

Г. С. Маршалова^{1,2}, Т. А. Баранова¹, Ю. В. Жукова¹, А. Д. Чорный¹, А. Б. Сухоцкий²,
Е. С. Данильчик^{1,2}, А. А. Миронов³, Р. А. Кадыров³, И. А. Попов³

¹*Институт тепло- и массообмена имени А. В. Лыкова Национальной академии наук Беларуси, Минск, Республика Беларусь*

²*Белорусский государственный технологический университет, Минск, Республика Беларусь*

³*Казанский национальный исследовательский технический университет имени А. Н. Туполева – КАИ, Казань, Российская Федерация*

ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕНА И АЭРОДИНАМИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ АППАРАТОВ ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ С ВЫТЯЖНОЙ ШАХТОЙ

Аннотация. Представлены результаты численного исследования теплоаэродинамических характеристик аппаратов воздушного охлаждения с установленной вытяжной шахтой. Исследования проведены для аппаратов воздушного охлаждения с четырехрядными пучками оребренных труб, установленных в шахматном порядке. Численное моделирование осуществлялось с использованием газодинамического решателя Ansys Fluent. Для замыкания уравнений Рейнольдса применялись $k-\omega$ модели переноса сдвиговых напряжений Ментера. Полученные численные результаты позволили визуализировать течение воздуха в пучке и вытяжной шахте, установить неравномерность скоростей и температур. Показано, что распределение температуры в потоке, проходящем через вытяжную шахту, зависит от высоты вытяжной шахты. Установлено, что при малых высотах шахты в следе за пучком из-за колебательного движения следа формируется динамическая и температурная неоднородность, которая приводит к подсосу холодного воздуха через шахту из окружающей среды. При увеличении высоты шахты температурная неоднородность сдвигается вверх по ходу воздуха в шахте, и неустойчивость затухает. Получено, что максимальная теплоотдача при одинаковых гидравлических потерях достигается при установке шахты с высотой $H > 1,16$ м. Полученные результаты могут быть использованы для модернизации существующих аппаратов воздушного охлаждения, а также при проектировании новых аппаратов с вытяжной шахтой.

Ключевые слова: аппарат воздушного охлаждения, вытяжная шахты, свободная конвекция, численное моделирование, модель переноса сдвиговых напряжений Ментера, число Нуссельта, число Эйлера

Для цитирования: Численное исследование теплообмена и аэродинамического сопротивления аппаратов воздушного охлаждения с вытяжной шахтой / Г. С. Маршалова [и др.] // Вес. Нац. акад. наук Беларуси. Сер. физ.-техн. наук. – 2022. – Т. 67, № 3. – С. 298–306. <https://doi.org/10.29235/1561-8358-2022-67-3-298-306>

Galina S. Marshalova^{1,2}, Tatiana A. Baranova¹, Yulia V. Zhukova¹, Andrei D. Chorny¹, Al'bert B. Sukhotsky²,
Ekaterina S. Danil'chik^{1,2}, Aleksandr A. Mironov³, Ruslan G. Kadyrov³, Igor A. Popov³

¹*A. V. Luikov Heat and Mass Transfer Institute of National Academy of Sciences of Belarus, Minsk, Republic of Belarus*

²*Belarusian State Technological University, Minsk, Republic of Belarus*

³*Kazan National Research Technical University named after A. N. Tupolev – KAI, Kazan, Russian Federation*

NUMERICAL SIMULATION OF HEAT TRANSFER AND HYDRAULIC LOSSES OF AIR-COOLED EXHAUST-SHAFT APPARATUSES

Abstract. The article presents the numerical simulation results on heat transfer and hydraulic losses of air-cooled exhaust-shaft apparatuses. Studies were made on air-cooled apparatuses in which four-row bundles of staggered finned tubes were placed. Numerical simulation used a gas dynamic solver Ansys Fluent. Menter's shear stress transport $k-\omega$ model was invited to close the Reynolds equations. The obtained numerical results allowed us to visualize air flow in the bundle and the exhaust shaft, as well as to establish an inhomogeneous distribution of velocities and temperatures. We found that the temperature distribution in the flow passing through the exhaust shaft depends on the height of the exhaust shaft. We also established that at small shaft heights in the wake behind a bundle because of the wake oscillatory motion, the dynamic and temperature inhomogeneous distributions take place, resulting in the cold air suction through the shaft from the environment. With an increase in the shaft height, the inhomogeneous temperature distribution moves upstream the air flow in the shaft and the inhomogeneous temperature distribution attenuates. We can say that maximum heat transfer at the same hydraulic losses is achieved when mounting a shaft with a height of $H > 1.16$ m. The results obtained can be used for the modernization of existing air-cooled apparatus, as well as for the design of new devices with an exhaust shaft.

Keywords: air-cooled apparatus, free convection, numerical simulation, Menter's shear stress transport model, Nusselt number, Euler number

For citation: Marshalova G. S., Baranova T. A., Zhukova Yu. V., Chorny A. D., Sukhotsky A. B., Danil'chik E. S., Mironov A. A., Kadyrov R. G., Popov I. A. Numerical simulation of heat transfer and hydraulic losses of air-cooled exhaust-shaft apparatuses. *Vestsi Natsyyanal'nai akademii navuk Belarusi. Seryya fizika-technichnykh navuk = Proceedings of the National Academy of Sciences of Belarus. Physical-technical series*, 2022, vol. 67, no. 3, pp. 298–306 (in Russian). <https://doi.org/10.29235/1561-8358-2022-67-3-298-306>

Введение. Аппараты воздушного охлаждения (АВО) являются составной частью оборудования тепло-технологических процессов в нефтеперерабатывающей, химической, нефтехимической, газовой и пищевой промышленности, а также применяются на автомобильных газонаполнительных компрессорных станциях [1], в тепло- и электроэнергетике [3, 4], в холодильной технике, деревообрабатывающей промышленности [5], на атомных станциях [6]. По данным [7] в странах Евразийского экономического союза в настоящее время работает около 52 000 АВО с установленной мощностью $1,93 \cdot 10^6$ кВт.

