

## Numeric Simulation of Heat Transfer from a Single Round Tube Shielded with Wire Mesh

Dymo B.V., Pastuhov S.Y., Chegryntsev V.F., Anastasenko S.N.

Admiral Makarov National University of Shipbuilding  
Mykolaiv, Ukraine

**Abstract.** This paper presents the results of development and investigation of heat transfer at transverse flow of round tube with wire screen using the software ANSYS Fluent 3D-model. Selection of optimal parameters of the finite element model, in particular, transition shear stress transport model as well and boundary conditions are realized. Instructed and combined net is used at numerical calculations. This net is built with the help of generators grid-torus ANSYS CFX Mesh 14.0. The problem of verification of conformity of the numerical model of the heat transfer of a single screen-covered round tubes according to physical experiment for the same tubes in the range of Reynolds numbers  $Re = (5000...35000)$  was studied. We established that discrepancy between physical experiments and numerical simulation results not exceeds 5% with respect to the data of physical experiment.

**Keywords:** heat transfer, tubes, wire screens, drag coefficient, numerical simulation.

### Simularea numerică a procesului de cedare de căldură de țeavă rotundă cu ecran de plasă

Dîmo B.V., Pastuhov S.Iu., Cegrințev V.F., Anastasenco S.N.

Universitatea Națională de Construire de Nave admiral Macarov  
Nicolaev, Ucraina

**Rezumat.** Prin intermediul de software complex ANSYS Fluent 3D este elaborat și cercetat model de cedare de căldură de țeavă separată rotundă ecranată cu plasa metalică țesută în procesul de scurgere transversală. Este efectuată alegerea parametrilor optimali ai modelului cu elemente finite, în particular, este ales modelul de tranziție de transfer a tensiunii de deplasare (Transition Shear Stress Transport model), sunt formulate condițiile de frontieră. În calculele numerice este utilizată plasă instructată combinată, care a fost construită cu ajutorul generatorului de plase ANSYS CFX Mesh 14.0. Se studiază problema privind corespunderea de modelului numeric de cedare a căldurii de către țeavă separată rotundă cu ecran din plasă și compararea cu rezultatele experimentului fizic pentru această țeavă în diapazonul numărului Reznolds  $Re=5000...35000$ . S-a stabilit, că devierile rezultatelor obținute prin simulări și experimental nu depășesc valoarea de 5% .

**Cuvinte-cheie:** cedare de căldură, țeavă, ecranare cu plase, rezistența aerodinamică, modelare numerică.

### Численное моделирование процессов теплоотдачи одиночной круглой трубы с экраном – сеткой

Дымо Б.В., Пастухов С.Ю., Чегринцев В.Ф., Анастасенко С.Н.

Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова  
Николаев, Украина

**Аннотация.** Разработана и исследована средствами программного комплекса ANSYS Fluent 3D-модель теплоотдачи при поперечном обтекании круглой трубы, экранированной металлической тканной сеткой. Произведен выбор оптимальных параметров конечно-элементной модели, в частности, подобрана переходная модель переноса напряжения сдвига (Transition Shear Stress Transport Model), составлены граничные условия. В численных расчетах использована инструктированная комбинированная сетка, построенная с помощью сеточного генератора ANSYS CFX Mesh 14.0. Рассмотрен вопрос проверки соответствия численной модели процесса теплоотдачи одиночной, экранированной сеткой, круглой трубой по данным физического эксперимента для этой же трубы в диапазоне чисел Рейнольдса  $Re = 5000...35000$ . Установлено, что расхождение данных по теплоотдаче физического и численного экспериментов моделирования не превышает 5% по отношению к экспериментальным данным.

**Ключевые слова:** теплоотдача, трубы, экранирование сетками, аэродинамическое сопротивление, численное моделирование.

### Введение

В настоящее время достигнут значительный прогресс в изучении методов гидродинамического воздействия на подвижную среду, применяемых для цели

интенсификации теплоотдачи. К таким работам следует отнести исследования теплоотдачи около поверхностных углублений (лунок) [1, 2], изучение так называемой «смерчевой» интенсификации и создание регулярных макровихревых

структур в потоке [3], интенсификацию теплоотдачи в диффузорно-конфузорных каналах (дискретная турбулизация потока) [4], а также применение оребрения труб лепесткового типа [5] и др. Установлено, что, при определенных условиях, применение таких интенсификаторов позволяет увеличить теплоотдачу при незначительном повышении гидравлического сопротивления.

