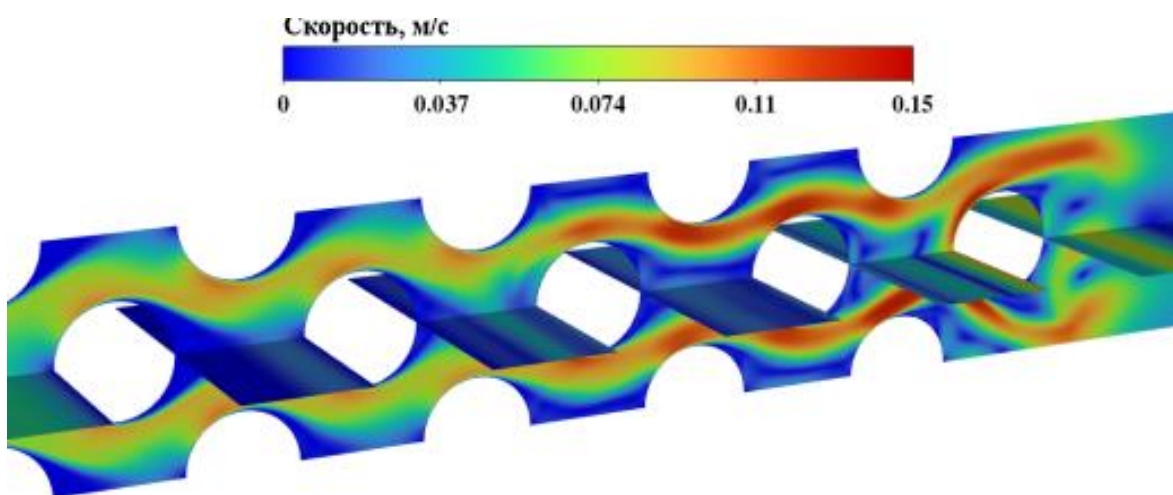


Рис. 4. – Контуры скоростей шахматного пучка для модели RSM EWT и длине трубок $l=3D$.

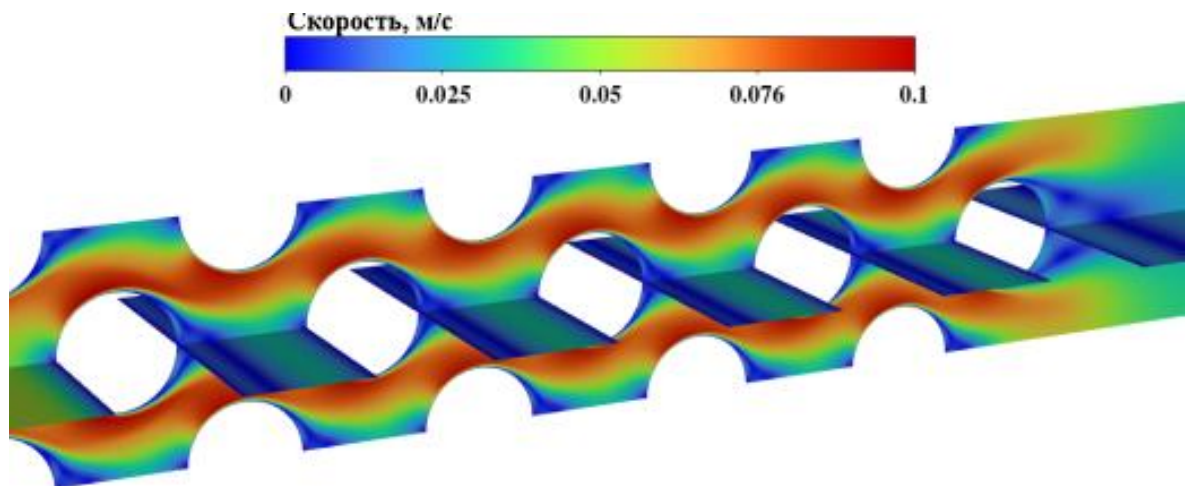


Рис. 5. – Контуры скоростей шахматного пучка для модели RNG k - ε EWT и длине трубок $l=3D$.