Для оптимизации работы АВО используются различные подходы и методы: как активные (например, установка вентиляторов, ионизация воздуха на входе в камеру АВО), так и пассивные (к примеру, развитие площади теплопередающей поверхности, изменения режима течения в камере АВО за счет профилирования геометрической формы камеры за пучком теплопередающих труб и др.). При профилировании геометрической формы камеры за теплообменным пучком, в частности при установке вытяжной шахты, изменяется характер течения воздуха, то есть функционально работа вытяжной шахты в качестве побудителя движения воздуха через теплообменные секции качественно подобна всасывающему действию вентилятора. Принципиальное отличие между способами ускорения потока в камере с теплообменными трубами состоит в том, что установка шахты не требует подвода энергии извне в явном виде и, таким образом, осуществляется интенсификация теплообмена в пучках секций пассивным способом, конечным результатом которого является соответствующая величина энергосбережения. Также применение вытяжной шахты позволяет исключить рециркуляцию воздуха в теплообменнике и повышает срок службы вентиляторов с приводами.

При эксплуатации АВО с вытяжной шахтой необходимо строго соблюдать температурные режимы и точно их регулировать [8]. Для этого необходима достоверная информация о характере теплоотдачи пучков оребренных труб в режимах естественной и смешанной конвекции воздуха. Однако в настоящее время отсутствуют методики теплового расчета АВО в этих режимах, а известные исследования смешанной конвекции воздуха [9–14] не охватывают распространенных компоновочных параметров пучков, не учитывают влияния аэродинамических характеристик и геометрических параметров вытяжной шахты, не предлагают рекомендаций на проектирование АВО.

При этом осуществление экспериментальных исследований по изучению свободной и смешанной конвекции требует значительных расходов на реализацию, высокой мощности оборудования, а также больших временных затрат. Проведение экспериментальной визуализации структуры течения в камере АВО затруднено, поскольку накладываются значительные требования как на соблюдение фиксированного температурного режима, так и на оборудование для визуализации. Поэтому экспериментально охватить весь желаемый диапазон вариантов компоновок пучков, режимов конвективного теплообмена и методов интенсификации теплообмена, а также провести визуализацию структуры течения в камере не представляется возможным. Решением этой проблемы может выступить применение методов вычислительной газодинамики (CFD – computational fluid dynamics), которые позволяют расширить границы экспериментальных исследований.

Цель данного исследования – численное исследование конвективного теплообмена четырехрядных шахматных равносторонних пучков аппаратов воздушного охлаждения с вытяжной шахтой, а также оценка влияния использования вытяжной шахты на теплоотдачу пучков оребренных труб в режимах естественной и смешанной конвекции воздуха.

Методы исследования. Сопоставление численных исследований с экспериментальными проводились для модели АВО, состоящей из четырех рядов ($z = 4$) шахматно расположенных оребренных труб с диаметром несущей трубы $d_0 = 0,0264$ м. Поперечный шаг пучка составлял $S_1 = 0,058$ м (безразмерный шаг $S_1/d_0 = 2,2$). Трубы в пучке имели следующие геометрические параметры: наружный диаметр трубы с оребрением $d/d_0 = 2,152$; высота ребра $h/d_0 = 0,576$; межреберный шаг $s/d_0 = 0,092$; толщина ребра $\Delta/d_0 = 0,0208$; длина трубы $l/d_0 = 11,36$; коэффициент оребрения $\phi = 21$. Высота вытяжной шахты варьировалась в пределах $H = 0,52$ – $2,12$ м, диаметр выходного отверстия вытяжной шахты оставался постоянным и был равен $d_{\text{отв.}} = 0,105$ м. Подробное описание методики экспериментальных исследований изложено в [15–17].

Верификация расчетного алгоритма проводилась для АВО с вытяжной шахтой со следующими геометрическими размерами $d_{\text{отв.}} = 0,105$ м, $H = 1,16$ м. Затем по верифицированной методике осуществлялись расчеты конвективного теплообмена шахматного пучка оребренных труб для различных высот вытяжной шахты.

Поставленная задача решалась в трехмерной постановке. Размеры расчетной области составляли $4 \times 3,8 \times 0,00972$ м³. Неструктурированная расчетная сетка (рис. 1) генерировалась с использованием пакета Ansys Meshing. При построении сетки учитывался тот факт, что вблизи стенок на размер генерируемой ячейки, согласно [18] накладывается условие $y^+ \in [1; 5]$. Чтобы описать рабочую область потребовалось порядка 30 млн тетрагексагональных ячеек.

Для достижения поставленной цели решались стационарные уравнения Навье–Стокса, осредненные по Рейнольдсу (уравнения Рейнольдса), уравнение неразрывности и уравнение энергии в формулировке для энтальпии [19]. Как показали верификационные расчеты, число Рейнольдса, построенное по диаметру несущей трубы и скорости на входе в расчетную область, соответствует ламинарному режиму течения. Однако, согласно рекомендациям [20], для задач естественной и смешанной конвекции необходимо решать уравнения Рейнольдса. Замыкание уравнений Рейнольдса осуществлялось с помощью k - ω модели переноса сдвиговых напряжений Ментера [21].

В экспериментах нагрев трубы осуществлялся электрическим током, мощность источника тепловыделения определялась как произведение силы тока на напряжение. Поэтому для согласования с экспериментом, на внутренней поверхности несущей трубы задавалось значение теплового потока. Поскольку размеры расчетной области значительно превосходили размеры объекта исследования, то нам представилось возможным на выходе из расчетной области установить

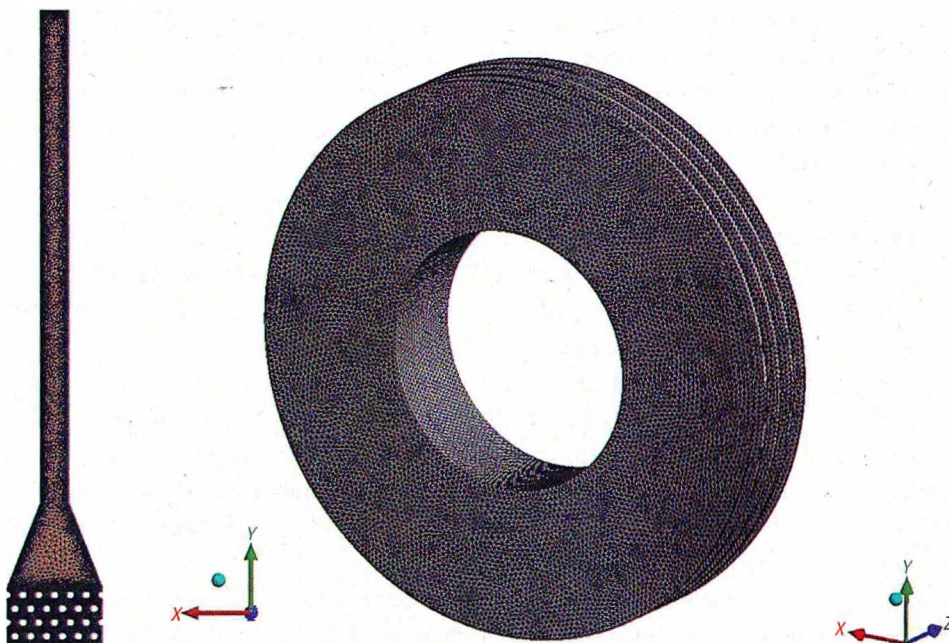


Рис. 1. Фрагменты расчетной сетки на поверхности трубы и в расчетной области

Fig. 1. Fragments of the computational grid on the pipe surface and in the computational domain