Достаточно близкой по гидродинамике течения к описанным выше интенсификаторам является поверхность нагрева, создаваемая экранированием ткаными металлическими сетками круглых и профильных труб. Пожалуй, впервые такой способ интенсификации конвективного теплообмена был предложен Р. Гортоном и Дж. Ратклифом [6]. Исследованиями установлена возможность интенсификации теплоотдачи поперечно обтекаемой круглой трубы, экранированной сеткой, более чем в 1,5 раз по сравнению с гладкой трубой при умеренном (непропорциональном теплоотдаче) росте аэродинамического сопротивления в воздушном потоке.

Большой объем экспериментальных исследований теплоотдачи и аэродинамики, экранированных сетками круглых и профильных труб, был выполнен в лабораториях Национального университета кораблестроения имени адмирала Макарова, г. Николаев, Украина и Центрально-Китайского университета науки и технологий, г. Ухань, КНР [7, 8, 9]. В результате была подтверждена возможность интенсификации теплоотдачи таких труб в 1,5–1,8 раз при незначительном (до 25 %), росте аэродинамического сопротивления. Установлены режимы движения, при которых имеет место интенсификация для круглых труб диаметром 10, 12 и 25,4 мм, а также двух типоразмеров труб эллиптического сечения, экранированных сетками различных конфигураций. Исследования выполнялись как при поперечном, так и при продольном обтекании труб на режимах однофазного конвективного теплообмена и при конденсации водяных паров из влажного воздуха и парогазовых смесей.

#### Постановка проблемы

Учитывая высокую эффективность теплоотдачи экранированных сетками одиночных круглых труб, представляется целесообразным дальнейшее изучение

процессов в пучках таких труб, из которых и komponуются поверхности теплообменных аппаратов. Исследование может быть выполнено методом математического моделирования, не требующим проведения комплекса трудоемких физических экспериментов.

Моделирование теплоотдачи и аэродинамического сопротивления поперечного обтекания одиночной трубы, экранированной сетками, осуществлялось с целью подбора оптимальных параметров конечно-элементной модели, необходимых для дальнейшего моделирования поперечного пучка. В частности, на данном этапе работы осуществлялся выбор модели турбулентности, типов граничных условий, способы моделирования теплоотдачи и теплопередачи, а также отдельных программных настроек солвера Ansys Fluent. Кроме того, на этапе верификационного моделирования определялись общие характеристики расчетной сетки, такие как основной тип элементов, базовый шаг сетки, шаг сгущения, параметры сглаживания и т.д.

Основным критерием соответствия полученной конечно-элементной модели реальной физике протекающих процессов было воспроизведение с приемлемой точностью экспериментально полученного критериального уравнения теплоотдачи для одиночной трубы в интервале чисел Рейнольдса  $Re = 5000 \dots 35000$ .

$$Nu_f = 0,11 Re_f^{0,75} \quad (1)$$

#### Исходные уравнения конечно-элементной модели

В основе гидродинамической составляющей модели лежат уравнения Навье-Стокса, осредненные по Рейнольдсу (RANS – уравнения). В математических моделях Ansys Fluent данные уравнения приведены к виду, рекомендованному в работах [10-11]:

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial t} (\rho \bar{u}_i) = 0, \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho \bar{u}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_i \bar{u}_j) = \\ = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \mu \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} \right) \right] + \\ + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho \overline{u'_i u'_j}) \end{aligned} \quad (3)$$

В уравнениях (2) и (3) компоненты вектора скорости представляются в виде:

$$u_i = \bar{u}_i + u'_i \quad (i = 1, 2, 3) \quad (4)$$

где  $\bar{u}_i$  – средняя составляющая скорости;  $u'_i$  – пульсационная.

Компонента  $(-\rho \overline{u'_i u'_j})$  из уравнения (3) называется напряжением Рейнольдса. Ее вычисление при помощи различных моделей турбулентности ведет к замыканию системы уравнений гидродинамики в конечно-элементной модели.