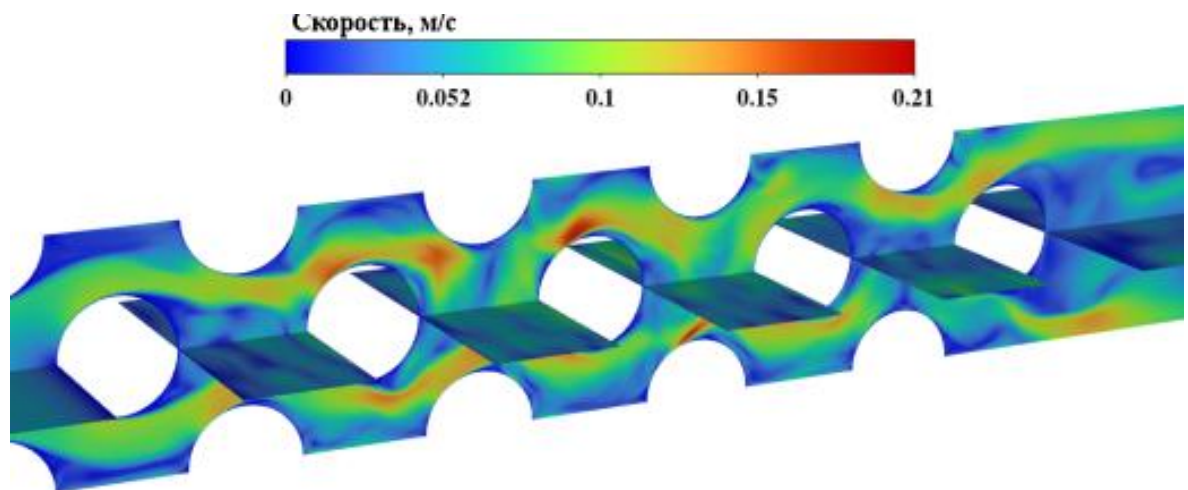


Рис. 6. – Контуры скоростей шахматного пучка для ламинарного решателя, и длине трубок $l=3D$.

На рис. 7-10 показаны контуры скоростей, для различных моделей турбулентности и ламинарного решателя в коридорном пучке с длиной трубок $l=3D$. Структура потока в коридорном пучке отличается от шахматного пучка. Между поперечными рядами образуется канальное течение, при этом между продольными рядами течение застаивается, а в следе трубок образуются завихрения потока. При использовании моделей турбулентности в основном течение двухмерное, также как и в шахматном пучке труб, при этом течение менее хаотично в силу расположения трубок. При использовании ламинарного решателя в потоке возникают трехмерные

структуры потока, которые менее выражены по сравнению с течением в шахматном пучке трубок.

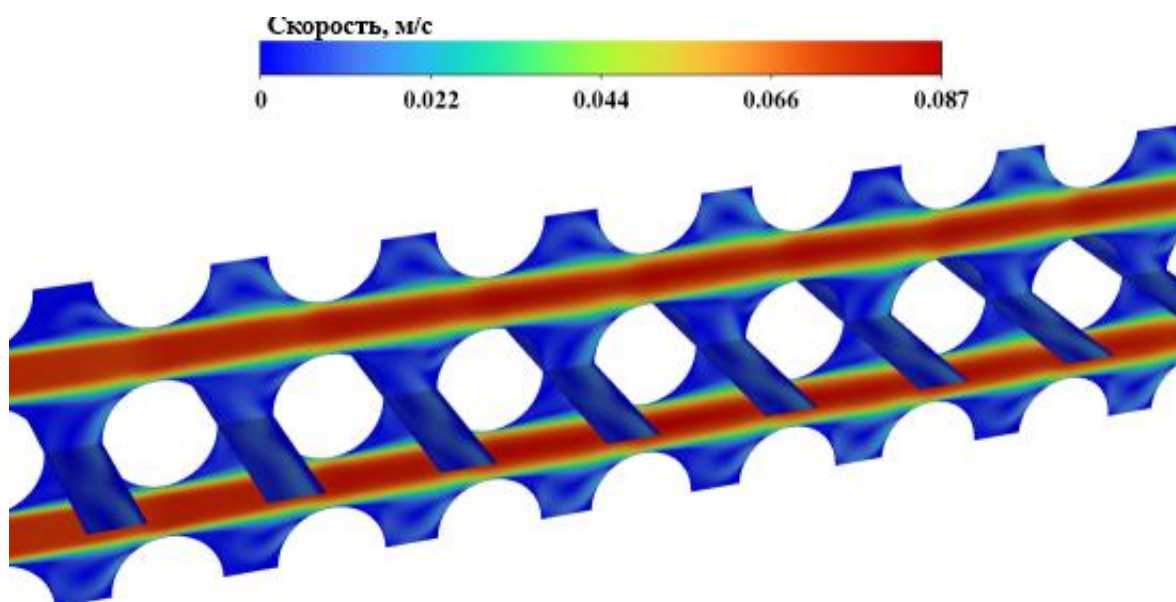


Рис. 7. – Контуры скоростей коридорного пучка для модели $k-\omega$ SST и длине трубок $l=3D$.

