

## ГИДРОТЕХНИЧЕСКОЕ СТРОИТЕЛЬСТВО, ГИДРАВЛИКА И ИНЖЕНЕРНАЯ ГИДРОЛОГИЯ



УДК 694:519.6.001.24

Я.Д. ЗОЛОТОНОСОВ, Е.В. ВАРСЕГОВА, А.В. САВИНА

### ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕЧЕНИЯ ВЯЗКОЙ ЖИДКОСТИ В ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ВИНТОВЫХ КАНАЛОВ «КОНФУЗОР-ДИФФУЗОР»

В работе приведена математическая модель течения вязкой жидкости в проточной части винтовых каналов типа «конфузор-диффузор». Средствами семейства программ ANSYS построена расчетная область и проведен расчет течения жидкости, получены распределения скорости и давления. Найдены графики распределения скорости, давления для винтового канала по типу «конфузор-диффузор», проведено сравнение с аналогичными результатами для цилиндрической трубы и гладкого конфузор-диффузорного канала. Результаты могут быть использованы для создания численного моделирования современного теплообменного оборудования.

**Ключевые слова:** элемент типа «конфузор-диффузор», численное исследование гидродинамики, потери давления, распределения скорости.

DOI 10.32683/0536-1052-2021-752-8-61-69

**1. Введение.** Обновление теплообменного оборудования в системах отопления и теплоснабжения, металлургической, нефтехимической и химической отраслей промышленности является одной из главных задач современной теплоэнергетики. Это связано в первую очередь с тем, что на предприятиях в большинстве случаев используют устаревшие теплообменные аппараты, уровень износа которых иногда достигает 80 %. Главным критерием при модернизации существующих технологических процессов и их аппаратурного оформления служит малогабаритность новых энергоустановок с учетом энергосбережения, экономии топливных и других природных ресурсов. При этом на первое место встает актуальный вопрос интенсификации теплообмена [1, 2]. Среди перспективных типов теплообменного оборудования особое место занимает аппаратура на базе теплообменных элементов по типу «конфузор-диффузор».

Исследования каналов типа «конфузор-диффузор» начались в 20-е гг. XX столетия Кохом и Нунненом. Последователем их разработок в 1960-е гг. стал В.К. Мигай, который дал теоретическое обоснование для применения таких каналов [3, 4]. Конкретные конструкции аппаратов приведены, например, в работах [5–8]. Однако, несмотря на существующий опыт и дости-

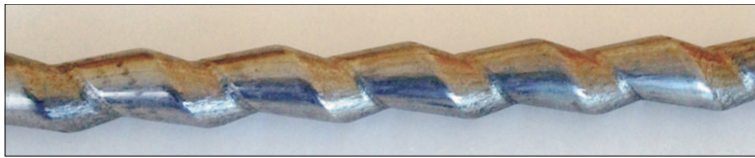


Рис. 1. Образец винтовой трубы по типу «конфузор-диффузор» (иллюстрация авторов)

жения исследователей [9–11], еще остается ряд вопросов для дальнейшего изучения.

Целью работы являются математическое моделирование и численная реализация гидродинамики течения в винтовом канале типа «конфузор-диффузор».

Для достижения поставленной цели необходимо решение следующих задач:

- построение трехмерной модели канала по типу «конфузор-диффузор»;
- вычисление математической модели течения вязкой жидкости в винтовом конфузорно-диффузорном канале;
- численное моделирование течения;
- определение изменения давления по длине канала;
- исследование распределения скоростей в характерных сечениях канала;
- оценка и анализ результатов.

**2. Материалы и методы.** В данной работе объектом исследования является участок винтовой трубы по типу «конфузор-диффузор» (рис. 1).