На этапе первичного моделирования наилучшие результаты показала переходная модель переноса напряжения сдвига (Transition Shear Stress Transport model или просто Transition SST). По сути данная модель является дальнейшим развитием широко известной модели турбулентности  $k - \omega$ , которая обычно применяется в моделях, характеризующихся наличием зон как с ламинарным, так и с турбулентным течением. Поскольку в потоке воздуха, обтекающем экранированную сетками поверхность, наблюдаются значительные градиенты скоростей, то данная модель адекватна для решения поставленной задачи.

Подробное описание уравнений модели и применяемых модельных констант приведено в [12-15]. Переходная модель переноса напряжения сдвига включает в себя четыре транспортных уравнения, позволяющих вычислять напряжение Рейнольдса, а именно:

Уравнение турбулентной кинетической энергии ( $k$ ):

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k \bar{u}_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + \\ + \gamma_{eff} \bar{G}_k - \min[\max(\gamma_{eff}, 0, 1), 1, 0] \gamma_k + S_k. \end{aligned} \quad (5)$$

Уравнение удельной скорости диссипации ( $\omega$ ):

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega \bar{u}_i) = \\ = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \Gamma_k \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \right) + G_\omega - Y_\omega + D_\omega + S_k. \end{aligned} \quad (6)$$

Уравнение перемещаемости ( $\gamma$ ):

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho \gamma)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i \gamma)}{\partial x_i} = \\ = P_{\gamma 1} - E_{\gamma 1} + P_{\gamma 2} - E_{\gamma 2} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\gamma} \right) \frac{\partial \gamma}{\partial x_i} \right]. \end{aligned} \quad (7)$$

Уравнение переходного числа Рейнольдса ( $\tilde{Re}_{\theta t}$ )

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho \tilde{Re}_{\theta t})}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_i \tilde{Re}_{\theta t})}{\partial x_i} = \\ = P_{\gamma 1} - E_{\lambda 1} + P_{\gamma 2} - E_{\gamma 2} + \\ + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \sigma_{\theta t} (\mu + \mu_t) \frac{\partial \tilde{Re}_{\theta t}}{\partial x_i} \right] \end{aligned} \quad (8)$$

Также в систему входит уравнение энтальпии в твердом теле, упрощенное по сравнению с уравнением энтальпии в газе:

$$\frac{\partial(\rho h)}{\partial t} + \nabla(\bar{v} \rho h) = \nabla(k \nabla T) + S_h. \quad (9)$$

В уравнении (9) приняты следующие обозначения:  $\rho$  – плотность тела;  $h$  – удельная энтальпия,  $T$  – абсолютная температура,  $k$  – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К);  $S_h$  – плотность объемных источников теплоты, Вт/м<sup>3</sup>.

### Исходная геометрия модели

Исходная геометрия первичной конечно-элементной модели представлена на рис. 1. Общая ее конфигурация представляет собой параллелепипед размерами 0,1×0,08×0,021 м. Фрагмент трубы длиной 0,021 м расположен на расстоянии 0,03 м от условного входа потока жидкости. Сетка изготовлена из проволоки диаметром 0,5 мм, шаг проволок в сетке 2×2 мм. Геометрическая модель сетчатого экрана (оробрения) выполнена в виде синусоидальных фрагментов, точно касающихся поверхности трубы и друг друга. В целях упрощения генерации расчетной сетки и последующего моделирования теплопроводности в точках касания экрана и

трубы, пятна касания были искусственно увеличены конусовидными вставками.