мягкие граничные условия, то есть равенство нулю градиентов рассчитываемых величин. Стенки шахты предполагались теплоизолированными. В начале расчета во всей расчетной области задавалось статическое давление, равное атмосферному, $P = 101\,325$ Па, и температура воздуха, равная температуре окружающей среды, измеренной экспериментально, $T_{\text{вх}} = t_0$. Численное моделирование теплопередачи от оребренных труб к воздуху осуществлялось в сопряженной постановке.

Сопоставление численных и экспериментальных данных проводилось по следующим величинам: средняя температура ребра нагреваемой оребренной трубы в каждом ряду пучка T_i ; температура воздуха на выходе из вытяжной шахты $T_{\text{вых}}$. Сравнение результатов эксперимента и численного моделирования представлено в виде зависимости температур на ребре T_i (рис. 2, *a*) и в выходном сечении вытяжной шахты (рис. 2, *b*) от плотности теплового потока для $d_{\text{отв.}} = 0,105$ м, $H = 1,16$ м.

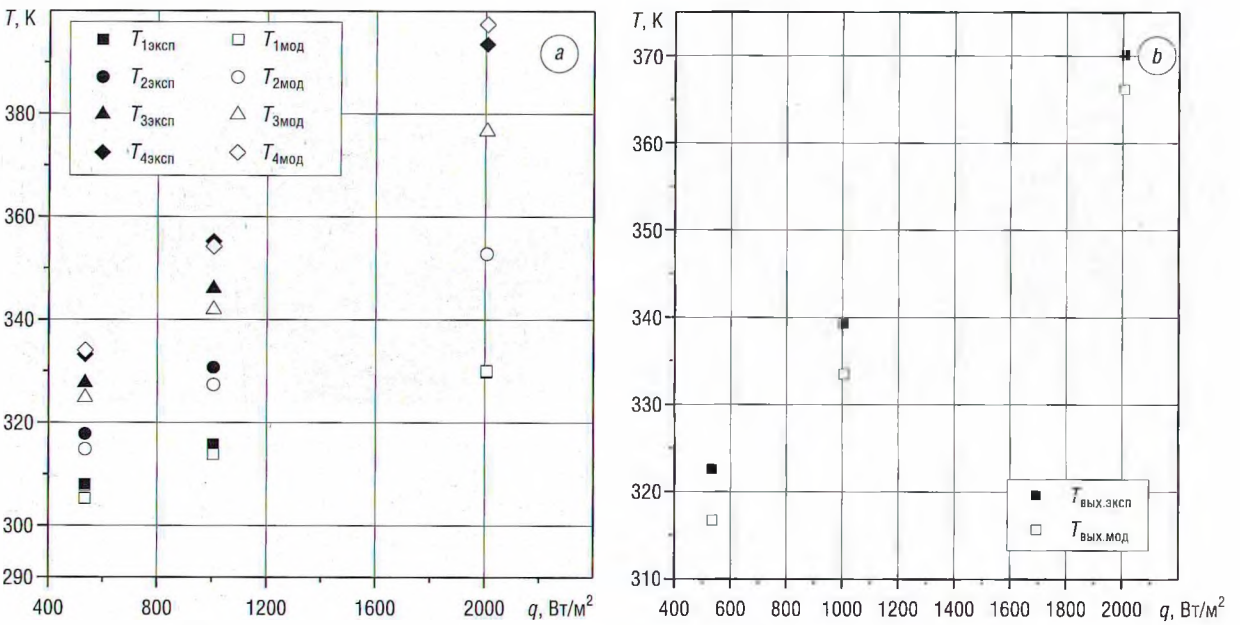


Рис. 2. Сравнение результатов эксперимента и численного моделирования: *a* – по температурам на трубах, *b* – по температурам на выходе из вытяжной шахты

Fig. 2. Comparison of experimental and numerical simulation results: *a* – by the temperatures on the tubes, *b* – by the temperatures at the outlet of the exhaust shaft

Результаты и их обсуждение. Полученные результаты численного моделирования хорошо согласуются с экспериментальными данными (расхождение результатов не превышает 5%). Предполагается использование разработанной методики для расширения границ параметров эксперимента и визуализации структуры течения в многорядных пучках труб с различными компоновками.

Численное исследование теплообмена и визуализация структуры течения за пучком в режиме смешанной конвекции было проведено для четырехрядных шахматных пучков, за которыми устанавливалась вытяжная шахта с постоянным диаметром $d_{\text{отв.}} = 0,105$ м и переменной высотой $H = 0,52; 1,48; 2,12$ м. Для случая каждой высоты вытяжной шахты численное моделирование осуществлялось для значений теплового потока на оребренной трубе, равных экспериментальным.

Распределение температур на поверхности труб в пучке и воздуха в шахте показано на рис. 3. Для каждой используемой вытяжной шахты оно имеет идентичный характер.

Как видно из рис. 3, первый ряд пучка охлаждается наилучшим образом, так как температура поступающего воздуха имеет наименьшее значение. По мере продвижения воздуха через пучок температура повышается за счет конвективного и радиационного нагрева от оребренных труб, и температура четвертого ряда и потока за ним является самой высокой.