Система уравнений Навье–Стокса, осредненных по Рейнольдсу, для описания течения вязкой несжимаемой жидкости в цилиндрической системе координат для стационарного течения имеет вид [12]:

уравнение неразрывности

$$\frac{\partial(r\bar{v}_r)}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial(r\bar{v}_\varphi)}{\partial \varphi} + \frac{\partial(r\bar{v}_z)}{\partial z} = 0, \quad (1)$$

уравнения движения

$$\begin{aligned} & \bar{v}_r \frac{\partial \bar{v}_r}{\partial r} + \frac{\bar{v}_\varphi}{r} \frac{\partial \bar{v}_r}{\partial \varphi} + \bar{v}_z \frac{\partial \bar{v}_r}{\partial z} - \frac{\bar{v}_\varphi^2}{r} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial r} + \\ & + \nu \left( \frac{\partial^2 \bar{v}_r}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \bar{v}_r}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 \bar{v}_r}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 \bar{v}_r}{\partial z^2} - \frac{\bar{v}_r}{r^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial \bar{v}_\varphi}{\partial \varphi} \right) - \\ & - \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (\overline{r v_r'^2}) - \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \varphi} (\overline{v_r' v_\varphi'}) + \frac{\partial}{\partial z} (\overline{-v_r' v_z'}) + \frac{\overline{v_\varphi'^2}}{r} + g_r, \quad (2) \\ & \bar{v}_r \frac{\partial \bar{v}_\varphi}{\partial r} + \frac{\bar{v}_\varphi}{r} \frac{\partial \bar{v}_\varphi}{\partial \varphi} + \bar{v}_z \frac{\partial \bar{v}_\varphi}{\partial z} + \frac{\bar{v}_r \bar{v}_\varphi}{r} = -\frac{1}{\rho r} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \varphi} + \\ & + \nu \left( \frac{\partial^2 \bar{v}_\varphi}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \bar{v}_\varphi}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 \bar{v}_\varphi}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 \bar{v}_\varphi}{\partial z^2} - \frac{\bar{v}_\varphi}{r^2} + \frac{2}{r^2} \frac{\partial \bar{v}_r}{\partial \varphi} \right) - \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & -\frac{\partial}{\partial r}(\overline{v_r v_\phi}) - \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \phi}(\overline{v_\phi^2}) - \frac{\partial}{\partial z}(\overline{v_\phi v_z}) - \frac{2}{r}(\overline{v_r v_\phi}) + g_\phi, \\
 & \quad \overline{v_r} \frac{\partial \overline{v_z}}{\partial r} + \frac{\overline{v_\phi}}{r} \frac{\partial \overline{v_z}}{\partial \phi} + \overline{v_z} \frac{\partial \overline{v_z}}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \overline{p}}{\partial z} + \\
 & \quad + v \left( \frac{\partial^2 \overline{v_z}}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \overline{v_z}}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 \overline{v_z}}{\partial \phi^2} + \frac{\partial^2 \overline{v_z}}{\partial z^2} \right) - \\
 & \quad - \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(\overline{r v_r v_z}) - \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(\overline{r v_\phi v_z}) - \frac{\partial}{\partial \phi}(\overline{v_z^2}),
 \end{aligned}$$

где  $\overline{v_r}, \overline{v_\phi}, \overline{v_z}$  – осредненные по времени радиальная, тангенсальная и осевая проекции скорости соответственно, м/с;

$v_r, v_\phi, v_z$  – пульсации скорости, м/с;

$\overline{p}$  – осредненное гидродинамическое давление, Па;

$v$  – молекулярная вязкость воды, м<sup>2</sup>/с;

$\rho$  – плотность воды, кг/м<sup>3</sup>;

$g$  – проекции ускорения свободного падения, м/с<sup>2</sup>.

Система уравнений Рейнольдса (1–2) является незамкнутой. Для замыкания используется стандартная  $k-\varepsilon$  модель турбулентности. В качестве характеристик модели применяются:

$k = \overline{v_i v_i} / 2, i = r, \phi, z$  – кинетическая энергия турбулентных пульсаций;

$\varepsilon = \frac{\mu}{\rho} \frac{\partial^2 \overline{v_i v_i}}{\partial x_j^2}, i, j = z, r$  – диссипация энергии турбулентности.