### Расчетная сетка

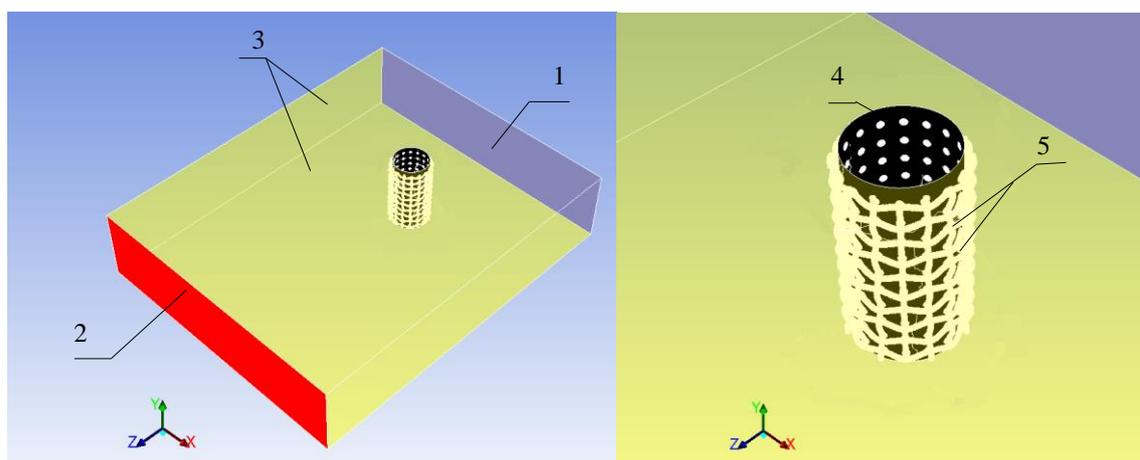
Общий вид расчетной сетки первичной верификационной модели представлен на рис. 2. Данная сетка содержит 916236 точечных узлов и разбита на 4685310 тетраэдрических элементов. Глобальный шаг сетки составляет 1 мм. Минимальный шаг локальных сгущений (на поверхностях трубки и экрана) составляет 0,1 мм.

### Свойства рабочих сред

В качестве охлаждаемой среды принят воздух с начальной температурой 313 К, плотностью 1,128 кг/м<sup>3</sup>, удельной изобарной теплоемкостью 1005 Дж/(кг·К), коэффициентом теплопроводности  $2,76 \times 10^{-2}$  Вт/(м·К) и

динамической вязкостью  $1,91 \cdot 10^{-5}$  Па·с. Параметры плотности, теплоемкости, теплопроводности и динамической вязкости охлаждаемой жидкости считались неизменными.

В качестве охлаждающей жидкости условно принималась вода при температуре 280 К, протекающая внутри трубы диаметром 8 мм со скоростью 1 м/с. Конвективный коэффициент теплоотдачи по воде, был принят равным 3665,6 Вт/(м<sup>2</sup>·К).



1 – вход жидкости; 2 – выход жидкости; 3 – условие гидродинамической симметрии; 4 – стенка трубы; 5 – сеточный экран

Рис. 1. Общий вид модельной геометрии:

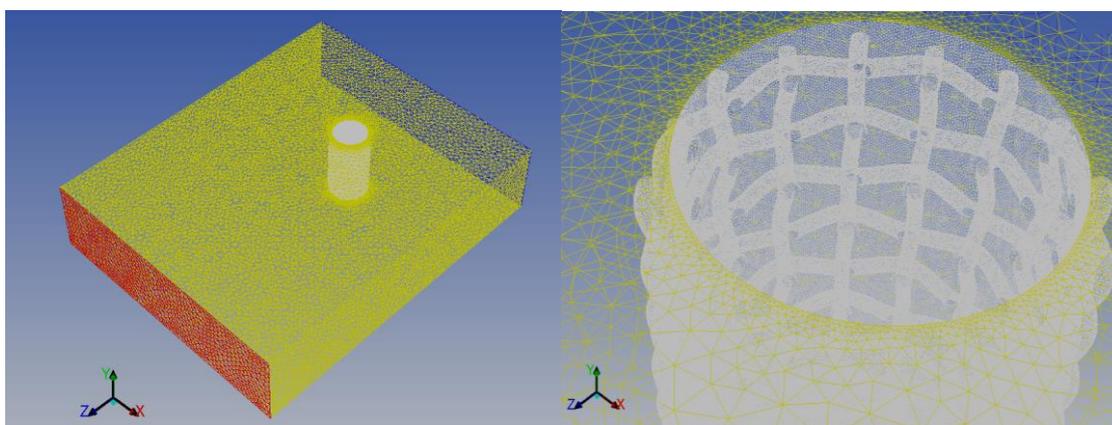


Рис. 2. Общий вид расчетной сетки первичной модели

**Методика подготовки, сбора и обработки данных**

Расчеты производились в диапазоне чисел Рейнольдса  $Re = 5000 \dots 35000$  с шагом в 5000. Скорость на входе потока теплоносителя определялась по формуле:

$$v = \frac{Re_f \mu}{d\rho} . \quad (10)$$

По стационарным расчетам достаточной сходимости внутренними средствами Ansys Fluent определялся полный тепловой поток через теплообменную поверхность  $Q$  и среднеинтегральная температура поверхности  $T_w$ . После этого по принятому значению температуры воздуха на входе  $T_f$ , определялся средний температурный напор  $\Delta T$  по формуле:

$$\Delta T = T_f - T_w . \quad (11)$$

Площадь теплообменной поверхности условно принималась равной площади неэкранированной трубы:

$$F = \pi dh = \pi \cdot 0,01 \cdot 0,021 = 6,6 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 . \quad (12)$$

Средний коэффициент теплоотдачи экранированной поверхности  $\alpha$  определялся по формуле:

$$\alpha = \frac{Q}{F\Delta t} . \quad (13)$$

Число Нуссельта в свою очередь рассчитывалось по выражению:

$$Nu = \frac{\alpha d}{\lambda} . \quad (14)$$

Коэффициенты полного лобового сопротивления  $C_d$  определялись внутренними средствами программного пакета Ansys Fluent.

**Результаты моделирования**

В ходе верификационного конечно-элементного моделирования было проведено 7 численных экспериментов. Данные эксперименты позволили получить различные виды визуализации полей скоростей и температур, примеры которых показаны на рис. 3. Результаты первичного моделирования представлены в табл. 1. На рис. 4 показан график зависимости чисел Нуссельта, полученных в ходе численного эксперимента, от чисел Рейнольдса. Для сравнения на графике приведены кривая, соответствующая критериальному уравнению, полученному по данным физического эксперимента [8,9], а также данные [6] по теплоотдаче гладкой трубы при поперечном обтекании потоком.

Получены также данные по аэродинамическому сопротивлению. Разброс значений коэффициента лобового сопротивления одиночных гладкой и экранированной труб в диапазоне чисел Рейнольдса  $Re = 5000 \dots 35000$  составил  $C_d = [1,16 \dots 1,23]$ , что достаточно хорошо согласуется с данными экспериментальных исследований.

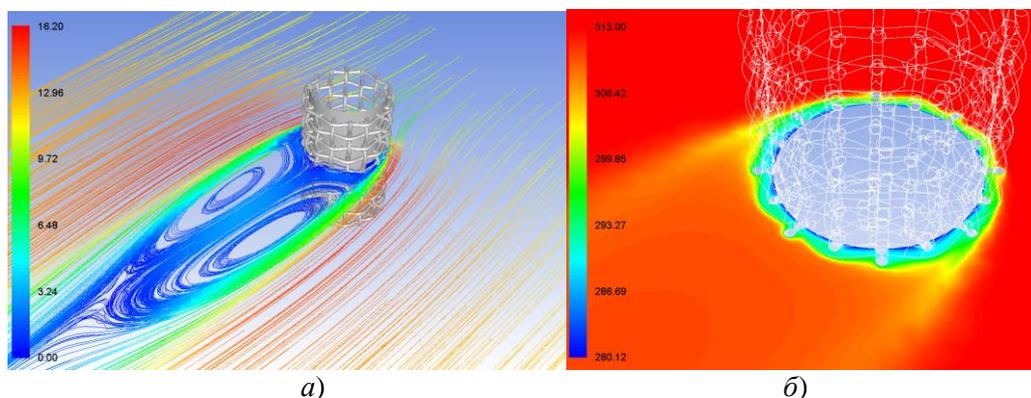
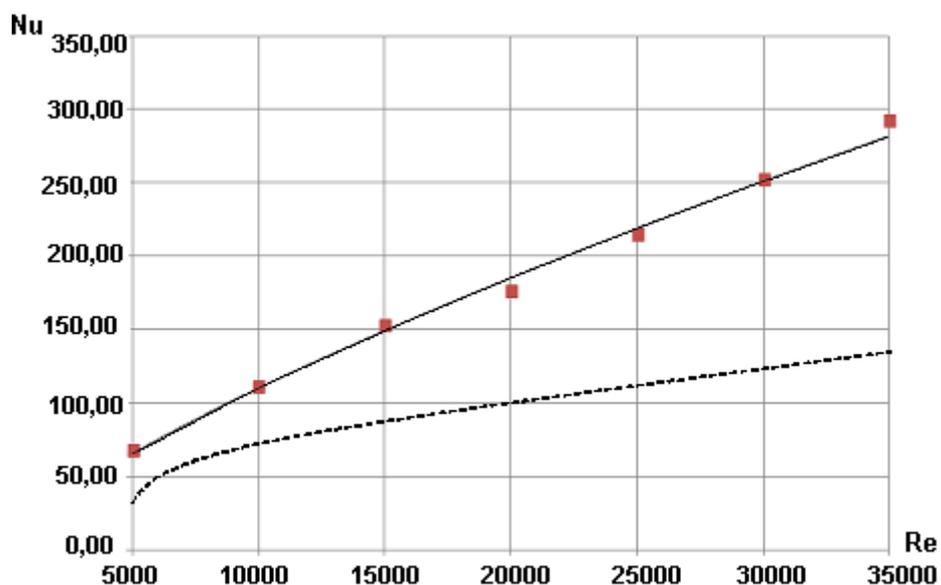