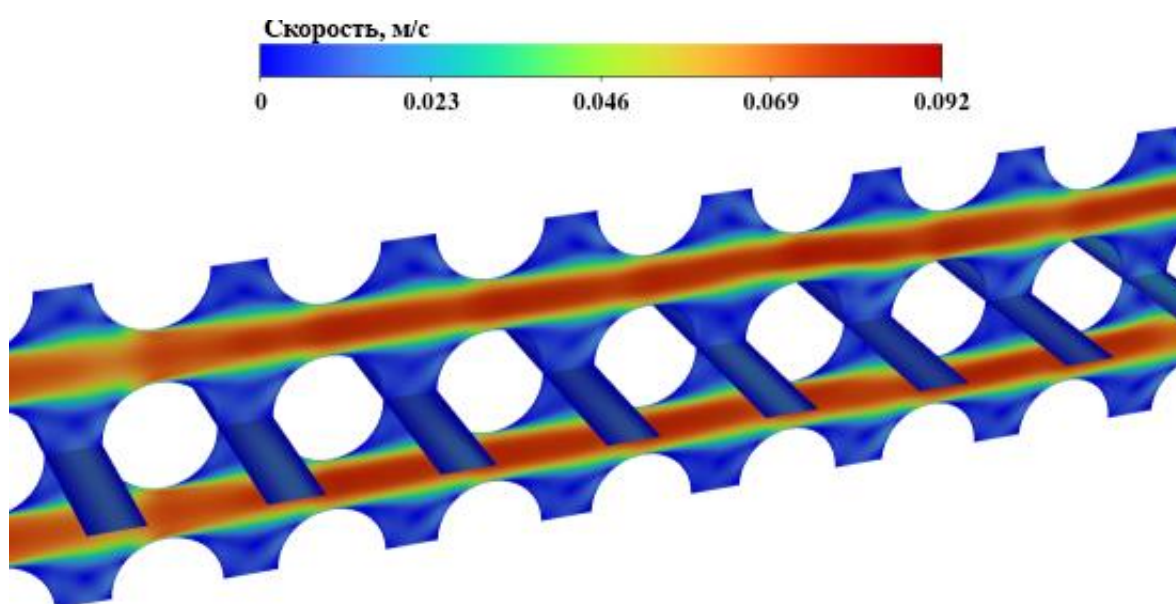


Рис. 8. – Контуры скоростей коридорного пучка для модели RSM EWT и длине трубок $l=3D$.

На рис. 11-14 приведена интенсивность теплообмена для различных моделей турбулентностей и ламинарного решателя при двухмерной и трехмерной постановке, в том числе приведены экспериментальные данные. Число Нуссельта Nu рассчитано через теплоотдачу при выбранном

характерном размере D . Теплоотдача определена по уравнению Ньютона-Рихмана, при этом температурный напор определена как среднелогарифмическая разница температур между стенкой и температурой потока в пучке. Экспериментальные данные определены по критериальным уравнениям, для шахматного (1), (2) и коридорного пучка труб (3), (4), предложенные в работе [17]:

$$\text{Nu} = 0,6 \text{Re}^{0,5} \text{Pr}^{0,36} \quad (\text{Re} \leq 1000); \quad (1)$$

$$\text{Nu} = 0,4 \text{Re}^{0,6} \text{Pr}^{0,36} \quad (\text{Re} > 1000); \quad (2)$$

$$\text{Nu} = 0,52 \text{Re}^{0,5} \text{Pr}^{0,36} \quad (\text{Re} \leq 1000); \quad (3)$$

$$\text{Nu} = 0,27 \text{Re}^{0,63} \text{Pr}^{0,36} \quad (\text{Re} > 1000). \quad (4)$$