Уравнения модели турбулентности:

$$\begin{aligned}
 v_r \frac{\partial k}{\partial r} + v_z \frac{\partial k}{\partial z} &= \tau_{rz} \frac{\partial v_r}{\partial z} - \varepsilon + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) r \frac{\partial k}{\partial r} \right], \\
 v_r \frac{\partial \varepsilon}{\partial r} + v_z \frac{\partial \varepsilon}{\partial z} &= c_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \tau_{rz} \frac{\partial v_z}{\partial z} - c_{\varepsilon 2} \frac{\varepsilon^2}{k} + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial k}{\partial z} \right],
 \end{aligned} \tag{3}$$

где  $\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$  – турбулентная вязкость;

$$\tau_{ij} = -\rho \overline{v_i v_j} = \rho \mu_t \left( \frac{\partial v_i}{\partial x_j} - \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right);$$

$i, j = r, z$  – тензор турбулентных напряжений.

Модульные константы:  $c_{\varepsilon 1} = 1,44; c_{\varepsilon 2} = 1,92; \sigma_k = 1,0; \sigma_\varepsilon = 1,3; C_\mu = 0,09$ .

Граничные условия:

– параметры на входе имеют постоянное значение скорости:

$$0 < r < d_{\text{вх}}, 0 \leq \phi \leq 2\pi, z = 0: \overline{v_r} = \overline{v_\phi} = 0; \overline{v_z} = v_0;$$

– на выходе задается постоянное избыточное давление:

$$0 < r < d_{\text{вых}}, 0 \leq \varphi \leq 2\pi, z = L: \Delta \bar{p} = 0;$$

– на твердых границах поверхности – условия прилипания:  $\bar{v}_r = \bar{v}_\varphi = \bar{v}_z = 0$ .

В качестве инструмента для решения поставленной задачи был выбран лицензированный программный комплекс ANSYS® Academic Research Mechanical and CFD, Release 18.2.

**3. Результаты и обсуждение.** Численная реализация задачи позволила определить параметры распределения скорости и давления в радиальных сечениях по длине проточной части канала. Расчеты проводились для случая турбулентного течения.

На рис. 2 представлена модель расчетной области с сеткой размера 0,00075 м, где 4 123 247 ячеек, 8 323 832 поверхности и 717 860 узлов, в качестве элемента разбиения выбраны тетраэдры.

Входные параметры для расчетов:

- плотность воды  $\rho = 998,2 \text{ кг/м}^3$ ,
- динамическая вязкость воды  $\mu = 1,00 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$ ,
- удельная теплоемкость  $c_p = 4182 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$ ,
- коэффициент теплопроводности  $\lambda = 0,6 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$ ,
- скорость на входе в канал  $v_0 = 1 \text{ м/с}$ ,
- критерий Рейнольдса  $Re = 21642,6$ ,
- гидравлический диаметр  $D_r = 0,022 \text{ м}$ , длина  $L = 0,541 \text{ м}$ .

В результате решения задачи были получены графики профиля осевых компонент скорости в девяти сечениях по трем элементам: начальный на входе в канал, в середине канала и на выходе из канала. Каждый элемент в свою очередь также был разбит на три сечения: вход, переход из диффузора в конфузор и выход (рис. 3).

На рис. 4 представлены сравнения величин скорости на всех девяти сечениях для винтового и гладкого каналов по типу «конфузор-диффузор» (течение

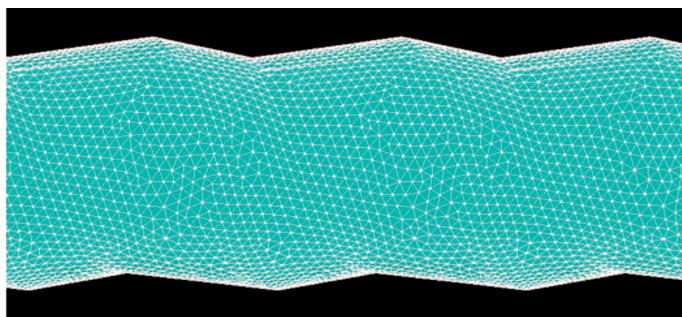


Рис. 2. Модель трубы с расчетной сеткой (иллюстрация авторов)