Рис. 3. Примеры визуализации полей скоростей (а) и температур (б)



— - результаты моделирования для экранированной трубы  
 ■ - результаты моделирования для экранированной трубы  
 --- - гладкая труба (по данным [6])  
 Рис. 4. График зависимости  $Nu = f(Re)$

Таблица 1 - Результаты моделирования

№ опыта	Число Re	Начальная скорость воздуха v, м/с	Общий тепловой поток через поверхность Q, Вт	Коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха $\alpha$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·К)
1	5000	10,77	3,81	180,5
2	10000	21,54	6,21	303,6
3	15000	32,32	8,20	411,5
4	20000	43,09	9,80	510,6
5	25000	53,86	11,31	603,6
6	30000	64,63	12,60	692,1
7	35000	75,41	13,74	776,9
№ опыта	Температурный напор $\Delta T$ , К	Модельное значение числа Nu	Значение числа Nu согласно критериальному уравнению	Относительное отклонение числа Nu, %
1	32,0	65,4	67,45	3,1
2	31,0	110,0	110,90	0,8
3	30,2	149,1	152,39	2,2
4	29,1	185,0	176,08	4,8
5	28,4	218,7	214,26	2,0
6	27,6	250,7	252,51	0,7
7	26,8	281,5	292,42	3,9

### Выводы

1. Математическое моделирование теплоотдачи экранированной сеткой круглой трубы подтверждает ее высокую тепловую эффективность более чем на 50 % по

сравнению с теплоотдачей одиночной гладкой трубы в изученном диапазоне чисел Рейнольдса. При этом увеличение теплоотдачи сопровождается незначительным

(не более 25%) ростом аэродинамического сопротивления.

2. Исследованиями установлено, что во всем рассматриваемом диапазоне чисел Рейнольдса относительное отклонение данных численного и физического моделирования теплоотдачи и аэродинамического сопротивления экранированной сеткой круглой трубы не превышает 5 %, по отношению к данным физического эксперимента, что является достаточной точностью для конечно-элементного моделирования подобного типа. На этом основании можно сделать вывод о том, что подобранные параметры конечно-элементной модели позволяют с высокой точностью воспроизводить экспериментальные данные. Они могут быть использованы для прогностического моделирования поперечного обтекания пучков труб, экранированных сетками, с целью получения критериальных уравнений теплоотдачи по рядам труб по глубине пучков, а также их сравнительного анализа с данными по теплоотдаче пучков гладких труб.