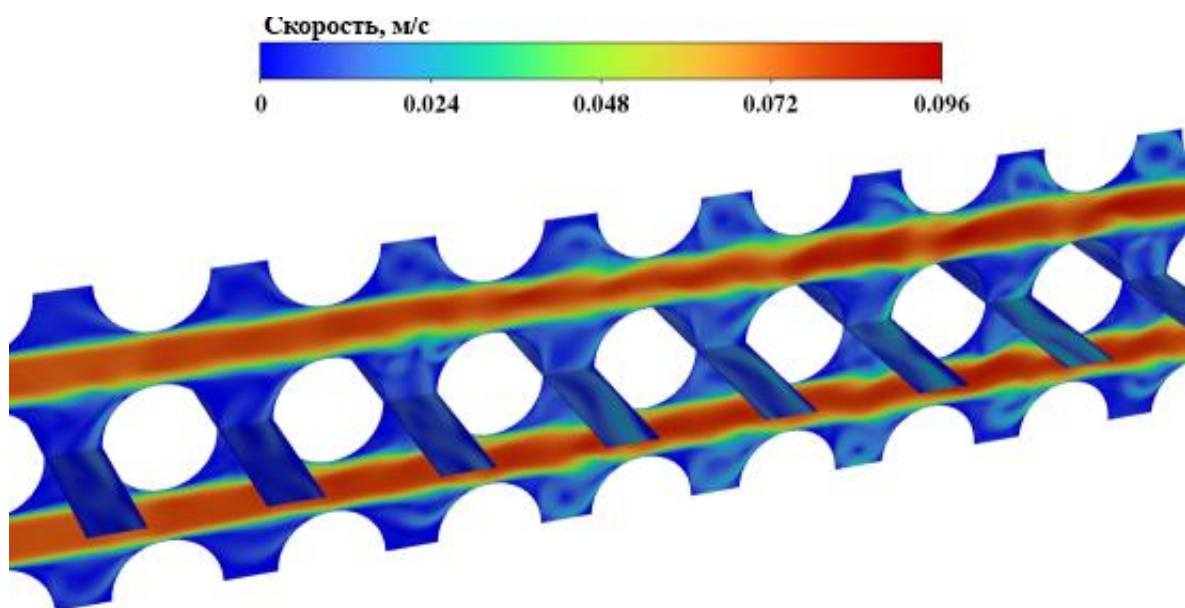


Рис. 9. – Контуры скоростей коридорного пучка для модели RNG k - ε EWT и длине трубок $l=3D$.

Длина трубок l не оказывает влияния на число Нуссельта Nu при использовании модели k - ω SST (рис. 11), как для коридорного, так и шахматного пучка труб, что связано с двумерностью потока (рис. 3,7). При выборе модели k - ω SST полученное число Нуссельта Nu для шахматного пучка труб лучше согласуется с уравнением (1), (2), при этом в коридорном пучке число Nu существенно меньше уравнений (3), (4).

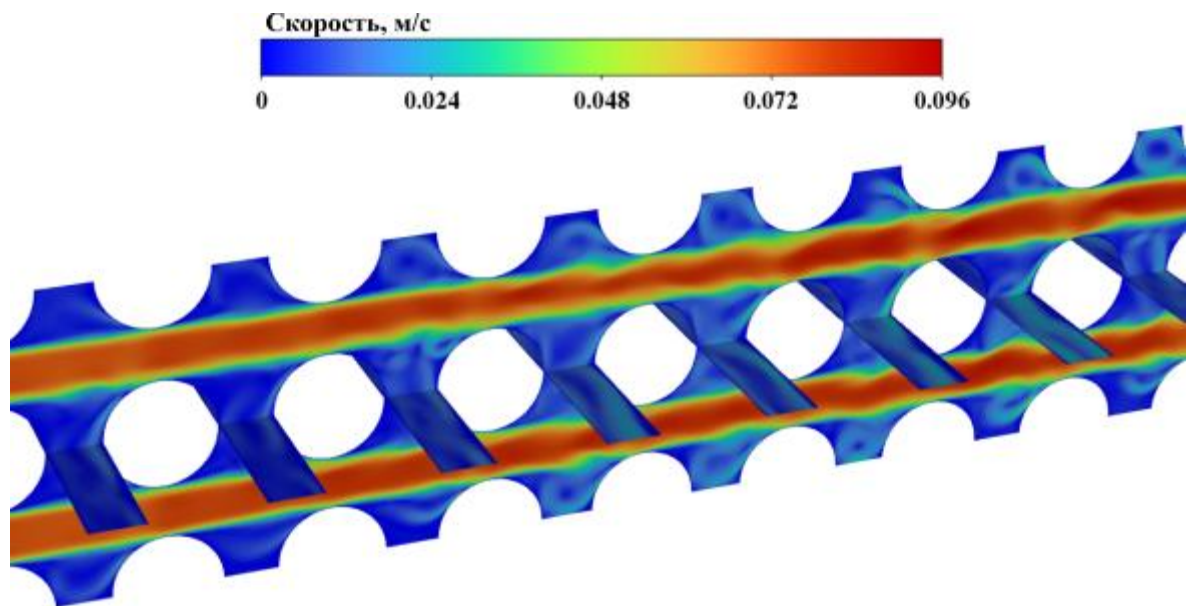


Рис. 10. – Контуры скоростей коридорного пучка для ламинарного решателя, и длине трубок $l=3D$.