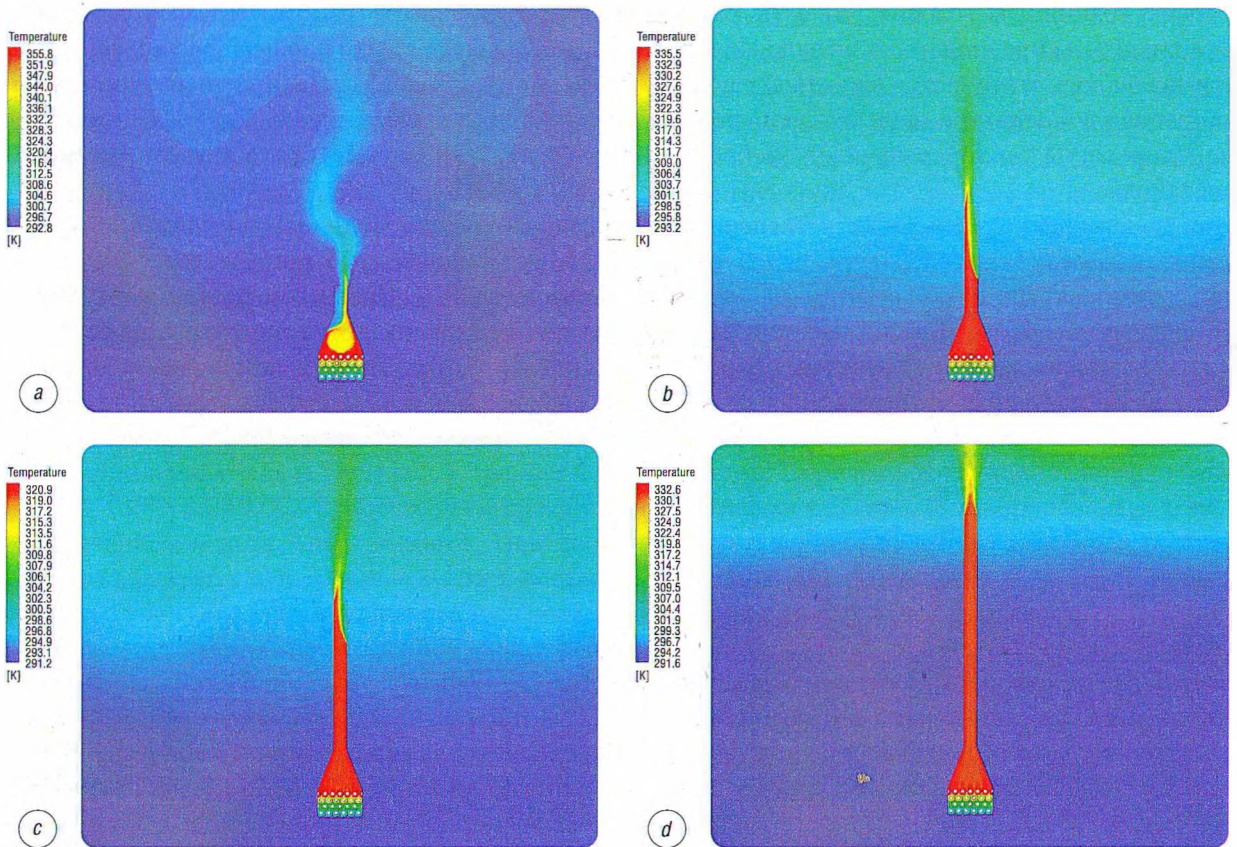


Рис. 3. Распределение температур на пучке и в вытяжной шахте: $a - H = 0,52$ м, $q = 534$ Вт/м²; $b - H = 1,16$ м, $q = 1005$ Вт/м²; $c - H = 1,48$ м, $q = 422$ Вт/м²; $d - H = 2,12$ м, $q = 1093$ Вт/м²

Fig. 3. Temperature distribution on the beam and in the exhaust shaft: $a - H = 0.52$ m, $q = 534$ W/m²; $b - H = 1.16$ m, $q = 1005$ W/m²; $c - H = 1.48$ m, $q = 422$ W/m²; $d - H = 2.12$ m, $q = 1093$ W/m²

Характер распределения температур в потоке, проходящем через вытяжную шахту, зависит от ее высоты. Для $H = 0,52$ м наблюдается неравномерность распределения температур непосредственно над пучком. С увеличением плотности теплового потока и высоты вытяжной шахты данная зона неравномерности смещается вверх по шахте, для ее высоты $H = 2,12$ м неоднородности не наблюдается и температура воздуха на выходе из оребренного пучка равна температуре на выходе из вытяжной шахты. Для объяснения данного явления необходимо совместно с распределением температуры рассматривать и распределение скорости в следе за пучком оребренных труб и в вытяжной шахте (рис. 4).

Из-за значительного загромождения канала пучком оребренных труб след за пучком формируется как за плохо обтекаемым телом. В [21–23] показано, что при размещении пакета труб в узком канале расстояние от труб до стенки обуславливает формирование трех режимов обтекания, причем при малом расстоянии от стенок канала до стенок труб пакет труб обтекается как одно плохо обтекаемое тело. Таким образом, след за пучком будет формироваться в условиях малых скоростей потока воздуха, близости стенок канала к пучку оребренных труб и конфузурного входа в шахту.

Как показано на рис. 3, a и 4, a , при высоте шахты $H = 0,52$ м в следе за пучком образуется один вихрь, который, попадая в конфузурный вход в шахту, формирует динамическую и температурную неоднородность, возникновение которой связано с колебательным движением следа. Такое движение приводит к подосу холодного воздуха через шахту из окружающей среды. При увеличении высоты шахты за счет увеличивающегося разрежения в следе неоднородность сдвигается вверх по ходу воздуха в шахте (рис. 3, b , c – рис. 4, b , c). Для максимальной высоты шахты (рис. 3, d – рис. 4, d) потери давления позволяют свести на нет сформировавшуюся неустойчивость.