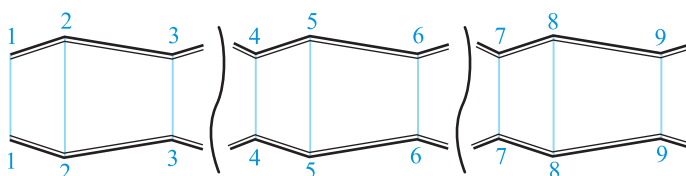


Рис. 3. Разбиение трубы на сечения (иллюстрация авторов)

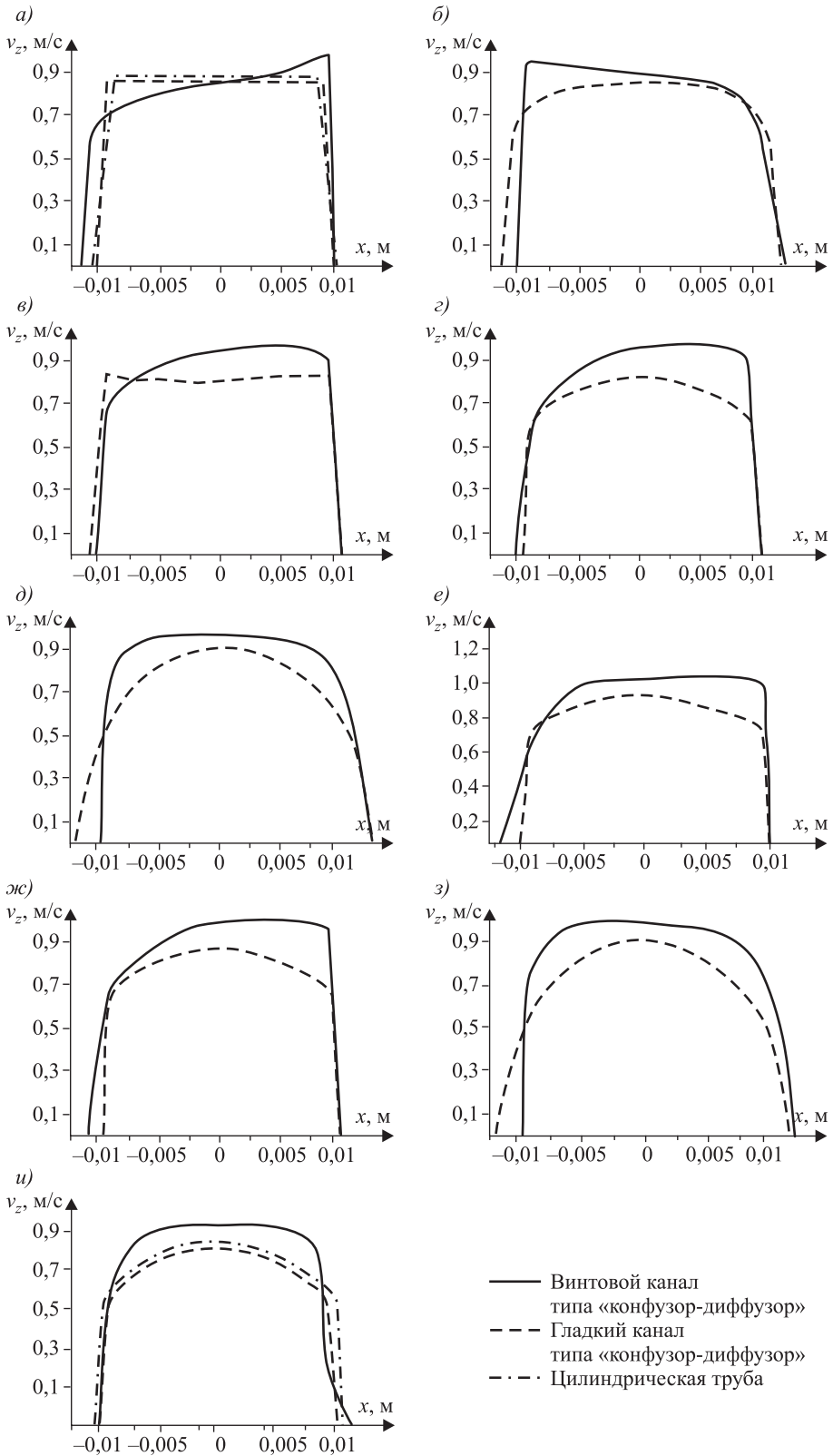


Рис. 4. Распределение скорости в характерных сечениях 1–9 (иллюстрация авторов)