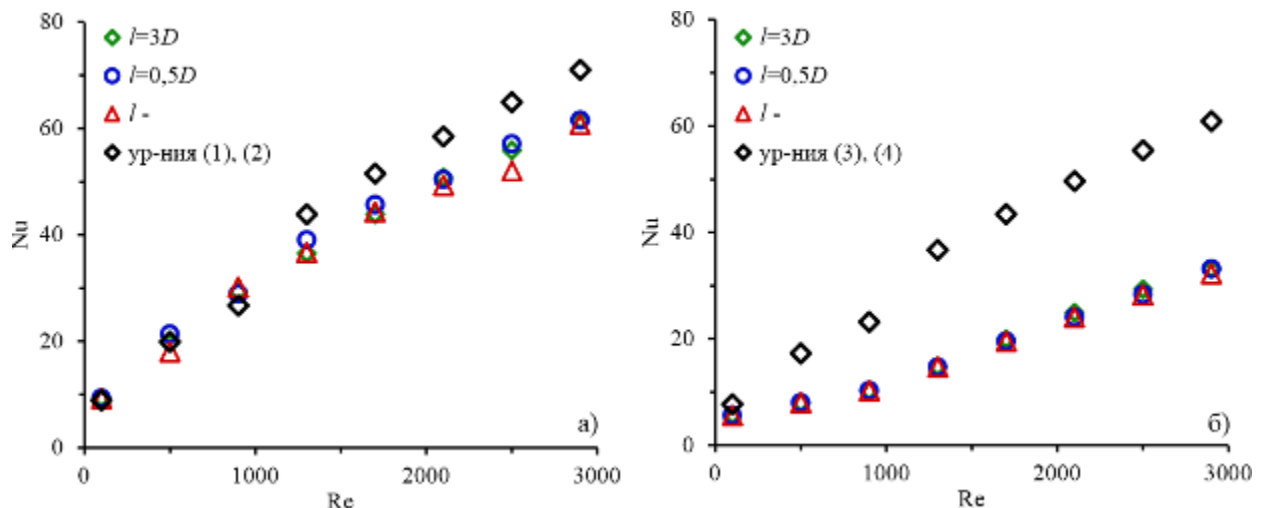


Рис. 11. – Зависимость числа Нуссельта Nu от числа Рейнольдса Re для модели $k-\omega$ SST: а) шахматный пучок; б) коридорный пучок.

Влияние трубок l на теплообмен пучков труб также незначительно при использовании моделей турбулентностей RSM EWT (рис. 12) и RNG $k-\epsilon$ EWT (рис. 13), что связано с отсутствием трехмерных структур в пучке. Число Нуссельта Nu удовлетворительно согласуется с данными [17], при выборе модели RSM EWT и RNG $k-\epsilon$ EWT. Для шахматного пучка лучшее совпадение наблюдается для модели RSM EWT, а для коридорного для модели RNG $k-\epsilon$ EWT.

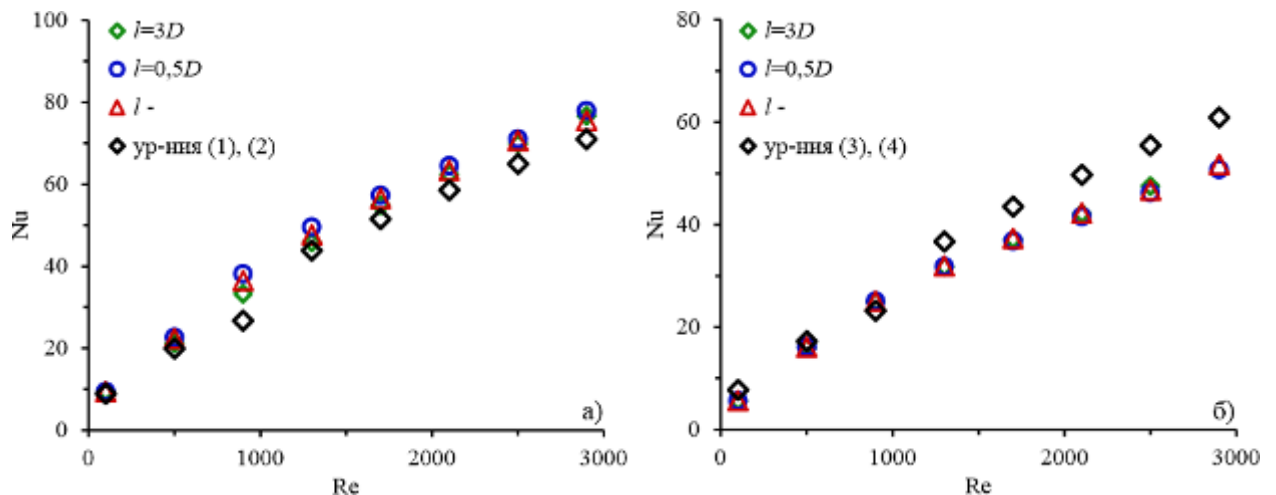


Рис. 12. – Зависимость числа Нуссельта Nu от числа Рейнольдса Re для модели RSM EWT: а) шахматный пучок; б) коридорный пучок.