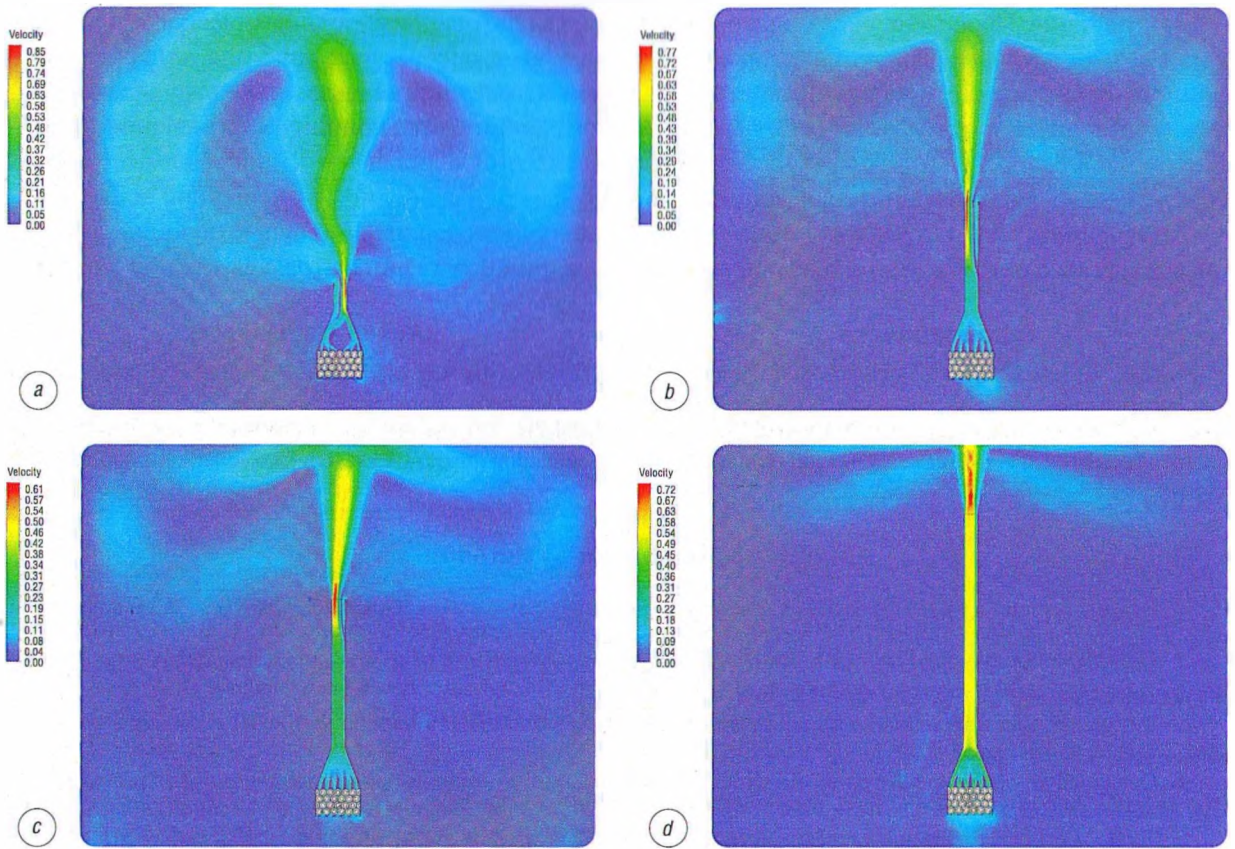


Рис. 4. Распределение скоростей на пучке и в вытяжной шахте: $a - H = 0,52$ м, $q = 534$ Вт/м²; $b - H = 1,16$ м, $q = 1005$ Вт/м²; $c - H = 1,48$ м, $q = 422$ Вт/м²; $d - H = 2,12$ м, $q = 1093$ Вт/м²

Fig. 4. Velocity distribution on the beam and in the exhaust shaft: $a - H = 0.52$ m, $q = 534$ W/m²; $b - H = 1.16$ m, $q = 1005$ W/m²; $c - H = 1.48$ m, $q = 422$ W/m²; $d - H = 2.12$ m, $q = 1093$ W/m²

Поскольку интенсификация теплообменных процессов организована только за счет установки вытяжной шахты, то для оценки эффективности действия шахты можно представить суммарную теплоотдачу пучка труб Nu в виде зависимости от гидравлических потерь Eu (рис. 5):

$$Nu = \frac{\alpha d_0}{\lambda}, \quad (1)$$

$$Eu = \frac{\Delta p}{\rho U_{in}^2}, \quad (2)$$

где α – коэффициент теплоотдачи пучка, Вт/(м²°С); λ – теплопроводность, Вт/(м °С); ΔP – перепад давлений, Па; U_{in} – скорость воздуха в сжатом сечении пучка, м/с.

Как показано на рис. 5, максимальная теплоотдача при одинаковых гидравлических потерях достигается при установке шахты с высотой $H > 1,16$ м. Необходимо отметить, что зависимость $Nu = f(Eu)$ имеет неодинаковый темп при разной высоте шахты.

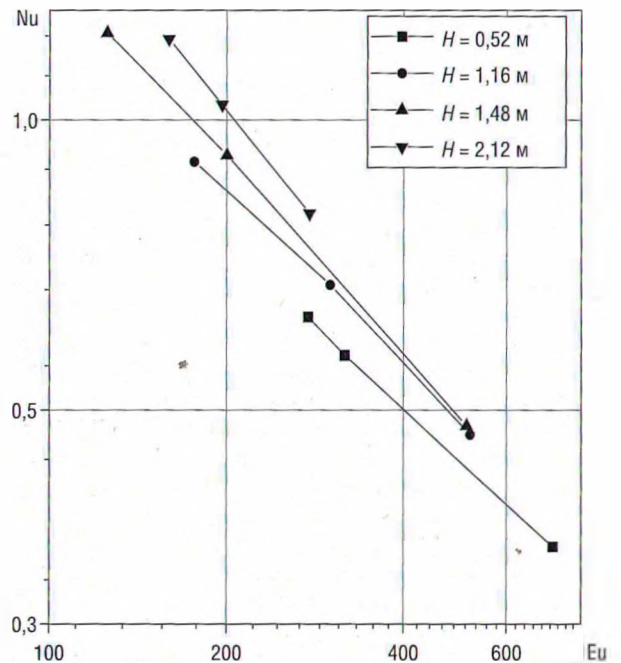


Рис. 5. Теплогидравлическая эффективность оребренных трубных пучков с вытяжной шахтой

Fig. 5. Thermohydraulic efficiency of finned tube bundles with exhaust shaft

Заключение. Проведено численное исследование теплоотдачи и аэродинамического сопротивления четырехрядных шахматных равносторонних пучков оребренных труб для аппаратов воздушного охлаждения с вытяжной шахтой. Полученные результаты позволили визуализировать структуру течения воздуха в пучке и вытяжной шахте, установить причину возникающих неравномерностей скоростей и температур. Обработка результатов в виде $Nu = f(Eu)$ позволяет оценить эффективность шахты как интенсификатора теплообмена при свободной и смешанной конвекции.