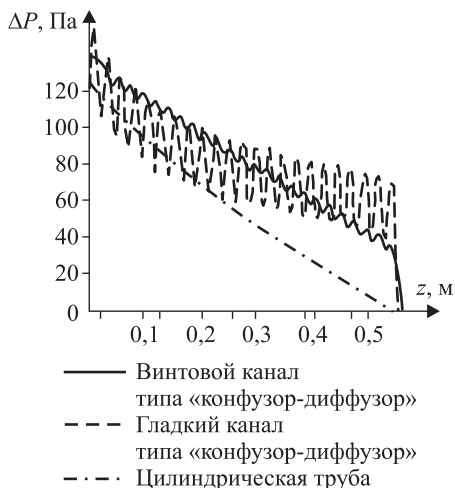


Рис. 5. Сравнение распределения давления по длине каналов разной конфигурации (иллюстрация авторов)

«конфузор-диффузор» сохраняется на протяжении всего течения, так как идет постоянная перестройка профиля из-за изменения поля скоростей: окружная скорость снижается при попадании в диффузор, линейная же уменьшается, а при переходе в конфузор наоборот.

В отличие от цилиндрической трубы в изучаемых каналах имеет место нелинейный характер давления, вызванный конфигурацией «сужения-расширения» (рис. 5). В винтовом канале график перепада давления плавный, ввиду того, что он имеет перекрученную поверхность с большим шагом винтовой линии, способствующую закручиванию потока жидкости и плавному снижению давления по длине проточной части канала. График распределения давления по длине (рис. 5) также представлен для трех видов канала.

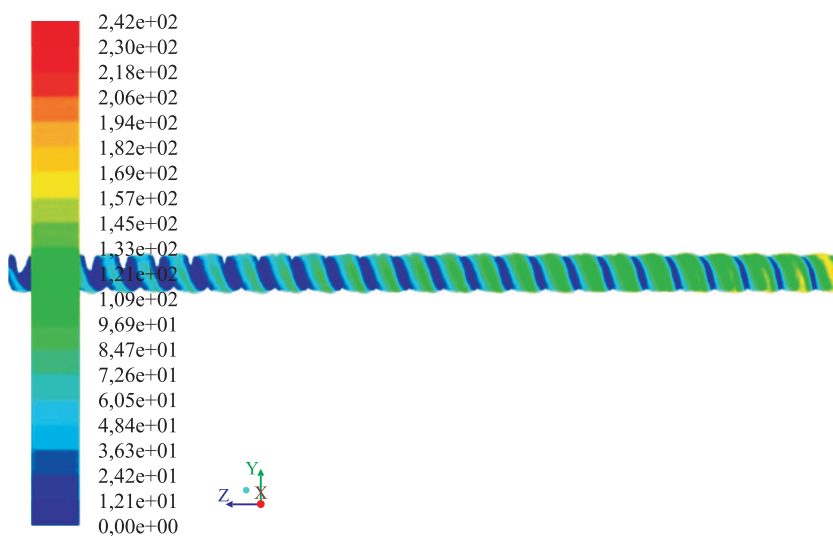


Рис. 6. Контурное давление винтового канала по типу «конфузор-диффузор» (иллюстрация авторов)

справа налево). Проведено сравнение компонент скорости с аналогичными результатами для цилиндрической трубы в первом и последнем сечениях. Из рис. 4, а следует, что распределение скорости для винтового конфузор-диффузорного канала имеет неравномерный характер. Это связано с тем, что жидкость сразу попадает в сечение с криволинейными границами.

На рис. 4, б изображено распределение скорости при переходе из узкого сечения в широкую часть диффузора первого элемента. Наблюдается сохранение неравномерности профиля скорости, а также ее снижение, вызванное увеличением площади сечения канала. Неравномерный характер скорости у винтового канала типа «конфузор-диффузор» сохраняется на протяжении всего течения, так как идет постоянная перестройка профиля из-за изменения поля скоростей: окружная скорость снижается при попадании в диффузор, линейная же уменьшается, а при переходе в конфузор наоборот.