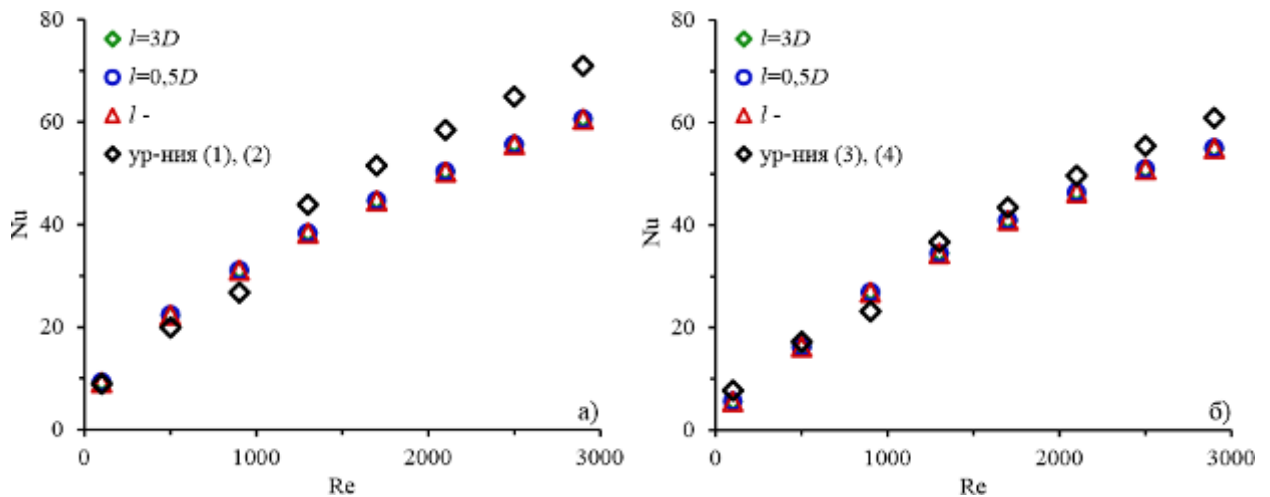


Рис. 13. – Зависимость числа Нуссельта Nu от числа Рейнольдса Re для модели RNG k-ε EWT: а) шахматный пучок; б) коридорный пучок.

При использовании ламинарного решателя влияние длины трубок l на число Нуссельта более значительно, что связано с трехмерностью потока, который не учитывается при двухмерной постановке. Влияние l также зависит от числа Рейнольдса Re. Когда число $Re = 100$ выражено ламинарное течение, поэтому в таком течении влияние l не значительно. Использование ламинарного решателя, при стационарной постановке, позволяет предсказывать теплообмен при числе $Re \leq 1000$ для шахматного пучка. С дальнейшим увеличением числа Re решение становится не стабильным. Для коридорного пучка хорошее совпадение с данными [17], наблюдается только

при числе $Re = 100$. Нестабильность решения с увеличением числа Re связана со стационарной постановкой. С увеличением числа Re поток становится нестационарным, кроме того при решении уравнений Навье-Стокса в явном виде возрастают требования к сеточному решателю. Для получения адекватного решения необходимо достаточное пространственное и временное разрешение, что будет являться прямым численным моделированием.