#### Литература (References)

- [1] Khalatov A. A. Heat Transfer and Fluid Mechanics over Surface Indentations (Dimples) Khalatov. NASU, IFT. - Kiev. - 2005. - 64 p.
- [2] Kovalenko S.V. [Fluid Mechanics of Heat Transfer Surfaces with Cylindrical Beams]. Osobennosti aerodinamiki teploobmennih poverhnostey s tsilindricheskimi puchkami. Energotehnologii i resyrsosberejenie. - 4. 2014. - Str. 47-59 (in Russian).
- [3] Kiknadze G.I., Gagachiladze I.A., Oleynikov V.G. [Mechanism of Tornado Intensification of Heat and Mass Transfer]. Trudy 1 Rossiyskoy konferentsii po teplomassobmeny. - M.; Isdatelstvo MEY, 1994. - T. 8. - Str. 97-106 (in Russian).
- [4] Kalinin E.K. Efficient Surfaces for Heat Exchangers. Fundamentals and Design. New-York, 2001. - 392 p.
- [5] Pismenny E.M. [Heat Transfer and Aerodynamic Package Tubes in Crossflow]. Teploobmen i aerodinamika paketov poperechno orebrennih trub. - Kyiv.: Altepres, 2004. - 244 str. (in Russian).
- [6] Gorton R.L., Ratcliffe J.T. Comparison of Nusselt Number and Drag Coefficient at Screen-Covered and Smooth Cylinders in Crossflow. Transactions of the ASME. Journal of Heat Transfer. Vol. 96, series C, number 2, 1974. - P. 163-164.
- [7] Ryzhkov, S. V. Prevention of Environmental Pollution by Industrial Waste. Congress of Marine technology [Text] / S. V. Ryzhkov, B. V. Dymo, A.A. Yepifanov, V.G. Kouznetsov // Athens, Greece, 28-31 May, 1990. - P. 124-127.
- [8] Dymo, B. V. Intensification of heat output by screening surface with wire screens [Text] / B. V. Dymo, S. M. Chang // Proc. 3-hs Int. Symposium on Heat Transfer and 5-th Int. Symposium on Transport Phenomena. – Beijing, P. R. of China, 3-5 October, 1992. – P. 877-881.
- [9] Dymo A.B., Dymo B.V., Chegrintcev V.F. [The Impact of Screening on the Intensity of Heat Transfer Round and Elliptical Tube Heat Exchangers]. Vliyanie ekranirovaniya setkami na intensivnost teplootdachs kruglix i ellipticheskikh trub teploobmennikov. Naukovometodichnyy jurnal. - T. 95. - Vol. 82. Ekonomika. Tehnogenna bespeka. - Mykolaev: Vydavnytstvo MDGU imeni Petro Mohila, 2008. - Str. 55-59 (in Russian).
- [10] Batchelor G. K. An Introduction to Fluid Dynamics. - Cambridge University Press. Cambridge, England, 2000. - 658 p.
- [11] Hinze O. Turbulence McGraw-Hill Publishing Co. - New York, 1975. - 790 p.
- [12] Menter F. R. Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications. - AIAA Journal. 32(8). August 1994. - P. 269-289.
- [13] Menter F. R., Kuntz M., Langtry R. Ten Years of Industrial Experience with the SST Turbulence Model. Turbulence, Heat and Mass Transfer, 4, 2003. Begell House, Inc. - P. 625-632.
- [14] Schlichting H., Gersten K. Grenzschicht-Theorie. Springer-Verlag. - Berlin, Heidelberg, New York, 1997. - 851 p.
- [15] Wilcox D. C. Turbulence Modeling for CFD DCW Industries. - Inc. La Canada, USA, California, 1998. - 540 p.

**Сведения об авторах:**



Дымо Борис Васильевич, кандидат технических наук, профессор, заведующий кафедрой технической теплофизики и судовых паропроизводящих установок Национального университета кораблестроения им. адмирала Макарова. E-mail: dymobv@gmail.com



Пастухов Сергей Юрьевич, ассистент, Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова. E-mail: sergiy.pastyhov@nuos.edu.ua



Чегринцев Валентин Феликсович, ведущий инженер, Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова. E-mail: chegryntsev@gmail.com



Анастасенко Сергей Николаевич, кандидат технических наук, доцент кафедры теплоэнергетики и технологий машиностроения, Первомайского политехнического института НУК им. адмирала Макарова. E-mail: ondi2008@rambler.ru