Контурный график давления (рис. 6) изучаемого канала иллюстрирует зависимость величины давления от размеров бокового сечения трубы. На диффузорном расширении числовое значение давления возрастает и имеет тенденцию к убыванию на конфузорном сужении. Местное возрастание величины давления возникает по причине попадания жидкости в спиралевидные выступы на боковой поверхности канала.

**4. Заключение.** 1. В работе построена математическая модель течения вязкой жидкости в винтовом конфузорно-диффузорном канале с учетом граничных условий.

2. Получены значения распределения скоростей в радиальных сечениях и давления по длине канала.

3. Выполнено сравнение вычисленных параметров с гладкостенной цилиндрической трубой и трубой гладкого конфузор-диффузорного типа, являющихся тестовыми примерами.

4. Показана перспектива дальнейшего исследования и внедрения каналов такого типа в инновационное кожухотрубчатое теплообменное оборудование.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Alimoradi A., Veysi F. Optimal and critical values of geometrical parameters of shell and helically coiled tube heat exchangers // Case Studies in Thermal Engineering. 2017. Vol. 10. P. 73–78. DOI: 10.1016/j.csite.2017.03.003.
2. Sheeba A., Abhijith C.M., Prakash J. Experimental and numerical investigations on the heat transfer and flow characteristics of a helical coil heat exchanger // International Journal of Refrigeration. 2018. Vol. 99. P. 490–497. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2018.12.002.
3. Мигай В.К. Повышение эффективности современных теплообменников. Л.: Энергия, 1980. 144 с.
4. Мигай В.К. Моделирование теплообменного энергетического оборудования. Л.: Энергоатомиздат, 1987. 262 с.
5. Пат. 119452 на полезную модель РФ. Теплообменный элемент / А.Я. Золотоносов, Я.Д. Золотоносов, А.Г. Багоутдинова, И.И. Осыка; № 2012109355/06; заявл. 12.03.2012; опубл. 20.08.2012; Бюл. № 23.
6. Назмеев Ю.Г. Теплообмен при ламинарном течении жидкости в дискретно-щелеватых каналах. М.: Энергоатомиздат, 1998. 376 с.
7. Золотоносов А.Я. Энергосбережение в технологии нагрева трансформаторного масла на основе активных методов интенсификации процессов теплообмена: Дис. ... канд. техн. наук. Казань, 2011. 253 с.
8. Jayakumar J.S. Helically coiled heat exchangers, heat exchangers // Basics Design Applications, 2012. DOI: 10.5772/1997.
9. Maradona R., Rajkumar S. CFD analysis of heat transfer characteristics of helical coil heat exchangers // Applied Mechanics and Materials. 2015. Vol. 787. P. 172–176. DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMM.787.172.
10. Bhuvaneswari S., Elatharasan G. A study of the literature review on heat transfer in a helically coiled heat exchanger // RTICCT-2019 Conference Proceedings. 2019. Vol. 7, iss. 1. P. 1–3.
11. Singh V., Verma S., Dradhomar P., Manjunatha M. Review on CFD analysis of double tube helical coil heat exchanger // International Journal of Advanced Research. 2017. Vol. 5, iss. 4. P. 1758–1762. DOI: 10.21474/IJAR01/4007.
12. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. М.: Дрофа, 2003. 679 с.

**Золотонос Яков Давидович**, д-р техн. наук, проф.; E-mail: zolotonosov@mail.ru  
Казанский государственный архитектурно-строительный университет