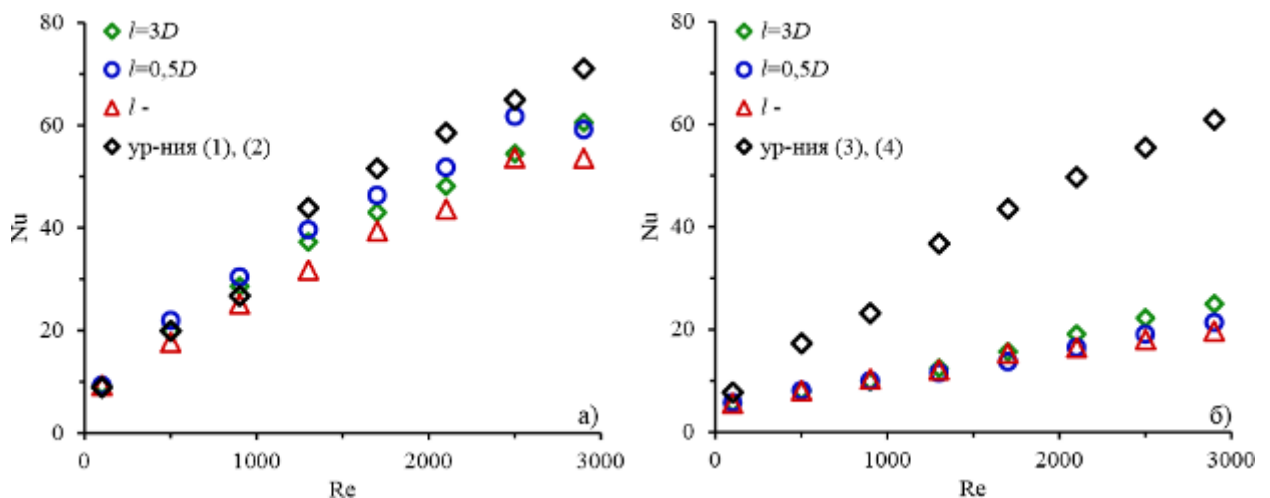


Рис. 14. – Зависимость числа Нуссельта Nu от числа Рейнольдса Re для ламинарного решателя: а) шахматный пучок; б) коридорный пучок.

Заключение

В данной работе проведено численное исследование теплообмена в пучках труб. Рассмотрен выбор моделей турбулентности при определении числа Нуссельта в пучках труб при двухмерной и трехмерной постановке с различной длиной трубок.

Результаты численного исследования показали, что независимо от выбранной модели турбулентности длина трубок практически не оказывает влияние на теплообмен пучка. Для предсказания теплоотдачи пучка с использованием RANS подходов рассмотренных моделей турбулентности и диапазона числа Re , можно использовать двухмерную стационарную постановку. При использовании ламинарного решателя с увеличением числа Re длина трубок оказывает влияние на теплоотдачу пучка, при этом

совпадение с экспериментальными данными наблюдается только для шахматного пучка труб. Несмотря на способность ламинарного решателя предсказывать теплоотдачу в шахматном пучке труб, при увеличении числа $Re > 1000$ решение становится нестабильным ввиду турбулизации потока.

Для шахматного пучка труб все рассмотренные модели турбулентности показали удовлетворительное совпадение с экспериментальными данными. Для коридорного пучка труб показано, что модели RSM EWT и RNG k-ε EWT способны предсказывать теплоотдачу, при этом модель k-ω SST существенно снижает теплоотдачу пучка по сравнению с экспериментальными данными.

Полученные в данной работе результаты могут отличаться для пучков труб с другими геометрическими параметрами, при использовании нестационарного решателя.

«Исследование выполнено за счет гранта Российского научного фонда 23-29-00845, rscf.ru/project/23-29-00845/».

Литература

1. Wilcox D.C. Turbulence Modeling for CFD. DCW Industries, 2006, V. 1, 552 p.
2. Tu J., Yeoh G.-H., Liu C. Computational Fluid Dynamics. Elsevier, 2018. 477 p.
3. Argyropoulos C.D, Markatos N.C. Recent advances on the numerical modelling of turbulent flows // Appl. Math. Model., 2015, Vol. 39, № 2, P. 693-732.
4. Shah R.K., Sekulic D.P. Fundamentals of heat exchanger design. Hoboken, NJ: John Wiley & Sons, 2003, 941 p.

5. Moin P., Mahesh K. Direct numerical simulation: A Tool in Turbulence Research // *Annu. Rev. Fluid Mech.*, 1998., Vol. 30, № 1. pp. 539–578.
6. Linton D., Thornber B. Direct numerical simulation of transitional flow in a staggered tube bundle // *Phys. Fluids*, 2016, Vol. 28, № 2, P. 024111. URL: doi.org/10.1063/1.4942180
7. Raje M., Dhiman A.K. Three-dimensional analysis of the thermal and hydraulic performance of finned and un-finned tubes in a staggered array // *Therm. Sci. Eng. Prog.*, 2022, Vol. 36, P. 101532. URL: doi.org/10.1016/j.tsep.2022.101532
8. Moosavi A., Ljung A.-L., Lundström T.S. A comparative study on thermo-fluid characteristics of free and wall-bounded cross-flow heat exchangers // *Therm. Sci. Eng. Prog.*, 2023, Vol. 40, P. 101746. URL: doi.org/10.1016/j.tsep.2023.101746
9. Carasik L.B. Dillon R.S., Jonah B.H., Yassin A.H. Steady RANS methodology for calculating pressure drop in an in-line molten salt compact crossflow heat exchanger // *Prog. Nucl. Energy*, 2017, Vol. 101, pp. 209–223.
10. Bedrouni M., Khelil A. Braikia M., Naji H. Large Eddy Simulation of a Turbulent Flow over Circular and Mixed Staggered Tubes' Cluster // *J. Appl. Fluid Mech.*, 2020, Vol. 13, № 5, pp. 1471-1486.
11. Jogee S., Anupindi K. Near-wake flow and thermal characteristics of three side-by-side circular cylinders for large temperature differences using large-eddy simulation // *Int. J. Heat Mass Transf.*, 2022, Vol. 184., P. 122324. URL: doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2021.122324
12. Liang C., Papadakis G. Large eddy simulation of cross-flow through a staggered tube bundle at subcritical Reynolds number // *J. Fluids Struct.*, 2007, Vol. 23, № 8. pp. 1215–1230.