Полученные результаты могут быть использованы для модернизации существующих аппаратов воздушного охлаждения, а также при проектировании новых аппаратов с вытяжной шахтой.

Благодарности

Работа выполнена при финансовой поддержке Белорусского республиканского фонда фундаментальных исследований (проекты T21PM-019 и Ф21МС-011) и Российского фонда фундаментальных исследований (проект 20-58-04002).

Acknowledgements

The work was carried out with the financial support of the Belarusian Republican Foundation for Basic Research (projects T21RM-019 and F21MS-011) and the Russian Foundation for Basic Research (project 20-58-04002).

Список использованных источников

1. Основы расчета и проектирования теплообменников воздушного охлаждения: справочник / А. Н. Бессонный [и др.]; под ред. А. Н. Бессонного, В. Б. Кунтыша. – СПб.: Недра, 1996. – 512 с.
2. Королев, И. И. О комбинированных системах охлаждения ТЭЦ / И. И. Королев, Е. В. Генова, С. Е. Бенклян // Теплоэнергетика. – 1996. – № 11. – С. 49–55.
3. Численное моделирование вихревой интенсификации теплообмена в пакетах труб / Ю. А. Быстров [и др.]. – СПб.: Судостроение, 2005. – 392 с.
4. Combined air-cooled condenser layout with in line configured finned tube bundles to improve cooling performance / Y. Q. Kong [et al.] // Appl. Therm. Eng. – 2019. – Vol. 154. – P. 505–518. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.03.099>
5. Теплоотдача естественной конвекцией одиночного ряда вертикальных оребренных труб калориферов лесосушильных камер / В. Б. Кунтыш [и др.] // Лесн. журн. – 2002. – № 2. – С. 116–121.
6. Зорин, В. М. Атомные электростанции: учеб. пособие / В. М. Зорин. – М.: Изд. дом МЭИ, 2012. – 672 с.
7. Инженерный метод теплового расчета аппарата воздушного охлаждения в режиме свободно-конвективного теплообмена / В. Б. Кунтыш [и др.] // Хим. и нефтегаз. машиностроение. – 2013. – № 12. – С. 3–6.
8. Самородов, А. В. Совершенствование методики теплового расчета и проектирования аппаратов воздушного охлаждения с шахматными оребренными пучками: дис. ... канд. техн. наук / А. В. Самородов. – Архангельск, 1999. – 176 л.
9. Cheng, T. S. Characteristics of mixed convection heat transfer in a lid-driven square cavity with various Richardson and Prandtl numbers / T. S. Cheng // Int. J. Therm. Sci. – 2011. – Vol. 50, № 2. – P. 197–205. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2010.09.012>
10. Мартыненко, О. Г. Теплообмен смешанной конвекцией / О. Г. Мартыненко, Ю. А. Соколов. – Минск: Наука и техника, 1975. – 256 с.
11. Мильман, О. О. Экспериментальное исследование теплообмена при естественной циркуляции воздуха в модели воздушного конденсатора с вытяжной шахтой / О. О. Мильман // Теплоэнергетика. – 2005. – № 5. – С. 16–19.
12. Васильев, Ю. Н. Системы охлаждения компрессорных и нефтеперекачивающих станций / Ю. Н. Васильев, Г. А. Марголин. – М.: Недра, 1977. – 222 с.
13. Габдрахманов, А. А. Повышение эффективности эксплуатации аппаратов воздушного охлаждения на магистральных газопроводах: автореф. дис. ... канд. техн. наук / А. А. Габдрахманов; Уфим. гос. нефт. техн. ун-т. – Уфа, 2007. – 24 с.
14. 3D CFD simulations of air cooled condenser-II: Natural draft around a single finned tube kept in a small chimney / A. Kumar [et al.] // Int. J. Heat Mass Transfer. – 2016. – Vol. 92. – P. 507–522. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.07.136>
15. Маршалова, Г. С. Тепловой расчет и проектирование аппаратов воздушного охлаждения с вытяжной шахтой: дис. ... канд. техн. наук / Г. С. Маршалова. – Минск, 2019. – 153 л.
16. Маршалова, Г. С. Повышение энергосбережения в аппаратах воздушного охлаждения интенсификацией внешнего теплообмена / Г. С. Маршалова, А. Б. Сухоцкий, В. Б. Кунтыш // Хим. и нефтегаз. машиностроение. – 2020. – № 2. – С. 3–7.
17. Маршалова, Г. С. Аэродинамическое сопротивление при малых числах Рейнольдса и методика расчета скорости воздуха в одно- и многорядных оребренных пучках с вытяжной шахтой / Г. С. Маршалова, А. Б. Сухоцкий // Вес. Нац. акад. наук Беларусі. Сер. фіз.-мат. навук. – 2021. – Т. 57, № 1. – С. 108–118. <https://doi.org/10.29235/1561-2430-2021-57-1-108-118>
18. Durbin, P. A. Statistical Theory and Modeling for Turbulent Flows / P. A. Durbin, B. A. Pettersson-Reif. – Wiley, 2001. – 367 p.
19. ANSYS Fluent Theory Guide. Release 15.0 [Electronic resource]. – 2013. – Mode of access: <http://www.pmt.usp.br/academic/martoran/notasmodelosgrad/ANSYS%20Fluent%20Theory%20Guide%2015.pdf> – Date of access: 16.04.2022.
20. Menter, F. R. Ten years of industrial experience with the SST turbulence model / F. R. Menter, M. Kuntz, R. Langtry // Turbulence. Heat and Mass Transfer. – 2003. – Vol. 4. – P. 625–632.

21. Alam, Md. Mahbub. Aerodynamic characteristics of two side-by-side circular cylinders and application of wavelet analysis on the switching phenomenon / Md. Mahbub Alam, M. Moriya, H. Sakamoto // *J. Fluids and Structures*. – 2003. – Vol. 18, №3–4. – P. 325–346. <https://doi.org/10.1016/j.jfluidstructs.2003.07.005>
22. Alam, Md. Mahbub. Flow around two side-by-side closely spaced circular cylinders / Md. Mahbub Alam, Y. Zhou // *J. Fluids and Structures*. – 2007. – Vol. 23, №5. – P. 799–805. <https://doi.org/10.1016/j.jfluidstructs.2006.12.002>
23. Жукова, Ю. В. Конвективный теплообмен и гидродинамическое сопротивление двух расположенных бок о бок труб в узком канале при различных числах Рейнольдса / Ю. В. Жукова, А. М. Терех, А. И. Руденко // Докл. Нац. акад. наук Беларуси. – 2018. – Т. 62, №6. – С. 756–762.