**Варсегова Евгения Владиславовна**, канд. физ.-мат. наук, доц.;

E-mail: evarsegova@yandex.ru

Казанский государственный архитектурно-строительный университет

**Савина Алевтина Владимировна**, инж.

Казанский (Приволжский) федеральный университет

Получено 23.07.2021

**Zolotonosov Yakov Davidovich**, DSc, Professor; E-mail: zolotonosov@mail.ru

Kazan State University of Architecture and Engineering, Russia

**Varsegova Evgeniya Vladislavovna**, PhD, Ass. Professor;

E-mail: evarsegova@yandex.ru

Kazan State University of Architecture and Engineering, Russia

**Savina Alevtina Vladimirovna**, Engineer

Kazan Federal University, Russia

## **NUMERICAL MODELING OF THE FLOW OF A VISCOUS FLUID IN THE FLOW PART OF THE SCREW CHANNELS “CONFUSER-DIFFUSER”**

The paper presents a mathematical model of the flow of a viscous fluid in the flow path of screw channels of the “confuser-diffuser” type. Using the tools of the ANSYS software family, a computational domain was built and the fluid flow was calculated, the velocity and pressure distributions were obtained. The graphs of the distribution of velocity and pressure for a screw channel of the “confuser-diffuser” type are found, a comparison is made with similar results for a cylindrical pipe and a smooth confuser-diffuser channel. The significance of the results obtained for the construction industry lies in the possibility of using the results of numerical modeling to assess the effectiveness of the considered channels and the feasibility of their subsequent implementation as elements of modern heat exchange equipment.

**Key words:** element of the “confuser-diffuser” type, numerical study of hydrodynamics, pressure loss, velocity distribution.

### REFERENCES

1. *Alimoradi A., Veysi F.* Optimal and critical values of geometrical parameters of shell and helically coiled tube heat exchangers. *Case Studies in Thermal Engineering*. 2017. Vol. 10. Pp. 73–78. DOI: 10.1016/j.csite.2017.03.003.
2. *Sheeba A., Abhijith C.M., Prakash J.* Experimental and numerical investigations on the heat transfer and flow characteristics of a helical coil heat exchanger. *International Journal of Refrigeration*. 2018. Vol. 99. Pp. 490–497. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2018.12.002.
3. *Migay V.K.* Povysheniye effektivnosti sovremennykh teploobmennikov [Improving the efficiency of modern heat exchangers]. Leningrad, Energiya, 1980. 144 p. (in Russian)
4. *Migay V.K.* Modelirovaniye teploobmennogo energeticheskogo oborudovaniya [Modeling of heat exchange power equipment]. Leningrad, Energoatomizdat, 1987. 262 p. (in Russian)
5. Pat. 119452 for a utility model RF. Teploobmennyy element [Heat exchange element]. A.Ya. Zolotonosov, Ya.D. Zolotonosov, A.G. Bagoutdinova, I.I. Osyka; № 2012109355/06; appl. 12.03.2012; publ. 20.08.2012; Bull. No. 23. (in Russian)



6. *Nazmeev Yu.G.* Teploobmen pri laminarnom techenii zhidkosti v diskretno-sherokhovatykh kanalakh [Heat transfer in laminar fluid flow in discretely rough channels]. Moscow, Energoatomizdat, 1998. 376 p. (in Russian)
  7. *Zolotonosov A.Ya.* Energoberezheniye v tekhnologii nagreva transformatornogo masla na osnove aktivnykh metodov intensivifikatsii protsessov teploobmena: Dis. kand. tekhn. nauk [Energy saving in the technology of heating transformer oil based on active methods of intensification of heat transfer processes: Candate's thesis]. Kazan, 2011. 253 p. (in Russian)
  8. *Jayakumar J.S.* Helically coiled heat exchangers, heat exchangers. Basics Design Applications, 2012. DOI: 10.5772/1997.
  9. *Maradona R., Rajkumar S.* CFD analysis of heat transfer characteristics of helical coil heat exchangers. Applied Mechanics and Materials. 2015. Vol. 787. Pp. 172–176. DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMM.787.172.
  10. *Bhuvaneswari S., Elatharasan G.* A study of the literature review on heat transfer in a helically coiled heat exchanger. RTICCT-2019 Conference Proceedings. 2019. Vol. 7, iss. 1. Pp. 1–3.
  11. *Singh V., Verma S., Dradhomar P., Manjunatha M.* Review on CFD analysis of double tube helical coil heat exchanger. International Journal of Advanced Research. 2017. Vol. 5, iss. 4. Pp. 1758–1762. DOI: 10.21474/IJAR01/4007.
  12. *Loytsyanskiy L.G.* Mekhanika zhidkosti i gaza [Mechanics of liquid and gas]. Moscow, Drofa, 2003. 679 p. (in Russian)
-