13. Wang Y.Q., Jackson P.L. Turbulence Modeling Applied to Flow Through a Staggered Tube Bundle // *J. Thermophys. Heat Transf.*, 2010, Vol. 24, № 3. pp. 534–543.

14. Li X., Wu X., He S. Numerical investigation of the turbulent cross flow and heat transfer in a wall bounded tube bundle // *Int. J. Therm. Sci.*, 2014, Vol. 75., pp. 127–139.

15. Хайруллин А.Р., Хайбуллина А.И. Моделирование турбулентности при противоточном обтекании пучка труб // *Инженерный вестник Дона*. 2023. № 5. URL: ivdon.ru/ru/magazine/archive/n5y2023/8503

16. Хайруллин А.Р., Хайбуллина А.И. Теплогидравлическая эффективность пакета труб в условиях наложенных пульсаций потока // *Инженерный вестник Дона*, 2023, № 5. URL: ivdon.ru/ru/magazine/archive/n5y2023/8425

17. Жукаускас А.А., Макарявичюс В.И., Шланчяускас А.А. Теплоотдача пучков труб в поперечном потоке жидкости. Вильнюс: Изд. Мокслас, 1968, 192 с.

References

1. Wilcox D.C. DCW Industries, 2006, V. 1, 552 p.
 2. Tu J., Yeoh G.-H., Liu C. Elsevier, 2018. 477 p.
 3. Argyropoulos C.D, Markatos N.C. *Appl. Math. Model.*, 2015, Vol. 39, № 2, pp. 693-732.
 4. Shah R.K., Sekulic D.P. Hoboken, NJ: John Wiley & Sons, 2003, 941 p.
 5. Moin P., Mahesh K. *Annu. Rev. Fluid Mech.*, 1998., Vol. 30, № 1. pp. 539–578.
 6. Linton D., Thornber B. *Phys. Fluids*, 2016, Vol. 28, № 2, P. 024111. URL: doi.org/10.1063/1.4942180
 7. Raje M., Dhiman A.K. *Therm. Sci. Eng. Prog.*, 2022, Vol. 36, P. 101532. URL: doi.org/10.1016/j.tsep.2022.101532
-



8. Moosavi A., Ljung A.-L., Lundström T.S. Therm. Sci. Eng. Prog., 2023, Vol. 40, P. 101746. URL: doi.org/10.1016/j.tsep.2023.101746
9. Carasik L.B. et al. Prog. Nucl. Energy, 2017, Vol. 101, pp. 209–223.
10. Bedrouni M., Khelil A. Braikia M., Naji H. J. Appl. Fluid Mech., 2020, Vol. 13, № 5, pp. 1471-1486.
11. Jogee S., Anupindi K Int. J. Heat Mass Transf., 2022, Vol. 184., P. 122324. URL: doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2021.122324
12. Liang C., Papadakis G. J. Fluids Struct., 2007, Vol. 23, № 8. pp. 1215–1230.
13. Wang Y.Q., Jackson P.L. J. Thermophys. Heat Transf., 2010, Vol. 24, № 3. pp. 534–543.
14. Li X., Wu X., He S. Int. J. Therm. Sci., 2014, Vol. 75., pp. 127–139.
15. Khairullin A.R., Khaibullina A.I. Inzhenernyj vestnik Dona. 2023. № 5. URL: ivdon.ru/ru/magazine/archive/n5y2023/8503
16. Khairullin A.R., Khaibullina A.I. Inzhenernyj vestnik Dona, 2023, № 5. URL: ivdon.ru/ru/magazine/archive/n5y2023/8425
17. Zhukauskas A.A., Makaryavichyus V.I., Shlanchyauskas A.A. Teplootdacha puchkov trub v poperechnom potoke zhidkosti [Heat transfer of tube bundles in cross-flow]. Vil'nyus: Izd. Mokslas, 1968. 192 p.

Дата поступления: 3.11.2024

Дата публикации: 12.12.2024