References

1. Bessonnyi A. N., Kuntyshev V. B., eds. *Basics of Calculation and Design of Air Cooling Heat Exchangers*. St. Petersburg, Nedra Publ., 1996. 512 p. (in Russian).
2. Korolev I. I., Genova E. V., Benklyan S. E. On combined CHPP cooling systems. *Teploenergetika = Thermal Power Engineering*, 1996, no. 11, pp. 49–55 (in Russian).
3. Bystrov Ju. A., Isaev S. A., Kudryavtsev N. A., Leont'ev A. I. *Numerical Modeling of Vortex Intensification of Heat Transfer in Tube Bundles*. St. Petersburg, Sudostroenie Publ., 2005. 392 p. (in Russian).
4. Kong Y., Wang W., Zuo Z., Yang L., Du X., Yang Y. Combined air-cooled condenser layout with in line configured finned tube bundles to improve cooling performance. *Applied Thermal Engineering*, 2019, vol. 154, pp. 505–518. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.03.099>
5. Kuntyshev V. B., Pozdnyakova A. V., Melehev V. I. Heat transfer by natural convection of a single row of vertical finned pipes of heaters of drying chambers. *Lesnoi zhurnal = Russian Forestry Journal*, 2002, no. 2, pp. 116–121 (in Russian).
6. Zorin V. M. *Nuclear Power Plants*. Moscow, MEI Publ., 2012. 672 p. (in Russian).
7. Kuntyshev V. B., Samorodov A. V., Sukhotskii A. B. Engineering method of thermal calculation of the air cooling apparatus in the mode of free-convective heat exchange. *Khimicheskoe i neftegazovoe mashinostroenie = Chemical and Petroleum Engineering*, 2013, no. 12, pp. 3–6 (in Russian).
8. Samorodov A. V. *Improving the Methods of Thermal Calculation and Design of Air Cooling Devices with Checkerboard Finned Bundles*. Arkhangelsk, 1999. 176 p. (in Russian).
9. Cheng T. S. Characteristics of mixed convection heat transfer in a lid-driven square cavity with various Richardson and Prandtl numbers. *International Journal of Thermal Sciences*, 2011, vol. 50, no. 2, pp. 197–205. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2010.09.012>
10. Martynenko O. G., Sokovishin Yu. A. *Heat Exchange by Mixed Convection*. Minsk, Nauka i tekhnika Publ., 1975. 256 p. (in Russian).
11. Mil'man O. O. Experimental study of heat exchange during natural air circulation in the model of an air condenser with an exhaust shaft. *Teploenergetika = Thermal Engineering*, 2005, no. 5, pp. 16–19 (in Russian).
12. Vasil'ev Yu. N., Margolin G. A. *Cooling Systems of Compressor and Oil Pumping Stations*. Moscow, Nedra Publ., 1977. 222 p. (in Russian).
13. Gabdrakhmanov A. A. *Improvement of the Efficiency of the Equipment for Air Cooling Apparatus on the Main Conductors*. Ufa, 2007. 24 p. (in Russian).
14. Kumar A., Joshi J. B., Nayak A. K., Vijayan P. K. 3D CFD simulations of air cooled condenser-II: Natural draft around a single finned tube kept in a small chimney. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2016, vol. 92, pp. 507–522. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.07.136>
15. Marshalova G. S. *Thermal Design and Making of Air-Cooled Exhaust Shaft Apparatus*. Minsk, 2019. 153 p. (in Russian)
16. Marshalova G. S., Sukhotskii A. B., Kuntyshev V. B. Enhancing Energy Saving in Air Cooling Devices by Intensifying External Heat Transfer. *Khimicheskoe i neftegazovoe mashinostroenie = Chemical and Petroleum Engineering*, 2020, no. 2, pp. 3–7 (in Russian).
17. Marshalova G. S., Sukhotskii A. B. Aerodynamic drag at small Reynolds numbers and the method of calculation of the air velocity in one- and many-row finned beams with an exhaust shaft. *Vestsi Natsyianal'nai akademii navuk Belarusi. Seriya fizika-matematychnykh navuk = Proceedings of the National Academy of Sciences of Belarus. Physics and Mathematics series*, 2021, vol. 57, no. 1, pp. 108–118 (in Russian). <https://doi.org/10.29235/1561-2430-2021-57-1-108-118>
18. Durbin P. A., Pettersson-Reif B. A. *Statistical Theory and Modeling for Turbulent Flows*. Willey, 2001. 367 p.
19. *ANSYS Fluent Theory Guide. Release 15.0* (2013). Available at: <http://www.pmt.usp.br/academic/martoran/notas-modelosgrad/ANSYS%20Fluent%20Theory%20Guide%202015.pdf> (accessed 16 April 2022).
20. Menter F. R., Kuntz M., Langtry R. Ten years of industrial experience with the SST turbulence model. *Turbulence. Heat and Mass Transfer*, 2003, vol. 4, pp. 625–632.
21. Alam Md. Mahbub, Moriya M., Sakamoto H. Aerodynamic characteristics of two side-by-side circular cylinders and application of wavelet analysis on the switching phenomenon. *Journal of Fluids and Structures*, 2003, vol. 18, no. 3–4, pp. 325–346. <https://doi.org/10.1016/j.jfluidstructs.2003.07.005>
22. Alam Md. Mahbub, Zhou Y. Flow around two side-by-side closely spaced circular cylinders. *Journal of Fluids and Structures*, 2007, vol. 23, no. 5, pp. 799–805. <https://doi.org/10.1016/j.jfluidstructs.2006.12.002>
23. Zhukova Yu. V., Terekh A. M., Rudenko A. I. Convective heat transfer and drag of two side-by-side tubes in the narrow channel at different Reynolds number. *Doklady Natsional'noi akademii nauk Belarusi = Doklady of the National Academy of Sciences of Belarus*, 2018, vol. 62, no. 6, pp. 756–762 (in Russian).

Информация об авторах

Маршалова Галина Сергеевна – кандидат технических наук, научный сотрудник лаборатории турбулентности, Институт тепло- и массообмена имени А.В. Лыкова Национальной академии наук Беларуси (ул. П. Бровки, 15, 220072, Минск, Республика Беларусь); ассистент кафедры, Белорусский государственный технологический университет (ул. Свердлова, 13а, 220006, Минск, Республика Беларусь). <https://orcid.org/0000-0003-4635-6144>. E-mail: galiana.sidorik@gmail.com

Баранова Татьяна Анатольевна – научный сотрудник лаборатории турбулентности, Институт тепло- и массообмена имени А.В. Лыкова Национальной академии наук Беларуси (ул. П. Бровки, 15, 220072, Минск, Республика Беларусь). <https://orcid.org/0000-0002-4413-8904>. E-mail: bartat@tut.by

Жукова Юлия Владимировна – кандидат физико-математических наук, доцент, ведущий научный сотрудник лаборатории турбулентности, Институт тепло- и массообмена имени А.В. Лыкова Национальной академии наук Беларуси (ул. П. Бровки, 15, 220072, Минск, Республика Беларусь). <https://orcid.org/0000-0003-1219-6373>. E-mail: julia_zhukova@rambler.ru

Чорный Андрей Дмитриевич – кандидат физико-математических наук, доцент, заведующий лабораторией турбулентности, Институт тепло- и массообмена имени А.В. Лыкова Национальной академии наук Беларуси (ул. П. Бровки, 15, 220072, Минск, Республика Беларусь). <https://orcid.org/0000-0003-4716-6123>. E-mail: anchor74@rambler.ru

Сухоцкий Альберт Борисович – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры Энергосбережения, гидравлики и теплотехники, Белорусский государственный технологический университет (ул. Свердлова, 13а, 220006, Минск, Республика Беларусь). <https://orcid.org/0000-0002-5503-7471>. E-mail: alk2905@mail.ru

Данильчик Екатерина Сергеевна – ассистент кафедры энергосбережения, гидравлики и теплотехники, Белорусский государственный технологический университет (ул. Свердлова, 13а, 220006, Минск, Республика Беларусь); младший научный сотрудник лаборатории турбулентности, Институт тепло- и массообмена имени А.В. Лыкова Национальной академии наук Беларуси (ул. П. Бровки, 15, 220072, Минск, Республика Беларусь). E-mail: katya.156.156@gmail.com

Миронов Александр Александрович – инженер, Казанский национальный исследовательский технический университет имени А.Н. Туполева – КАИ (ул. К. Маркса, 10, 420111, Казань, Российская Федерация). E-mail: alexander1993@mail.ru

Кадьров Руслан Газинурович – аспирант, Казанский национальный исследовательский технический университет имени А.Н. Туполева – КАИ (ул. К. Маркса, 10, 420111, Казань, Российская Федерация). E-mail: adres.krg@mail.ru

Попов Игорь Александрович – член-корреспондент Академии наук Республики Татарстан, доктор технических наук, профессор, Казанский национальный исследовательский технический университет имени А.Н. Туполева – КАИ (ул. К. Маркса, 10, 420111, Казань, Российская Федерация). <https://orcid.org/0000-0002-1700-7896>. E-mail: popov-igor-alex@yandex.ru

Information about the authors

Galina S. Marshalova – Ph. D. (Engineering), Scientific Researcher of the Laboratory of Turbulence, A. V. Luikov Heat and Mass Transfer Institute of the National Academy of Sciences of Belarus (15, P. Brovka Str., 220072, Minsk, Republic of Belarus); Assistant of the Department, Belarusian State Technological University (13a, Sverdlov Str., 220006, Minsk, Republic of Belarus). <https://orcid.org/0000-0003-4635-6144>. E-mail: galiana.sidorik@gmail.com

Tatiana A. Baranova – Researcher of the Laboratory of Turbulence, A. V. Luikov Heat and Mass Transfer Institute of the National Academy of Sciences of Belarus (15, P. Brovka Str., 220072, Minsk, Republic of Belarus). <https://orcid.org/0000-0002-4413-8904>. E-mail: bartat@tut.by

Yulia V. Zhukova – Ph. D. (Physics and Mathematics), Associate Professor, Leading Researcher of the Laboratory of Turbulence, A. V. Luikov Heat and Mass Transfer Institute of the National Academy of Sciences of Belarus (15, P. Brovka Str., 220072, Minsk, Republic of Belarus). <https://orcid.org/0000-0003-1219-6373>. E-mail: julia_zhukova@rambler.ru

Andrei D. Chorny – Ph. D. (Physics and Mathematics), Associate Professor, Head of the Laboratory of Turbulence, A. V. Luikov Heat and Mass Transfer Institute of the National Academy of Sciences of Belarus (15, P. Brovka Str., 220072, Minsk, Republic of Belarus). <https://orcid.org/0000-0003-4716-6123>. E-mail: anchor74@rambler.ru

Al'bert B. Sukhotskii – Ph. D. (Engineering), Associate Professor, Belarusian State Technological University (13a, Sverdlov Str., 220006, Minsk, Republic of Belarus). <https://orcid.org/0000-0002-5503-7471>. E-mail: alk2905@mail.ru

Ekaterina S. Danil'chik – Junior Researcher, Belarusian State Technological University (13a, Sverdlov Str., 220006, Minsk, Republic of Belarus); Junior Scientific Researcher of the Laboratory of Turbulence, A. V. Luikov Heat and Mass Transfer Institute of the National Academy of Sciences of Belarus (15, P. Brovka Str., 220072, Minsk, Republic of Belarus). E-mail: katya.156.156@gmail.com

Aleksandr A. Mironov – Engineer, Kazan National Research Technical University named after A. N. Tupolev – KAI (10, K. Marx Str., 420111, Kazan, Russian Federation). E-mail: alexander1993@mail.ru

Ruslan G. Kadyrov – Postgraduate Student, Kazan National Research Technical University named after A. N. Tupolev – KAI (10, K. Marx Str., 420111, Kazan, Russian Federation). E-mail: adres.krg@mail.ru

Igor A. Popov – Corresponding Member of the Academy of Sciences of the Republic of Tatarstan, D. Sc. (Engineering), Professor, Kazan National Research Technical University named after A. N. Tupolev – KAI (10, K. Marx Str., 420111, Kazan, Russian Federation). <https://orcid.org/0000-0002-1700-7896>. E-mail: popov-igor-alex@yandex.ru